

Institut für Kraftfahrwesen Aachen
Geschäftsbereich Akustik

Strategien und Maßnahmen zur Verringerung der Schallemissionen von Einzelkornsägeräten

Abschlussbericht über ein Forschungsprojekt,
gefördert unter dem Az: 13763 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Priv.-Doz. Dr. Ing. Jan-Welm Biermann
Dipl.-Ing. Thomas Schrüllkamp

Aachen, September 2001

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	13763	Referat	21/0	Fördersumme	175.000,00 DM
Antragstitel		Strategien und Maßnahmen zur Verringerung der Schallemission von Einzelkornsägeräten			
Stichworte		Produkt; Emission; Landwirtschaft; Maschine			
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
36	09/98	09/01			
Zwischenberichte:					
Bewilligungsempfänger		Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika) RWTH Aachen Steinbachstraße 10 52074 Aachen		Tel	0241/8025611
				Fax	0241/8888147
				Projektleitung Prof. Dr.-Ing. Wallentowitz	
				Bearbeiter Dipl.-Ing. Thomas Schrüllkamp	
Kooperationspartner		Amazonen-Werk H. Dreyer GmbH & Co. KG Institut für Landtechnik der Universität Bonn			

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Der Einsatz pneumatischer Zusatzgeräte wie Einzelkornsägeräte (EKS) mit Gebläse führen zu erhöhter Belastung des Bedieners und der Umwelt. Ziel des Vorhabens ist es, die Geräuschemissionen dieser Landmaschinen im realen Betrieb zu senken und damit die Belastungen von Mensch und Umwelt zu reduzieren. Hierzu sollen die derzeit hohen **Schallemissionen** von bis zu 89 dB(A) deutlich gesenkt werden. Mit Kenntnis der einzelnen **Teilschallquellen** und Übertragungswege aller relevanten Aggregatekomponenten sollen spezifische Maßnahmen zur Geräuschreduktion erarbeitet werden, die von der Firma Amazone umgesetzt werden. Weiteres Ziel ist es, basierend auf den in den Einzeluntersuchungen gefundenen, praxisorientierten Änderungen allgemeingültige **Konstruktions- und Entwicklungshinweise** sowie Strategien zu erarbeiten und deren **Übertragbarkeit** auf andere Aggregate aufzuzeigen. Dies beinhaltet vor allem die Ableitung eines einfachen Verfahrens zur **Schallemissionsbestimmung**. Somit werden kleinen und mittelständischen Unternehmen langfristig Hilfestellungen bei der Geräteentwicklung unter akustischen Gesichtspunkten gegeben.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Für die Ermittlung und Analyse der Schallemissionen und Schallübertragungswege sowie die Untersuchung störender Frequenzbereiche ist die Anpassung einer **Feldmessvorrichtung** vorgesehen. Mit Hilfe dieser Feldmessvorrichtung wird der Ist-Zustand von Einzelkornsägeräten praxisgerecht in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen aufgezeichnet und analysiert. Hierbei wird insbesondere die Gebläse- und Drucklufteinrichtung untersucht, da hier derzeit akuter Handlungsbedarf hinsichtlich der Geräuschabsenkung besteht. Anhand von **Teilschallquellenanalysen** werden in Prüfstandsversuchen die Hauptgeräuschverursacher ermittelt. Aus den im reflexionsarmen Schallmessraum durchgeführten Laborversuchen werden praxisorientierte Maßnahmen zur Reduktion der Geräuschemission durch **konstruktive Überarbeitung** von Bauteilen abgeleitet, welche seitens des Herstellers (Amazone) umgesetzt werden. In Feldversuchen wird abschließend die Wirksamkeit von vorgeschlagenen Strategien und Maßnahmen überprüft. Weiterhin ist es Ziel des Forschungsvorhabens, basierend auf den akustischen Einzeluntersuchungen **allgemeine Entwicklungs- und Konstruktionsstrategien** zu erarbeiten und deren Übertragbarkeit auf andere Aggregate aufzuzeigen.

Ergebnisse und Diskussion

Die Tatsache, dass gerade bei pneumatisch arbeitenden Einzelkornsägeräten die Lärmemission und damit die Belastung der Umwelt und des Arbeitspersonals besonders hoch ist, führte zur Initiierung des Projektes zur Minimierung der Schallemissionen beim Einzelkornsägerät.

Dazu wurden Gesamtgerätuntersuchungen, detaillierte Prüfstandmessungen an Komponenten und abschließende Analysen des optimierten Gerätes durchgeführt. Im Rahmen einer Gesamtgerätuntersuchung wurde zunächst der Ist-Zustand unter Berücksichtigung verschiedenen Parameter aufgezeichnet und anschließend analysiert. Dazu wurde neben einer Messung im Stationärbetrieb eine Messung im Realbetrieb, d.h. bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt.

Dabei konnte das Gebläse als Hauptgeräuschverursacher identifiziert werden, so dass sich nachfolgende Untersuchungen somit verstärkt auf das Gebläse konzentrierten. Im reflexionsarmen Schallmessraum wurde dazu ein von einem Hydromotor angetriebener Gebläseprüfstand aufgebaut. Schalldruck- und Schallintensitätsmessungen sowohl am gesamten Gebläse als auch an verschiedenen Aufbaustufen des Gebläses ermöglichten eine detaillierte Teilschallquellenanalyse. Dabei erwies sich der Gebläsesauslass als eindeutige Hauptschallquelle.

Auf der Basis der gewonnen Erkenntnisse wurden in einem nächsten Schritt mögliche Maßnahmen zur Schallreduzierung am Einzelkornsägerät erörtert und ihre Anwendbarkeit auf das Einzelkornsägerät diskutiert. Für die nachträgliche Schallreduzierung am Einzelkornsägerät wurde die Schalldämpfung als beste und kostengünstige Maßnahme ermittelt. Aus diesem Grund wurden verschiedene Dämpfervarianten aufgebaut und ihr jeweiliger Nutzen in Messungen zunächst am Gebläseprüfstand und später auch im Feldeinsatz bzw. Realbetrieb verglichen. Dabei erwies sich eine als Absorptionsdämpfer aufgebaute Dämpfertonne als beste Variante zur Schallreduzierung am Einzelkornsägerät. Durch den Einsatz dieses Absorptionsdämpfers konnte der Schallpegel teilweise bis zu 10 dB(A) (von 85 dB(A) auf 75 dB(A)) gesenkt werden.

Abschließend wurde die Übertragbarkeit der Vorgehensweise und der Maßnahmen zur Schallreduzierung auf andere Landmaschinen erörtert bzw. diskutiert. Grundsätzlich lässt sich die Vorgehensweise zur Schallreduzierung, wie sie im Rahmen dieses Projektes gewählt wurde, auf andere Landmaschinen übertragen. Darüber hinaus können bei pneumatisch arbeitenden Landmaschinen auch die hier vorgestellten Lösungsvarianten so direkt angewandt werden. Des Weiteren wurden grundsätzliche Regeln zur optimalen Gestaltung eines Bauteils in Hinblick auf die Minimierung von Luft- und Körperschall aufgezeigt.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

„Schallemissionen von Landmaschinen“ dargestellt am Beispiel des Amazone Airplanters ED 451 K .
Beitrag Landtechnik 55. Jahrgang 5/2000 Oktober

„Sound emission of agricultural implements“

2nd ISHS Symposium Mechanization of Vegetable Production Bonn, June 14-16, 2000

Fazit

Die Anwendung der Vorgehensweise ausgehend von der Untersuchung des Gesamtsystems bis hin zur prüfstandtechnischen Analyse der an der Schallemission beteiligten Systemkomponenten ist für die landwirtschaftliche Fahrzeugtechnik neu. Bereits die zeitgleiche Messung von Ackerschlepper und Einzelkornsägerät mittels einer Vorbeifahrtmessung bringt erste Hinweise auf die Hauptgeräuschquellen solcher Landmaschinen. Die anschließende Teilschallquellenanalyse mittels Schalldruck- und Schallintensitätsmessung auf dem Prüfstand ist ebenso für Landmaschinen anwendbar und hat das Sauggebläse des Einzelkornsägerätes als Hauptlärmquelle identifiziert. Als Verbesserungsmaßnahme wurde ein Schalldämpfer entwickelt, der in die Ausblassöffnung des Sauggebläses eingebracht wurde. Hierdurch konnte der Schallpegel im Mittel um ca. 7 dB(A) gesenkt werden ohne die Gerätefunktionalität (Beibehaltung des Unterdrucks) einzuschränken. Wichtig in diesem Zusammenhang ist, dass die großen Blechflächen vom Dünger- und Saatgutbehälter nicht entscheidend zum Gesamtpegel beitragen und eine untergeordnete Rolle spielen. Daher müssen hier zunächst auch keine zusätzlichen Dämpfungsmaßnahmen aufgebaut werden. Zudem wurden basierend auf den Untersuchungsergebnissen Gestaltungshinweise zur Luftschallreduzierung erarbeitet und Hinweise zur Dämpferauslegung vorgestellt. Auf diese Weise konnten Schallminderungsmaßnahmen entwickelt werden und am Prüfstand und im Gesamtfahrzeugversuch überprüft werden. Diese Vorgehensweise ist somit auf andere pneumatische Geräte übertragbar und bildet die Grundlage für Schallminderungsmaßnahmen bei landwirtschaftlichen Geräten.

Inhalt

1	Verzeichnisse	6
1.1	Abbildungen.....	6
1.2	Begriffe und Definitionen.....	8
2	Zusammenfassung	10
3	Einleitung.....	12
4	Erläuterungen zur Problematik / Aufgabenstellung	14
4.1	Kenntnisstand.....	14
4.2	Stand der Technik.....	17
5	Grundlagen.....	19
5.1	Landtechnik	19
5.1.1	Prozess der Einzelkornsaat.....	19
5.1.2	Einteilung der Einzelkornsäugeräte	21
5.1.3	Aufbau und des Einzelkornsäugerätes Amazone Airplanter ED 451K	23
5.2	Akustik.....	25
5.2.1	Schall	25
5.2.1.1	Kenngößen des Schalls	26
5.2.1.2	Messgrößen für Geräuschemissionen	28
5.2.2	Schallwahrnehmung des Menschen	29
5.3	Messtechnik.....	31
5.3.1	Mikrofon	31
5.3.2	Schallpegelmesser	32
6	Gesamte Vorgehensweise	33

7	Gesamtgerätuntersuchung	34
7.1	Erläuterung der berücksichtigten Einflussfaktoren	34
7.2	Stationärbetrieb	35
7.2.1	Versuchsaufbau und Durchführung	35
7.2.2	Ergebnisse	36
7.3	Realbetrieb (Feldeinsatz).....	41
7.3.1	Versuchsaufbau und Durchführung	41
7.3.2	Ergebnisse	43
8	Bauteiluntersuchung / Teilschallquellenanalyse	51
8.1	Schalldruckmessung an verschiedenen Aufbaustufen des Gebläses.....	51
8.1.1	Versuchsaufbau und Durchführung	51
8.1.2	Ergebnisse	54
8.2	Schallintensitätsmessung.....	58
8.2.1	Versuchsaufbau und Durchführung	58
8.2.2	Ergebnisse	60
9	Variantenuntersuchung.....	68
9.1	Erörterung der Variantenuntersuchung	68
9.1.1	Mögliche Maßnahmen zur Schallreduzierung.....	68
9.1.2	Realisierbarkeit der verschiedene Varianten	68
9.1.2.1	Volumenstrommessung.....	69
9.1.2.2	Unterdruckmessung	70
9.2	Messungen im reflexionsarmen Schallmessraum („Schlauch-ika“, „Tonne“)	71
9.2.1	Versuchsaufbau und Durchführung	72
9.2.2	Ergebnisse	76
9.3	Messung am Gesamtfahrzeug.....	83
9.3.1	Versuchsaufbau und Durchführung	83
9.3.2	Ergebnisse	86

9.3.2.1	Vorbeifahrt	86
9.3.2.2	Standmessung	88
9.3.2.3	Unterdruckmessung	89
10	Übertragbarkeit auf andere Maschinen / Konstruktionsrichtlinien	91
10.1	Einteilung der geräuschverursachenden Komponenten	91
10.2	Darstellung der verschiedenen Maßnahmen zur Schallreduzierung	91
10.2.1	Dämpfung und Absorption	91
10.2.2	Dämmung/Kapselung	94
10.3	Gestaltungsregeln	95
10.3.1	Luftschallreduzierung	95
10.3.2	Körperschallreduzierung	96
11	Fazit	97
12	Literatur	98

1 Verzeichnisse

1.1 Abbildungen

Abb. 4-1:	Amazone Airplanter ED 451 K	15
Abb. 4-2:	Gebläse des Einzelkornsägers	16
Abb. 5-1:	Prozessphasen der Einzelkornsaat [KRO 98]	20
Abb. 5-2:	Einteilung der Einzelkornsägers	21
Abb. 5-3:	Funktionsprinzip Vereinzlungsaggregat [KRO 98]	22
Abb. 5-4:	Amazone Airplanter ED 451 K	23
Abb. 5-5:	Säaggregat [AMZ 00]	24
Abb. 5-6:	Schallereignisse im Zeit- und Frequenzbereich [BIE 00]	25
Abb. 5-7:	Abstandseinfluss bei der Schallausbreitung im Freifeld [BIE99]	27
Abb. 5-8:	Hörfeld des Menschen [BEC 99]	29
Abb. 5-9:	Kurven gleichen Lautstärkeempfindens (Isophonen) [BIE 00]	30
Abb. 5-10:	Bewertungskurven für Schalldruckpegel [BIE 00]	30
Abb. 5-11:	Aufbau eines Kondensatormikrofons [BIE 00]	31
Abb. 5-12:	Prinzipieller Aufbau eines Schallpegelmessers [KLI 90]	32
Abb. 7-1:	Messaufbau Stationärbetrieb	35
Abb. 7-2:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Zapfwelldrehzahl; Bandantrieb; v = 5 km/h, ohne Saatgutbefüllung	36
Abb. 7-3:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (über Bandantrieb realisiert); Zapfwelldrehzahl von 700 1/min; ohne Saatgutbefüllung	37
Abb. 7-4:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (Bandantrieb); Zapfwelldrehzahl von 700 1/min; mit Saatgutbefüllung	38
Abb. 7-5:	Frequenzanalyse; Schallpegelvergleich „mit“ und „ohne Saatgut“; n _{zapf} = 700 1/min; v = 7 km/h; Messposition: hinten	39
Abb. 7-6:	Frequenzanalyse; Schallpegelvergleich an verschiedenen Messpositionen; n _{zapf} = 700 1/min; v = 5 km/h; ohne Saatgutbefüllung	39
Abb. 7-7:	Frequenzanalyse; Schalldruckvergleich bei verschiedenen Drehzahlen; v = 5 km/h; ohne Saatgutbefüllung; Messposition: hinten	40
Abb. 7-8:	Vorbeifahrtmessung	42
Abb. 7-9:	Messaufbau Realbetrieb	42
Abb. 7-10:	Schallpegelmesser	43
Abb. 7-11:	Datrecorder	43
Abb. 7-12:	Schallpegelvergleich bei v = 5 km/h; Zustand „leer“ und „Traktor“; Messposition: „links“, „rechts“	44
Abb. 7-13:	Schallpegelvergleich bei v = 7 km/h; Zustand „leer“ und Zustand „Traktor“; Messposition: „links“, „rechts“	45
Abb. 7-14:	Standmessung; Zustand „Traktor“ und „mit Gebläse“; Messposition: „links“, „rechts“	46

Abb. 7-15:	Frequenzanalyse; Standmessung; „mit Gebläse“, „ohne Gebläse“; Messposition: „links“, „rechts“	47
Abb. 7-16:	Schallpegelvergleich unter Berücksichtigung verschiedener Parameter; $v = 7 \text{ km/h}$; Messposition: „links“, „rechts“	48
Abb. 7-17:	Frequenzanalyse; Heckfenster zu; $v = 5 \text{ km/h}$	49
Abb. 7-18:	Frequenzanalyse; Heckfenster auf; $v = 5 \text{ km/h}$	49
Abb. 8-1:	Mikrofonaufbau um das Gebläse	51
Abb. 8-2:	Anordnung der Messmikrofone	52
Abb. 8-3:	Messtechnik.....	52
Abb. 8-4:	Ausrüstungszustände 3 und 4 während der ersten Messung	53
Abb. 8-5:	Zeitsignale der Messreihe	54
Abb. 8-6:	Auswertung Messposition „hinten“	55
Abb. 8-7:	Auswertung Messposition „links“	55
Abb. 8-8:	Auswertung Messposition „vorne“	56
Abb. 8-9:	Auswertung Messposition „rechts“	56
Abb. 8-10:	Auswertung Messposition „oben“	57
Abb. 8-11:	Verfahrrahmen mit Messsonde	58
Abb. 8-12:	Seitenansicht Gebläsegestell.....	59
Abb. 8-13:	Messtechnik Intensitätsmessung	59
Abb. 8-14:	Gesamter Versuchsaufbau zur Intensitätsmessung	60
Abb. 8-15:	Intensitätskarten für Terzband [500 Hz]	62
Abb. 8-16:	Intensitätskarten für Terzband [800 Hz]	63
Abb. 8-17:	Intensitätskarten von Terzband [1000 Hz].....	64
Abb. 8-18:	Intensitätskarten für Terzband [1250 Hz]	65
Abb. 8-19:	Intensitätskarten für Terzband [2500 Hz]	66
Abb. 8-20:	Intensitätskarten für den Gesamtpegel	67
Abb. 9-1:	Messsonde für Strömungsgeschwindigkeit	69
Abb. 9-2:	Messung der Strömungsgeschwindigkeit.....	70
Abb. 9-3:	Sensorposition; Drehmomentmesswelle	71
Abb. 9-4:	Versuchsaufbau Variantenuntersuchung	72
Abb. 9-5:	Messtechnik.....	73
Abb. 9-6:	Messaufbau „Schlauch ika gerade“.....	74
Abb. 9-7:	Messaufbau „Schlauch ika gerollt“	74
Abb. 9-8:	Aufbau Absorptionsdämpfer.....	75
Abb. 9-9:	Messaufbau Absorptionsdämpfer.....	75
Abb. 9-10:	Vergleich der Messpositionen A und B bei 800 1/min im Originalzustand	76
Abb. 9-11:	Seitenvergleich Originalzustand Messposition „A“	77
Abb. 9-12:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „hinten“.....	78
Abb. 9-13:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „links“	78
Abb. 9-14:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „vorne“	79
Abb. 9-15:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „rechts“, „A“	79
Abb. 9-16:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „rechts“, „B“	80
Abb. 9-17:	Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „oben“	80

Abb. 9-18:	Variationenvergleich bei 700 1/min	81
Abb. 9-19:	Schallpegelvergleich für verschiedenen Frequenzordnungen	82
Abb. 9-20:	Wasserfalldiagramm	82
Abb. 9-21:	Auswertung Unterdruck	83
Abb. 9-22:	Befestigung Tonne/ Schlauch	84
Abb. 9-23:	Befestigung Tonne/Schlauch	84
Abb. 9-24:	Schlauch IKA	85
Abb. 9-25:	Tonne	85
Abb. 9-26:	Schlauch IFL.....	85
Abb. 9-27:	Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfertonne; Messpositionen: links, rechts	87
Abb. 9-28:	Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfertonne, Messposition links	88
Abb. 9-29:	Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfertonne, Messposition „hinten“	88
Abb. 9-30:	Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfertonne, Messposition „rechts“	89
Abb. 10-1:	Prinzipskizze eines Absorptionsschalldämpfers [BIE 99]	92
Abb. 10-2:	Resonanzabsorber (Helmholtzresonator).....	93
Abb. 10-3:	Kombination aus Reflexion und Absorption.....	95

1.2 Begriffe und Definitionen

A	Fläche
α_s	Schallabsorptionskoeffizient
α	Absorptionsgrad
c	Schallgeschwindigkeit
D	Richtungsmaß
d	Rohrdurchmesser
D	Dämpfung
d	Abstand der Absorptionsschichten
f	Frequenz
f_{zw}	Frequenz Zapfwellendrehzahl
φ	Einfallswinkel
\bar{I}	Schallintensität
i	Übersetzungsverhältnis
L_p	Schallleistungspegel
L_p	Schalldruckpegel
L_I	Schallintensitätspegel
λ	Wellenlänge

n_{zapf}	Zapfwellendrehzahl
$n_{Flügel}$	Anzahl der Flügel
n_L	Lüfterradrehzahl
p	Schalldruck
P	Schalleistung
\bar{v}	Schallschnelle
v_F	Fahrgeschwindigkeit
v_h	horizontale Geschwindigkeit
v_u	Umfangsgeschwindigkeit
v_v	vertikale Geschwindigkeit
\dot{V}	Volumenstrom
Z	Schallkennwiderstand

2 Zusammenfassung

Obwohl Lärm- bzw. Schallemissionen sowohl in der Arbeitswelt als auch im Bezug auf die Umwelt eine immer größere Bedeutung erlangen, blieb im Bereich des Landmaschinenbaus die Auseinandersetzung mit dieser Thematik bisher weitgehend unberücksichtigt. Dabei treten gerade im Umgang mit Landmaschinen oft langandauernde Geräuscheinwirkungen auf, die einerseits zu erheblichen Gesundheitsschädigungen und Einschränkungen des Arbeitspersonals bei der Ausführung der geforderten Tätigkeiten führen und andererseits eine erhebliche Belastung der Umwelt zur Folge haben.

Die Tatsache, dass gerade bei pneumatisch arbeitenden Einzelkornsägeräten die Lärmemission und damit also die Belastung der Umwelt und des Arbeitspersonals besonders hoch ist, führte zur Initiierung eines Projektes zur Minimierung der Schallemissionen beim Einzelkornsägerät. In Zusammenarbeit mit dem Landmaschinenhersteller Amazone und dem Institut für Landtechnik (IfL) in Bonn wurden am Institut für Kraftfahrwesen in Aachen (ika) mögliche Strategien und Maßnahmen zur Verringerung der Schallemissionen von Einzelkornsägeräten aufgezeigt, entwickelt und anschließend getestet. Dazu wurden Gesamtgerätuntersuchungen, detaillierte Prüfstandmessungen an Komponenten und abschließende Analysen des optimierten Gerätes durchgeführt.

Im Rahmen einer Gesamtgerätuntersuchung wurde zunächst der Ist-Zustand unter Berücksichtigung verschiedenen Parameter aufgezeichnet und anschließend analysiert. Dazu wurde neben einer Messung im Stationärbetrieb eine Messung im Realbetrieb, d.h. bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt. Die anfängliche Vermutung, dass es sich bei dem Gebläse um den Hauptgeräuschverursacher handelt, konnte durch diese Messung bestätigt werden, so dass sich nachfolgende Untersuchungen somit verstärkt auf das Gebläse konzentrierten.

Im reflexionsarmen Schallmessraum wurde dazu ein von einem Hydromotor angetriebener Gebläseprüfstand aufgebaut. Schalldruck- und Schallintensitätsmessungen sowohl am gesamten Gebläse als auch an verschiedenen Aufbaustufen des Gebläses ermöglichten eine detaillierte Teilschallquellenanalyse. Dabei erwies sich der Gebläsesauslass als eindeutige Hauptschallquelle.

Auf der Basis der gewonnenen Erkenntnisse wurden in einem nächsten Schritt mögliche Maßnahmen zur Schallreduzierung am Einzelkornsägerät erörtert und ihre Anwendbarkeit auf das Einzelkornsägerät diskutiert. Für die nachträgliche Schallreduzierung am Einzelkornsägerät wurde die Schalldämpfung als beste und kostengünstige Maßnahme angesehen. Aus diesem Grund wurden verschiedene Dämpfervarianten aufgebaut und ihr jeweiliger Nutzen in Messungen zunächst am Gebläseprüfstand und später auch im Feldeinsatz bzw. Realbetrieb verglichen. Dabei erwies sich eine als Absorptionsdämpfer aufgebaute Dämpfertonne als beste Variante zur Schallreduzierung am Einzelkornsägerät. Durch den Einsatz dieses Absorptionsdämpfers konnte der Schallpegel teilweise bis zu 10 dB(A) (von 85 dB(A) auf 75 dB(A)) gesenkt werden.

Abschließend wurde die Übertragbarkeit der Vorgehensweise und der Maßnahmen zur Schallreduzierung auf andere Landmaschinen erörtert bzw. diskutiert. Grundsätzlich lässt sich die Vorgehensweise zur Schallreduzierung, wie sie im Rahmen dieses Projektes gewählt wurde, auf andere Landmaschinen übertragen. Darüber hinaus können bei pneumatisch arbeitenden Landmaschinen auch die hier vorgestellten Lösungsvarianten so direkt angewandt werden. Des Weiteren wurden grundsätzliche Regeln zur optimalen Gestaltung eines Bauteils in Hinblick auf die Minimierung von Luft- und Körperschall aufgezeigt.

3 Einleitung

Bei der heutigen Entwicklung von Maschinen sind ökologische und ökonomische Aspekte neben der eigentlichen Funktionsorientierung von besonderer Bedeutung.

Als Beispiel seien die technischen Neuentwicklungen in der Automobilindustrie genannt, die deutlich – wenn auch nicht ausreichend – von einer ressourcen- und somit auch umweltschonenden Philosophie geprägt sind. Mit im Vordergrund steht die Minimierung von stofflichen und zunehmend auch von nicht stofflichen Emissionen, wie z.B. Lärm. Dieser in der Automobilbranche schon seit einigen Jahren verstärkter Trend setzt sich immer mehr im Bereich des Landmaschinenbaus durch, da gerade hier durch Eingrenzung der Lärmemissionen sowohl dem Arbeits- als auch dem Umweltschutz Rechnung getragen wird.

Bei der Arbeit mit diversen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen unterliegt das Arbeitspersonal oft langandauernden Geräuscheinwirkungen, die zu erheblichen gesundheitlichen Beeinträchtigungen führen können. Häufig werden zudem die zur Erholung des menschlichen Ohres erforderlichen Ruhepausen bzw. Erholungsphasen nicht eingehalten.

Diese Überlegungen führten zur Initiierung eines von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt geförderten Projektes zur Minimierung der Schallemissionen beim Einzelkornsägerät. In Zusammenarbeit mit dem Landmaschinenhersteller Amazone und dem Institut für Landtechnik (IfL) in Bonn wurden am Institut für Kraftfahrwesen in Aachen (ika) mögliche Strategien und Maßnahmen zur Verringerung der Schallemissionen von Einzelkornsägeräten aufgezeigt, entwickelt und getestet. Gegenstand der im Rahmen dieses Projektes durchgeführten Arbeit ist die akustische Untersuchung eines solchen Einzelkornsägerätes (EKS). Dazu wurden nach der Entwicklung eines geeigneten Messverfahrens zur Bestandsaufnahme und Beschreibung der Lärmemissionen sowohl unter stationären Bedingungen, als auch im Feldeinsatz Geräuschemessungen durchgeführt. Ziel dabei war die Analyse von relevanten Teilschallquellen und die Ableitung praxisgerechter Verbesserungsvorschläge.

Zunächst wird die Problematik aufgezeigt und ein Überblick über bisherige Maßnahmen zur „Lärmbekämpfung“ in der Landtechnik gegeben. In diesem Zusammenhang werden außerdem mögliche durch Lärm verursachte gesundheitliche Beeinträchtigungen aufgelistet.

Kapitel 5 liefert eine Zusammenstellung der landtechnischen, akustischen und messtechnischen Grundlagen. Im Bezug auf die landtechnischen Grundlagen wird ein besonderes Augenmerk auf den Prozess der Einzelkornsäat und den Aufbau von Einzelkornsägeräten gerichtet. Die Arbeitsweise eines Einzelkornsägerätes wird am Beispiel des im Rahmen des Projektes untersuchten Amazone Airplanters ED 451 K erläutert.

Im sechsten Kapitel wird die Vorgehensweise im Rahmen der Akustik-Untersuchungen am Einzelkornsägerät und der anschließenden Lösungsfindung erörtert.

Während der Schwerpunkt im siebten Kapitel auf die Aufbereitung der Messungen am Gesamtgerät gelegt wird, ist die Darstellung der Teilschallquellenanalyse im reflexionsarmen

Schallmessraum Gegenstand des achten Kapitels. Dabei wird neben der Beschreibung der Messmethoden und der Versuchsanordnungen ein Überblick über die zur Analyse der Schallquellen notwendigen Parametervariationen gegeben. Anschließend werden jeweils die Ergebnisse der verschiedenen Messungen erörtert.

Kapitel 9 gibt zunächst einen allgemeinen Überblick über mögliche Maßnahmen zur Lärmreduzierung. Im nächsten Schritt werden die im Rahmen dieses Projektes sowohl am Gesamtgerät, als auch am Prüfstand erprobten Varianten zur Lärminderung dargestellt und analysiert.

In Kapitel 10 wird die Übertragbarkeit der im Laufe der Untersuchungen erarbeiteten Lösungskonzepte zur Lärminderung am EKS auf andere landwirtschaftliche Maschinen erörtert.

4 Erläuterungen zur Problematik / Aufgabenstellung

4.1 Kenntnisstand

Dass Lärm- bzw. Schallemissionen sowohl in der Arbeitswelt, als auch im Bezug auf die Umwelt eine immer größere Bedeutung haben, ist langläufig bekannt. Trotzdem blieb im Bereich des Landmaschinenbaus die Auseinandersetzung mit dieser Thematik bislang nur wenig berücksichtigt.

Dabei treten gerade im Umgang mit Landmaschinen oft langandauernde Geräuscheinwirkungen auf, die zu erheblichen Gesundheitsschädigungen und deutlichen Einschränkungen des Arbeitspersonal bei der Ausführung der geforderten Tätigkeiten führen können. Zusätzlich zu den Lärmbelastungen ist oft die zur Erholung des menschlichen Gehörs notwendige Einhaltung der erforderlichen Ruhepausen nicht gewährleistet. Neben den negativen Auswirkungen der Lärmemissionen auf das Arbeitspersonal ist die durch den Lärm verursachte Belastung der Umwelt nicht zu vergessen.

Mögliche durch den Lärm verursachte physiologische und psychologische Wirkungen, die sowohl von der Höhe als auch von der Dauer der Exposition abhängig sind, sind nachfolgend aufgelistet [IPP 91].

Auch störender Lärm unter 90 dB(A) führt schon nach kurzer Einwirkungszeit zu [IPP 91]:

- Verringerung der motorischen Koordinationsleistung
- Beeinträchtigung der Konzentrations- und Aufmerksamkeitsleistung
- Schnellere Ermüdung
- Zeitlich begrenzte Anhebung der Hörschwelle

Eine berufs- oder wohnlagenbedingte langjährige Dauerlärmaussetzung (täglich über mehrere Stunden) kann die Ursache für nachfolgenden Symptome sein:

- Gleichgewichtsstörungen
- Herz- und Gefäßerkrankungen
- Magengeschwüre
- Blutarmut
- Störungen im Magen-Darm-Trakt
- Schwere seelische Störungen (Neurosen)

Die oben erörterten Überlegungen erklären das Bestreben, sich die bereits seit einigen Jahren in anderen Bereichen, wie z.B. der Automobilbranche und dem Flugzeugbau, gemachten Erfahrungen im Umgang mit der „Bekämpfung“ von Lärmemissionen zu Nutze zu machen und soweit wie möglich auf die Problemlösung im Landmaschinenbau zu übertragen.

Ziel dieses Projektes ist es die Lärmemissionen von Landmaschinen im realen Betrieb zu senken. Dazu sollen am Beispiel des EKS von AMAZONE (Airplanter ED 451 K) (Abb. 4-1) Maßnahmen zur Senkung des Schalldruckpegels erarbeitet werden.



Abb. 4-1: Amazone Airplanter ED 451 K

Angestrebt wird dabei eine Senkung um mindestens 7 dB(A). Neben der Entwicklung eines dazu geeigneten Mess- bzw. Prüfverfahrens soll auch die Übertragbarkeit sowohl dieser Mess- und Prüfverfahren als auch der Maßnahmen zur Lärminderung auf andere landwirtschaftlichen Maschinen und Aggregate aufgezeigt werden.

Für die Analyse der Schallemissionen werden zunächst die Schallpegel an verschiedenen Positionen aufgenommen. Bisherige Untersuchungen beschränkten sich nur auf das Fahrerohr, was jedoch für die landwirtschaftliche Praxis nicht ausreichend ist, da so die Belastung der Umwelt nicht berücksichtigt wird. Des Weiteren können durch das Aufzeichnen der Schallpegel an verschiedenen Positionen auch Haupt- bzw. Teilschallquellen lokalisiert und analysiert werden. Diese als Schallquellen identifizierten Bauteile können in einem nächsten Schritt in Prüfstandversuchen im reflexionsarmen Schallmessraum näher untersucht werden.

Neben der Schallpegelmessung an verschiedenen Positionen kommt hier auch das Verfahren der Schallintensitätsmessung zum Einsatz. Es ermöglicht die genaue Lokalisierung von maßgeblich schallabstrahlenden Bauteilkomponenten. Insbesondere die Untersuchung des Sauggebläses (Abb. 4-2; Abb. 4-3) als mögliche Hauptschallquelle kann auf diese Weise detailliert erfolgen.



Abb. 4-2: Gebläse des Einzelkornsägeräts



Abb. 4-3: Gebläseauslass

Aus den Untersuchungsergebnissen können schließlich geeignete Lärminderungsmaßnahmen abgeleitet werden.

4.2 Stand der Technik

Das Lärmproblem in der Landtechnik, welches anfangs nur als Belastung des Arbeitspersonals verstanden wurde, hat sich durch die zunehmende Zuwanderung städtischer Bevölkerung in ländliche Regionen verstärkt zu einem Nachbarschaftsproblem entwickelt und somit stark an Bedeutung gewonnen.

Im landwirtschaftlichen Bereich kann zwischen zwei Gruppen von Lärmquellen unterschieden werden. Eine Gruppe bilden mobile Quellen, wie z.B. Traktoren bzw. Schlepper, Anbaugeräte, mobile Bewässerungsanlagen, Mähdrescher. Der zweiten Gruppe, den stationären Quellen, gehören z.B. Lüftungen von Ställen und Heulagern zur Trocknung von Getreide oder Grünfutter und stationäre Bewässerungsanlagen an. Wie auch in anderen Bereichen wird mit aktiven und passiven Lärmbekämpfungsmaßnahmen versucht den Schallpegel so zu senken, dass gesetzlich vorgeschriebene Werte eingehalten werden können. Während aktive Maßnahmen die Geräuschestehung an der Quelle selbst betreffen, zielen passive Maßnahmen auf die Einschränkung der Geräuschausbreitung ab, z.B. durch Lärmschutzwände, Kapselung (vor allem bei Verbrennungskraftmaschinen), Einsatz von Dämmmaterial und Tragen von Gehörschutz. Die Berücksichtigung aktiver Lärminderungsmaßnahmen ist Teil der Neu- bzw. Weiterentwicklungen von Bauteilen. So sollten z.B. auf Grund der geringeren Schallabstrahlung möglichst Radialgebläse und nicht Axialgebläse eingesetzt werden [HIN 88].

Bisherige schalltechnische Untersuchungen im Landmaschinenbau konzentrierten sich in erster Linie auf den Fahrerplatz in Schleppern, Traktoren und selbstfahrenden Mähdreschern. Unter Berücksichtigung verschiedener Fahrzustände und bei Ackerschleppern zusätzlich unter Berücksichtigung der verschiedenen Anbaugeräte wurden die Schallpegel am Fahrerohr (links und rechts) teilweise sowohl im Schallmessraum, als auch in Straßenversuchen aufgezeichnet und anschließend analysiert [IPP 91; WIT 81; WIT 84]. Besonderes Augenmerk wurde auf die geräuschisolierten, abgekoppelten Fahrerkabinen gelegt. Wie die gemessenen Schallpegel in allen Untersuchungen zeigten, erfüllten die Fahrerkabinen in der Regel ihre zugeordnete Lärmschutzaufgabe. Es ist allerdings zu bemerken, dass dies nur im vollkommen geschlossenen Zustand der Fall ist.

Das Öffnen des Heckfenster blieb zwar ohne Einfluss auf die Messwerte; das Öffnen von Front- und Seitenfenster hatte jedoch einen beachtlichen Pegelanstieg bis zu 5,5 dB zur Folge [WIT 81]. Was den Einfluss des „Öffnungszustandes“ des Heckfensters auf den Schallpegel am Fahrerohr betrifft, sind die in der Literatur nachzulesenden Ergebnisse von denen der Messungen im Rahmen des Projektes „Schallmessung am Einzelkornsäugerät“ different. Dort war ein deutlicher Einfluss des Öffnungszustandes des Heckfensters auf den Schallpegel zu erkennen (vgl. Kapitel 7). Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die schallisolierten und abgekoppelten Fahrerkabinen zwar ihren Zweck erfüllen, aber auf Grund der oft unzureichenden Klimatisierung allerdings nur selten im komplett geschlossenen Zustand gefahren werden kann. Somit bleibt der Fahrer trotzdem hohen Schallpegeln ausgesetzt.

Die Frage, ob der Schlepper oder das Anbau- bzw. Anhängengerät im Gespann der Hauptgeräuschverursacher ist, wird in der Literatur unterschiedlich beantwortet, was den Schluss zulässt, dass neben der Art des Arbeitsgerätes der Betriebszustand eine sehr große Rolle spielt und somit die verschiedenen Messungen nicht direkt vergleichbar sind. Besonders laute Anhängengeräte sind Feldhäcksler, Kreiselmäher, Hochdruckpressen, Sprühgeräte.

Um die Beeinträchtigung des menschlichen Gehörs bei der Bedienung eines Acker-schleppers oder Mähdreschers ganz erfassen zu können, müssen neben der Belastung durch Luftschall über den normalen Luftleitungsweg auch Vibrationen der Landmaschine berücksichtigt werden, die unterhalb von 100 Hz über die Knochenleitung den Knochenschall am Kopf verstärken und somit eine Mehrbelastung der Haarsinneszellen hervorrufen. Es konnte nachgewiesen werden, dass durch die zusätzliche Einwirkung von Vibrationen signifikant höhere Hörverluste hervorgerufen werden.

Das Wirkungsschema für die gleichzeitige Belastung des Gehörs durch Lärm und Ganzkörpervibrationen bei einer achtstündigen Tätigkeit wird nachfolgend dargestellt [SCH 92]:

Äquivalenter Dauerschallpegel [dB(A)]	Schwingbeschleunigung (z – Richtung) [ms⁻²]	Wirkung
≤ 85	≤ 0,7	Es entsteht wahrscheinlich kein durch Lärm und durch Vibrationen bedingter Hörverlust.
> 85	≤ 0,7	Der Einfluss der Vibrationen wird ausgeschlossen. Es kann nur ein lärmbedingter Hörverlust entstehen.
> 85	0,7 < a _z < 1,2	Kein nachweisbarer Einfluss der Vibrationen auf den Hörverlust. Es entsteht nur ein lärmbedingter Hörverlust.
> 85	≥ 1,2	Vibration verursacht zusätzlichen Hörverlust. Er wird maßgeblich durch Lärm verursacht und durch Vibrationen verstärkt.

Tab. 4-1: Wirkungsschema für die gleichzeitige Belastung des Gehörs durch Lärm und Ganzkörpervibration [SCH 92]

Die Einhaltung einer Obergrenze von 85 dB(A) für die Lärmeinwirkung und von 0,7 ms⁻² für die Ganzkörpervibration kann also das Entstehen berufsbedingter Hörschäden bei einer achtstündigen Tätigkeit verhindern.

5 Grundlagen

Im Rahmen dieses Kapitels werden die Grundlagen, die für die akustische Vermessung des Einzelkornsägerätes von Bedeutung sind, zusammengefasst. Das Kapitel ist in drei Abschnitte gegliedert. Der erste Abschnitt befasst sich mit dem Prozess der Einzelkornsaat und des Aufbaus bzw. der Arbeitsweise eines Einzelkornsägerätes. Auf eine detaillierte Darstellung der akustischen und messtechnischen Grundlagen wird in diesem Zusammenhang verzichtet, da die Thematik in der Literatur ausführlich behandelt wird. So werden in den letzten beiden Abschnitten die in Bezug auf die Untersuchungen am Einzelkornsägerät wichtigsten Aspekte der Akustik bzw. der Messtechnik nur kurz zusammengefasst.

5.1 Landtechnik

Voraussetzung für die Untersuchung einer Landmaschine unter akustischen Gesichtspunkten ist das Verständnis für den eigentlichen Arbeitsvorgang und damit einhergehend natürlich auch für die Arbeitsweise der Maschine. Nur so können die Versuchsbedingungen und –parameter definiert werden und später sinnvolle, den Anforderungen des Einsatzgebietes entsprechende Maßnahmen zur Schallminderung erarbeitet werden.

Im Folgenden wird ein Überblick über die Erfindung und Weiterentwicklung von Einzelkornsägeräten gegeben. Nach der Darstellung der Prozesses der Einzelkornsaat werden die nach verschiedenen Prinzipien arbeitenden Sägeräte aufgeführt. Am Beispiel des Amazone Airplanters ED 451 K wird die Arbeitsweise eines pneumatisch, nach dem Saugluftprinzip arbeitenden Gerätes beschrieben.

5.1.1 Prozess der Einzelkornsaat

„Saatgut ohne Verschwendung mit Geschick und Übung so gleichmäßig auf der Ackerfläche zu verteilen, dass jeder Pflanze ein möglichst gleicher und günstiger Standraum zur Verfügung steht“ [HEG 00] ist das Ziel einer jeden Aussaat. Die Einzelkornsaat, die Aussaat einzelner Saatgutkörner mit definiertem Korn und Reihenabstand also, ist ein Verfahren, welches diesem Ziel am nächsten kommt.

Bereits im 17. Jahrhundert wurden die ersten Versuche zur Mechanisierung dieser sonst mühsamen Tätigkeit unternommen. So wurde im Jahre 1785 schon eine Drill- bzw. Sämaschine entwickelt, die vom prinzipiellen Aufbau her den heutigen entsprach. Bis zur tatsächlichen Einzelkornsaat jedoch war es nach wie vor noch ein langer Weg. Erst Anfang des 20. Jahrhunderts wurden die ersten Einzelkornsägeräte entwickelt. Neben der Entwicklung der Sämaschine waren dabei auch die Fortschritte in der Saatguttechnologie von großer Bedeutung. So wurde teilweise dazu übergegangen, das Saatgut durch eine Umhüllung (sogenanntes pilliertes Saatgut) zu vereinheitlichen und somit technisch besser beherrschbar zu machen [HEG 00].

Die wichtigsten Vorteile, die der Einsatz von Einzelkornsäegeräten mit sich bringt, können wie folgt zusammengefasst werden:

- Erzielen eines nach Größe und Erntereife gleichmäßigen Bestandes und damit einer Ernte hoher einheitlicher Qualität
- Verringerung des Arbeitszeitbedarfs und der Aussaatkosten
- Sparsamer Saatgutverbrauch
- Einsparen von Vereinzlungsarbeit durch Ablage auf Endabstand

Die Einzelkornsaat und damit die von dem Einzelkornsäegerät zu bewältigende Aufgabe bzw. Aufgaben lassen sich in verschiedene Prozessphasen aufteilen (Abb. 5-1). Auf die ersten beiden Prozessphasen „Öffnung des Bodens“ und „Bearbeitung der Ablagestelle“ folgt die eigentliche Saatgutablage. Sowohl die Öffnung des Bodens als auch die Bearbeitung der Ablagestelle erfolgt durch den sogenannten Säschar. Mittels Zustreicher und Druckrolle wird das Saatgut bedeckt und der Boden anschließend wieder verdichtet.

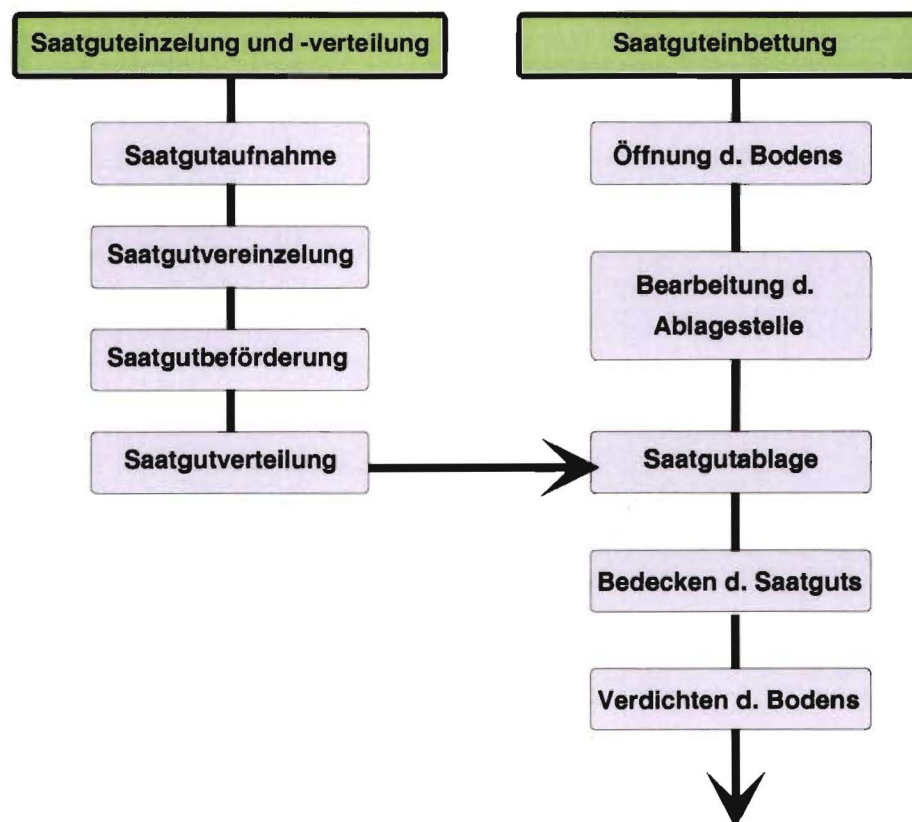


Abb. 5-1: Prozessphasen der Einzelkornsaat [KRO 98]

Um die Saatgutablage im Sinne der Einzelkornsaat zu gestalten, muss das Saatgut zunächst - nach der Saatgutaufnahme - vereinzelt und in einem nächsten Schritt verteilt werden. Die Saatguteinzelung und -verteilung kann auf verschiedene Arten realisiert werden. Auf die diversen Bauarten von Vereinzlungsaggregaten wird nachfolgend näher eingegangen.

5.1.2 Einteilung der Einzelkornsäegeräte

Bei Einzelkornsämaschinen wird einerseits zwischen kalibrierungsabhängigen sowie kalibrierungsunabhängigen und andererseits zwischen mechanisch sowie pneumatisch arbeitenden Geräten unterschieden (Abb. 5-2).

Mechanisch arbeitende Geräte erfordern als Vereinzlungseinrichtung Zellenräder bzw. Lochscheiben, Lochbänder oder Löffelräder. Bei Zellenradsystemen fallen die Körner aus dem Saatgutbehälter durch die Schwerkraft in die Zellen, Löcher oder den Konus. Abstreifeinrichtungen, wie z. B. Bürsten oder Scherbleche sollen Doppelbelegungen vermeiden. Die Körner gelangen, meist durch einen Auswerfer unterstützt, im freien Fall in die vom Sächar vorbereitete Saatfurche.

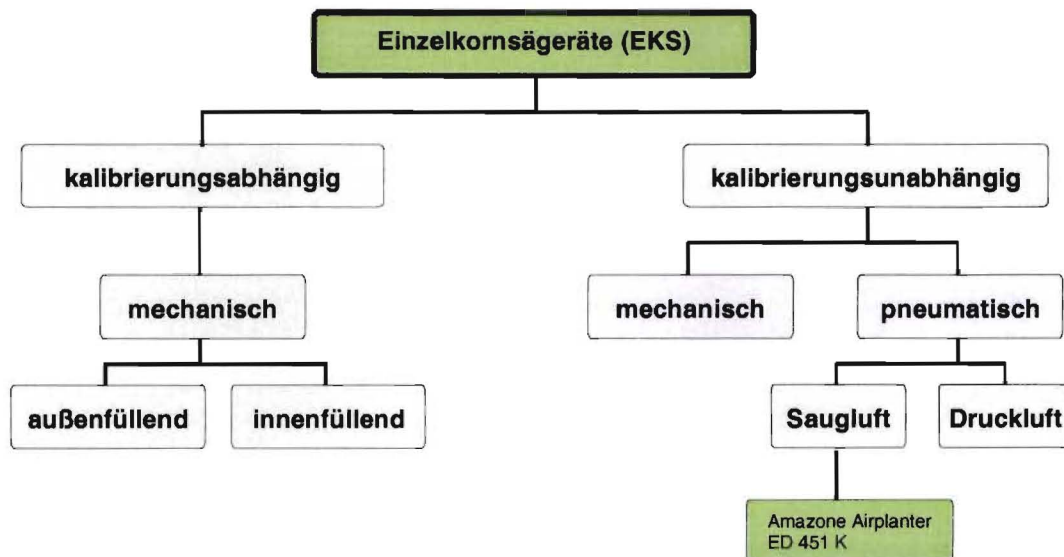


Abb. 5-2: Einteilung der Einzelkornsäegeräte [KRO 98]

Mechanische Zellenradsysteme gibt es sowohl mit Außen- als auch mit Innenfüllung; d.h. das Saatgut wird entweder von außen oder von innen dem Zellenrad zugeführt.

Wenn sich auch das Funktionsprinzip (Abb. 5-3) nicht von dem mechanischer Zellenradsysteme unterscheidet, gestaltet sich der Einsatz von Löffelrädern oder Schöpfscheiben etwas anders. Die Löffelräder oder Schöpfscheiben laufen durch den Saatgutbehälter, trans-

portieren das Korn nach oben, wo es einem Fallschacht oder Kammrad übergeben wird und anschließend in die Saatzfurche gelangt. Nachteilig hierbei ist die durch den Fallschacht vergrößerte Fallhöhe, was sich in der Ablagegenauigkeit des Saatgutes bemerkbar macht. Durch eine geschickte Wahl der Lage und Größe der Löffel oder Löcher können Doppelbelegungen weitestgehend vermieden werden [SCH 98]. Um bei diesen mechanischen Systemen einen störungsfreien Ablauf garantieren zu können, ist die Verwendung von kalibriertem bzw. pilliertem Saatgut in der Regel unumgänglich [TEN 00].

Bei pneumatischen Systemen wird in der Regel auf der einen Seite der senkrecht umlaufenden Lochscheibe ein Saugluftstrom erzeugt, der dafür sorgt, dass die Körner im Saatgutbehälter durch den Unterdruck (in der Regel 30 bis 70 mbar) an den Löchern hängen bleiben. Sogenannte Abstreifer entfernen überzählige Körner an den Löchern. Über dem Säschar wird der Unterdruck unterbrochen, so dass das Saatgut im freien Fall in die vom Schar geöffnete Furche fallen kann. Anschließend werden die Löcher der Lochscheibe zur Reinigung freigeblasen. Neben den nach dem Saugluftprinzip arbeitenden pneumatischen Systemen existieren auch Geräte, die sich der Druck- und nicht der Saugluft bedienen.

Pneumatische Systeme sind weniger abhängig von Korngröße und Kornform, so dass im Gegensatz zu den meisten mechanischen Systemen auf kalibriertes bzw. pilliertes Saatgut verzichtet werden kann. Der Einsatz von pilliertem Saatgut kann jedoch die Korneinzelung verbessern.

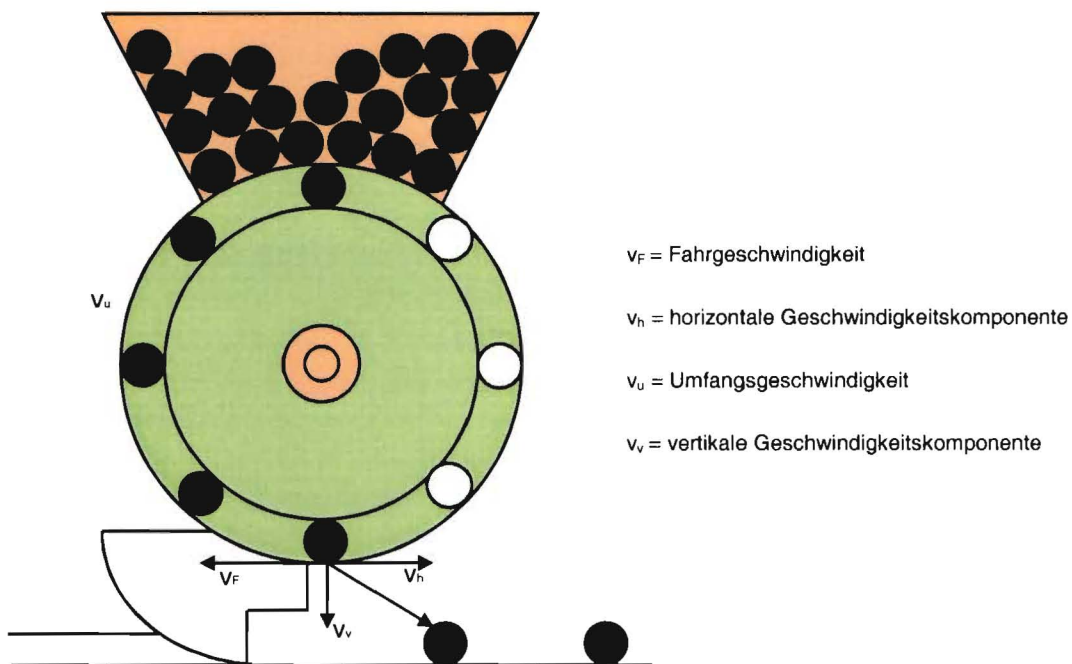


Abb. 5-3: Funktionsprinzip Vereinzlungsaggregat [KRO 98]

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Einzelkornsäugerät (Amazone Airplanter ED 451 K) handelt es sich um eine kalibrierungsunabhängige, pneumatische, nach dem Saugluftprinzip arbeitende Maschine.

5.1.3 Aufbau und des Einzelkornsäugerätes Amazone Airplanter ED 451K

Im Folgenden wird der Aufbau des pneumatisch arbeitenden Amazone Airplanters ED 451 K näher erläutert.

Abb. 5-4 zeigt das von Amazone für die akustischen Untersuchungen zur Verfügung gestellte Gerät im angebauten Zustand.

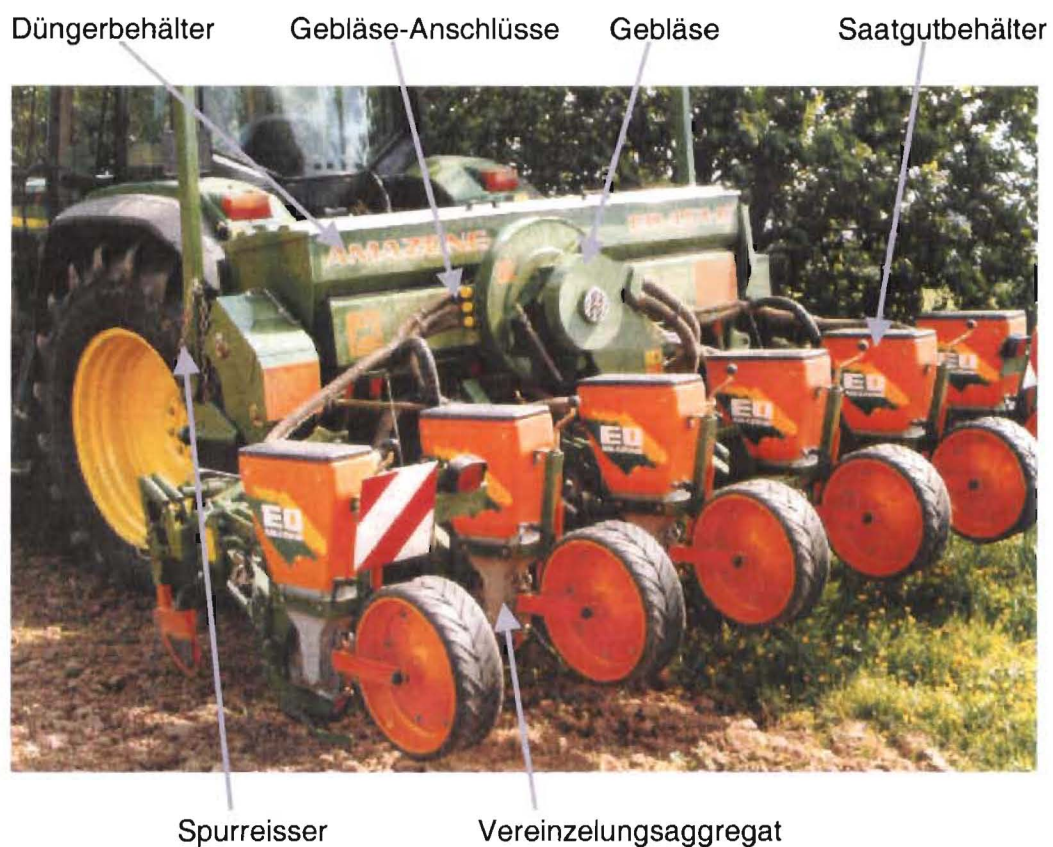


Abb. 5-4: Amazone Airplanter ED 451 K

Die 4-reihige Sämaschine, welche durch eine besondere Klapptechnik auch 6-reihig zum Einsatz kommen kann, kombiniert Saatgutablage und Unterfußdüngung in einem Arbeitsgang. Die wichtigsten Komponenten des Einzelkornsäugerätes sind, wie auch in (Abb. 5-4) gekennzeichnet, die Saatgutbehälter, die für die Vereinzelung des Saatgutes und die Ausbringung des Düngers an den äußeren beiden Reihen benötigte Gebläseeinheit, der Düngerbehälter, die Spurreißer und schließlich die Bauteleinheit Vereinzelungsaggregat/ Druckrolle/Schar, die in Abb. 5-5 noch mal detailliert dargestellt ist.

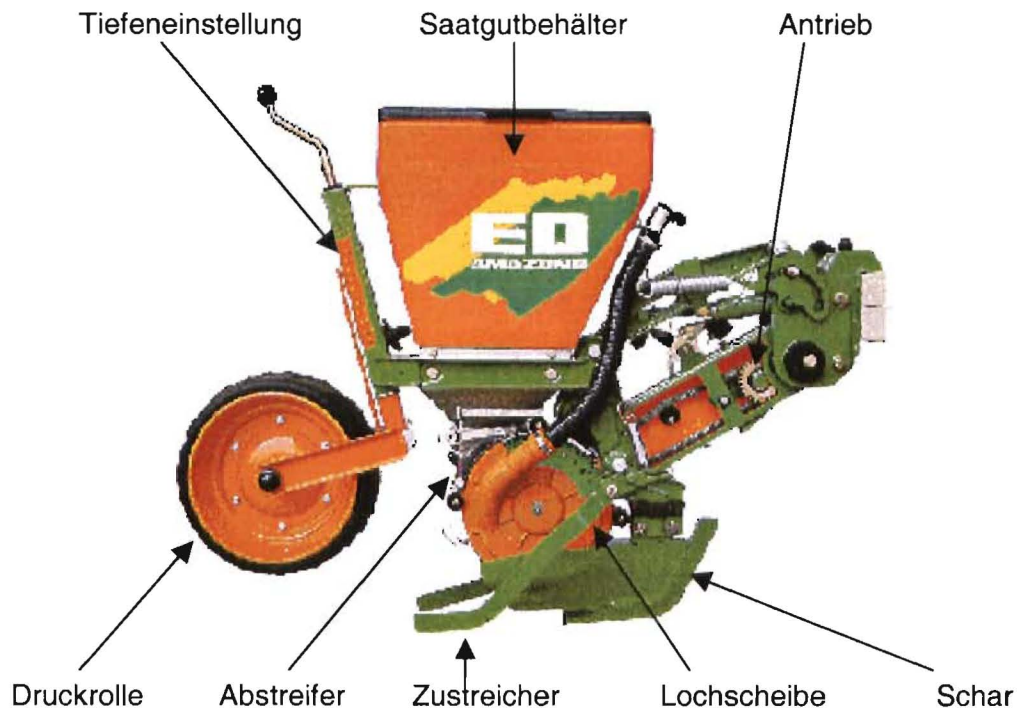


Abb. 5-5: Säggregat [AMZ 00]

Das Saatgut wird durch den vom Gebläse erzeugten Saugluftstrom direkt aus dem Saatgutbehälter in die Vereinzlungseinheit, eine Kunststofflochscheibe mit konischen Noppenbohrungen, befördert. Serienmäßig lassen sich an das Gebläse bis zu zwölf Sä- bzw. Vereinzlungsaggregate anschließen. Nach der Vereinzlung wird das Saatgut in den mittels Schar geöffneten und vorbereiteten Boden abgelegt. Angetrieben wird das Vereinzlungsaggregat über einen Kettentrieb.

Um die Ablagetiefe auch bei stark wechselnden Bodenverhältnissen und unterschiedlichen Geschwindigkeiten stets sicher einhalten zu können, wird eine sogenannte Trapezaufhängung eingesetzt. Beim Auftreten auf Steine weicht das Düngerschar nach oben und hinten aus.

Mit den aus Federstahl gefertigten Zustreichern (siehe Abb. 5-5) wird die anschließende Bedeckung des Saatgutes realisiert. Durch die Druckrollen wird der Boden wieder verfestigt. Ebenso lässt sich über diese Druckrollen eine variable Tiefeneinstellung realisieren (Abb. 5-5).

Parallel zum Sävorgang wird kontinuierlich Dünger aus dem Düngerbehälter in die Ausläufe zu den Scharen der jeweiligen Pflanzreihen befördert. Während beim 4-reihigen Betrieb die Gewichtskraft für die Zuführung ausreichend ist, wird bei 6-reihigen Maschinen der Dünger pneumatisch zu den äußeren Säggregaten geführt.

5.2 Akustik

5.2.1 Schall

Als Schall bezeichnet man mechanische Schwingungen und Wellen eines elastischen Mediums. Solche Schwingungen entstehen, wenn die Moleküle eines elastischen Stoffes aus ihrer Gleichgewichtslage herausbewegt und anschließend sich selbst überlassen werden. Infolge ihrer Elastizität und Trägheit pendeln die Materieteilchen periodisch um ihre ursprüngliche Ruhelage hin und her. Schall kann in festen, flüssigen und gasförmigen Medien auftreten. Man spricht entsprechend von Luft-, Körper- und Flüssigkeitsschall. In Vakuum gibt es keinen Schall. Luftschall entsteht aufgrund von Schwankungen der Luftdichte, wobei Über- und Unterdruck entsteht, der sich örtlich und zeitlich auszugleichen versucht. Ein einmaliger kurzzeitiger Luftdruckausgleich hat einen „knallartigen Schall“ zur Folge. Schall der hingegen durch periodische Schwingungen entsteht, empfinden wir als „Ton“ oder auch als „Klang“. Diese verschiedenen Schallereignisse können sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich dargestellt werden (Abb. 5-6).

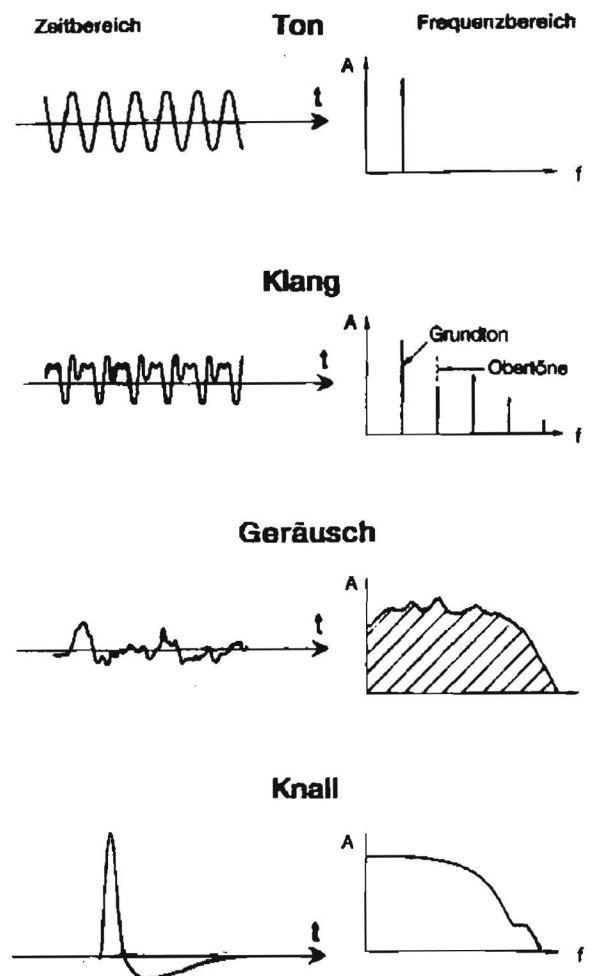


Abb. 5-6: Schallereignisse im Zeit- und Frequenzbereich [BIE 00]

Der Schall kann ausgehend von der Geräuschquelle als direkter Luftschall oder über benachbarte Bauteile als indirekter Luftschall abgestrahlt werden. Bei indirektem Luftschall werden die Schwingungen als Körperschall weitergeleitet und anschließend abgestrahlt.

Im Allgemeinen breitet sich der Schall kugelförmig von der Schallquelle aus. Im freien Schallfeld nimmt der Schallpegeldruck (Kapitel 5.2.1.1) mit der Entfernung von der Schallquelle um 6 dB je Entfernungsverdopplung ab. Reflektierende Gegenstände beeinflussen das Schallfeld; die Pegelabnahme ist in diesem Fall geringer.

5.2.1.1 Kenngößen des Schalls

Schallgeschwindigkeit c

Die Schallgeschwindigkeit ist die Geschwindigkeit mit der sich eine Schallwelle ausbreitet. Sie ist das Produkt aus der Wellenlänge λ und der Frequenz f .

$$c = \lambda \cdot f$$

Schalldruck p

Der Schalldruck ist der durch Schallschwingung im Medium hervorgerufene Wechseldruck. In einer ebenen fortschreitenden Welle erfahren Mediumteilchen in bzw. entgegen der Richtung der Wellenausbreitung eine Auslenkung, die man als Schallausschlag bezeichnet. Es wiederholen sich dabei jeweils im Abstand von einer Wellenlänge abwechselnd Verdichtungen und Verdünnungen innerhalb des Übertragungsmediums; d.h. Überdruck und Unterdruck.

Bei Luftschall stellen die schwingenden Luftteilchen örtliche und zeitliche Änderungen der Luftdichte und somit auch des Luftdrucks dar. Diese Druckänderungen bezeichnet man als Schallwechseldruck oder Schalldruck.

Schallschnelle \vec{v}

Unter der Schallschnelle \vec{v} versteht man die Wechselgeschwindigkeit, mit der die schwingenden Partikel des Schallübertragungsmediums um ihre Ruhelage oszillieren, also die Ablenkung der Teilchenauslenkung nach der Zeit. Es handelt sich hierbei um eine gerichtete Größe.

$$\vec{v} = d\xi / dt$$

Schallintensität \bar{I}

Jede Maschine, die vibriert, strahlt Schallenergie ab. Die Rate, mit der die Schallenergie abgestrahlt wird, ist die Schalleistung. Die Schallintensität beschreibt den Energiefluss im Raum. Sie ist also die Energie, die pro Zeiteinheit eine senkrecht zur Abstrahlrichtung ste-

hende Einheitsfläche passiert. Die Dimension der Schallintensität ist „Energie pro Zeit und Fläche“ bzw. „Leistung pro Fläche“ und wird in W/m^2 angegeben.

Wird eine Schallintensitätsmessung oder eine Schalldruckpegelmessung unter Freifeldbedingungen, d.h. im reflexionsarmen Schallfeld, vorgenommen, nimmt mit zunehmender Entfernung der Schalldruckpegel ab. Dies geschieht nach dem Abstandsgesetz, welches für Schalldrücke und Schallintensitäten gilt:

$$\frac{p_2^2}{p_1^2} = \frac{I_2}{I_1} = \frac{r_1^2}{r_2^2}$$

Bei einem punktförmigen Kugelstrahler verteilt sich die Schallenergie gleichmäßig auf der Kugeloberfläche. Hierzu ist Abb. 5-7 beigefügt.

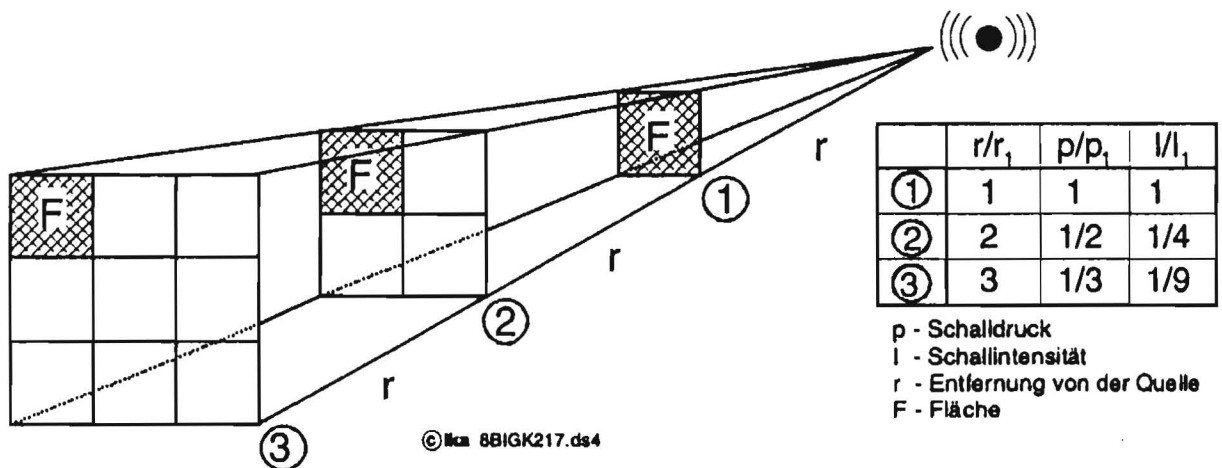


Abb. 5-7: Abstandseinfluss bei der Schallausbreitung im Freifeld [BIE99]

In Position „2“ ist die Entfernung zur Schallquelle doppelt so groß, wie in Position „1“ ($2r$). Somit ist die Fläche, wie man erkennt, viermal so groß. Das bedeutet, dass trotz gleicher Schalleistung die gemessene Schallintensität in Position „2“ auf $1/4$ des in Position „1“ gemessenen Wertes abfällt, da die Fläche der Schallausbreitung vervierfacht wird.

Im Gegensatz zum Schalldruck, der als skalare Größe nur einen Betrag hat, besitzt die Schallintensität als vektorielle Größe sowohl einen Betrag, als auch eine Richtung. Man kann daher mit einer Schallintensitätssonde die Richtung des Energieflusses bestimmen und eine Schallquelle orten.

Ein weiteres Merkmal der Schallintensität ist, dass nur der zeitlich gemittelte Nettoenergiefluss erfasst wird. Hin- und herwandernde Schallenergie, z.B. bei stehenden Wellen wird nicht gemessen, weil sie keine sich ausbreitende Energie darstellt.

Schalleistung P

Diese energetische Schallkenngröße kann nicht direkt gemessen werden, sondern muss durch Integration der Schallintensität ermittelt werden.

$$P = \int_A \vec{I} d\vec{A}$$

Wenn dieses Integral über eine, die gesamte Schallquelle umschließende, geschlossene Hüllfläche berechnet wird, ergibt sich die von der Quelle pro Zeiteinheit abgegebene Arbeit.

5.2.1.2 Messgrößen für Geräuschemissionen

Schalleistungspegel L_P

Die Schalleistung einer Schallquelle wird durch den Schalleistungspegel L_P beschrieben.

$$L_P = 10 \lg(P/P_0) \text{ [dB]}$$

$$P_0 = 10^{-12} \text{ W}$$

Die Schalleistung ist nicht direkt messbar. Sie wird aus den Größen des Schallfeldes, das sich um die Quelle herum ausbildet, berechnet. Üblicherweise werden dazu die Schalldruckpegel L_p an bestimmten Positionen um die Quelle herum verwendet.

Schalldruckpegel L_p

Der Schalldruckpegel ist durch die Beziehung

$$L_p = 20 \log(p/p_0) \text{ [dB]}$$

$$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ [Pa]}$$

definiert. Die Messung und Angabe des Schalldruckpegels erfolgt in Dezibel (dB). Der Bezugsschalldruck p_0 entspricht dem Schalldruck eines Sinustones mit der Frequenz 1000 Hz, den unser Gehör gerade noch wahrzunehmen vermag (Hörschwelle). Für den Schalldruck p ist der Effektivwert einzusetzen.

Schallintensitätspegel L_I

Der Schallintensitätspegel ist der zehnfache Zehnerlogarithmus des Verhältnisses aus Schallintensität und Bezugsschallintensität.

$$L_I = 10 \log(I/I_0) \text{ [dB]}$$

$$I_0 = 10^{-12} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

5.2.2 Schallwahrnehmung des Menschen

Der Frequenzbereich für den für Menschen hörbaren Schall liegt zwischen 16 und 16000 Hz. Das menschliche Hörfeld, wird nach unten hin durch die Hörschwelle und nach oben hin, zu hohen Schalldrücken also, durch die Schmerzschwelle begrenzt (Abb. 5-8).

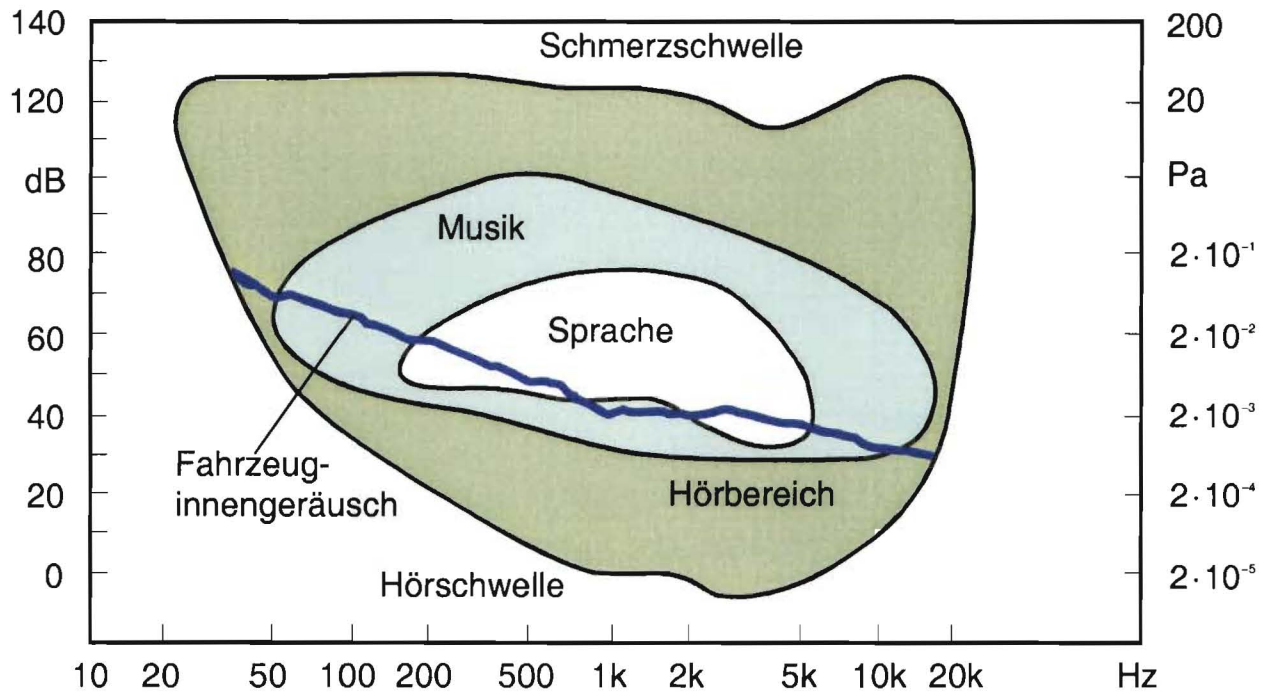


Abb. 5-8: Hörfeld des Menschen [BEC 99]

Das menschliche Gehör registriert Schallereignisse nicht nur nach der Amplitude, sondern vielmehr nach ihrer Frequenzzusammensetzung. Dadurch kann ein Schallereignis mit gleichem Schalldruckpegel unterschiedlich laut empfunden werden. Diese Frequenzabhängigkeit des menschlichen Ohres wird in Abb. 5-9 dargestellt.

Um nun bei akustischen Messungen dem frequenzabhängigen Lautstärkeempfinden des Menschen gerecht zu werden, wurden die sogenannten bewerteten Schallpegel eingeführt. Mit Hilfe elektronischer Filter werden die einzelnen Signalanteile ja nach Frequenz unterschiedlich stark bewertet.

Abhängig von der Höhe des Schalldruckpegels werden dabei vier verschiedene Bewertungskennlinien (Abb. 5-10) verwendet, die von niedrig zu hohen Schalldruckpegeln A-, B-, C- und D-Bewertung genannt werden. Die in Abb. 5-10 nicht eingezeichnete D-Bewertung wird ausschließlich für Flugzeuglärmmessung verwendet. Die A-Bewertungskurve ist wegen ihrer sehr guten Annäherung an das menschliche Hörempfinden das am häufigsten eingesetzte Bewertungsverfahren. Da der Hinweis auf die jeweilige Bewertung sehr wichtig ist, wird die Angabe dB um die Bezeichnung (A), (B), (C) oder (D) erweitert.

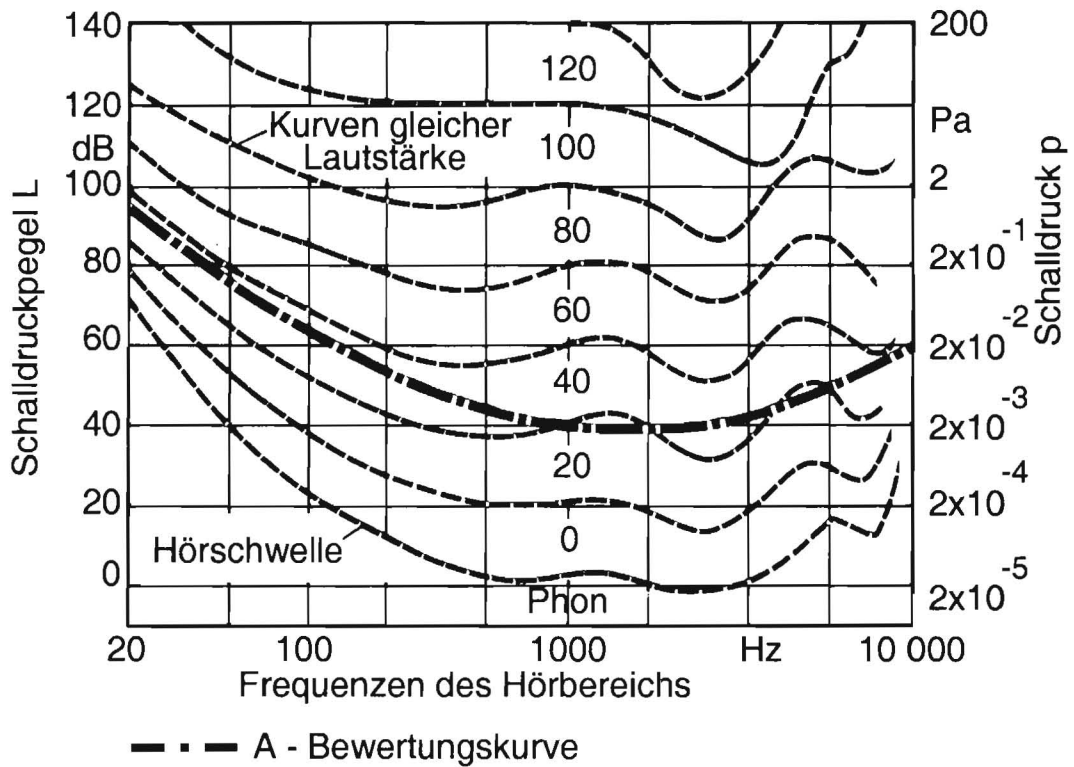


Abb. 5-9: Kurven gleichen Lautstärkeempfindens (Isophonen) [BIE 00]

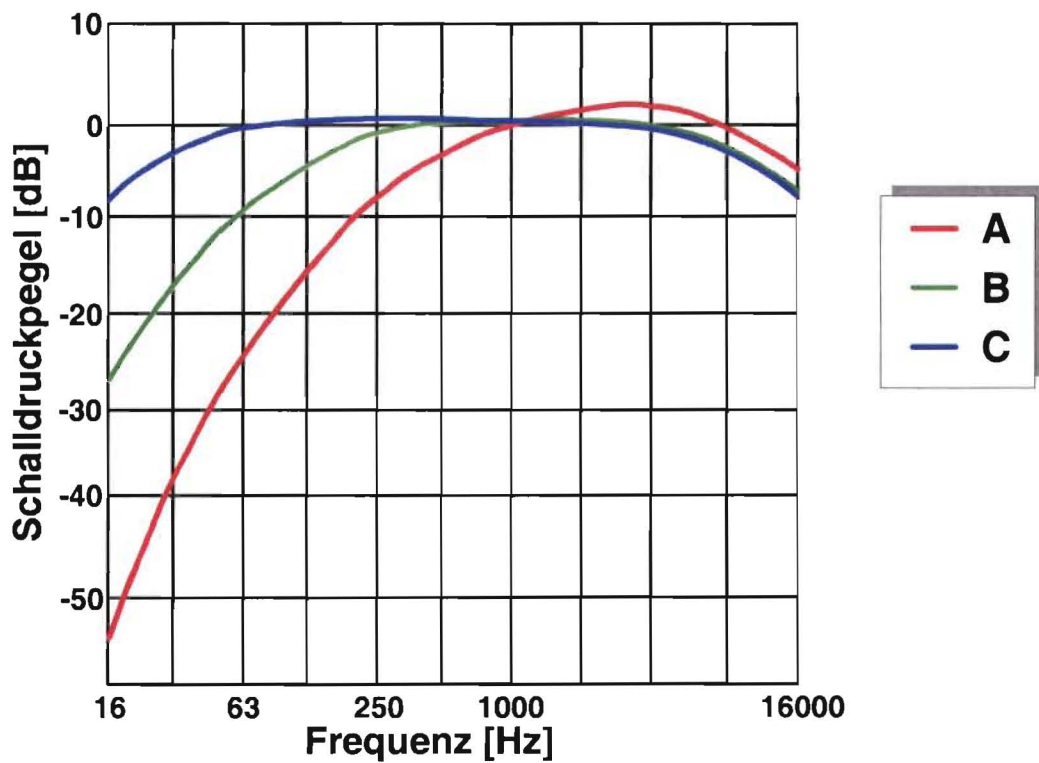


Abb. 5-10: Bewertungskurven für Schalldruckpegel [BIE 00]

5.3 Messtechnik

Für akustische Untersuchungen der Maschinen- und Fahrzeugakustik stehen eine Vielzahl von Mikrofonen, Beschleunigungsaufnehmern, Messgeräten und Signalanalytoren zur Verfügung. Mit Hilfe dieser Messtechnik können Geräuschabstrahlungen genau aufgezeichnet und analysiert werden. In diesem Kapitel wird auf die im Rahmen der Akustik-Untersuchungen am Einzelkornsägerät eingesetzte Messtechnik eingegangen; dazu gehören in erster Linie Mikrofone und Schallpegelmesser.

5.3.1 Mikrofon

Das Mikrofon wandelt Schallenergie in elektrische Energie und ist somit die erste Komponente in einer Schall-Messanordnung. Die Energiewandlung erfolgt in der Regel über die Anregung einer schwingungsfähigen Membran. In der Fahrzeug-Akustik werden vorrangig Kondensatormikrofone eingesetzt. Der prinzipielle Aufbau eines solchen Mikrofons ist in Abb. 5-11 wiedergegeben.

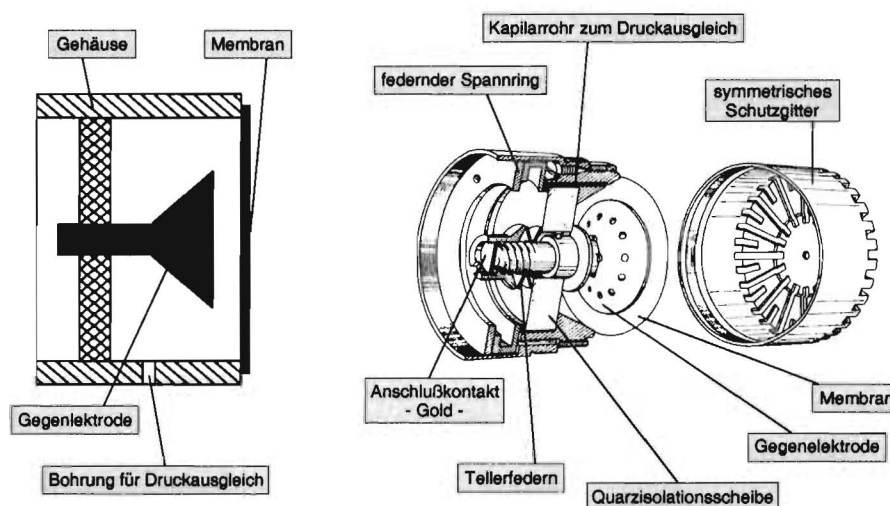


Abb. 5-11: Aufbau eines Kondensatormikrofons [BIE 00]

Als Hauptbestandteile eines Kondensatormikrofons können eine dünne Metallmembran und eine massive, feststehende Gegenelektrode angeführt werden. Beide sind in einem geringen Abstand von wenigen μm voneinander entfernt montiert. Durch hochwertige Isolatoren sind Membran und Gegenelektrode gegeneinander elektrisch isoliert und bilden somit einen Kondensator. Zwischen Membran und Gegenelektrode liegt eine Spannung an, die sich infolge der durch auftreffenden Schall erzeugten Membranschwingungen verändert. Es resultieren kleine Wechsellspannungen, die mittels Vorverstärker angehoben werden können [BIE 00] [KLI 90]. Beim Einsatz von Mikrofonen kommt der Schalleinfallrichtung besondere Bedeutung zu. Die Abhängigkeit des Einfallswinkels (φ) wird das sogenannte Richtungsmaß D angegeben. Es ist definiert als Pegeldifferenz zwischen dem Schalldruck in Richtung φ und dem Bezugsschalldruck bei frontalem Einfall ($\varphi = 0^\circ$).

$$D = 20 \cdot \log U(\varphi) / U(\varphi = 0) \text{ [dB]}$$

Während bei tieferen Frequenz der Richtungseinfluss unerheblich ist - das Richtungsmaß also nahezu konstant – ist für höhere Frequenzen der Einfluss erheblich. In diesem Fall sind Messung in Frontalrichtung erforderlich.

Kalibriert werden die Mikrofone mittels eines sogenannten Pistophons. Mit Hilfe eines in der Druckkammer genau einstellbaren Wechseldrucks wird das Druck-Übertragungsmaß bestimmt. Abhängig von der Art der Wechseldruckerzeugung spricht man von Longitudinal- bzw. Radialpistophonen. Der typische Schalldruckpegel beim 1 kHz-Kalibrierton beträgt 94dB [BIE 00].

5.3.2 Schallpegelmesser

Schallpegelmesser werden zur Bestimmung des Schalldruckpegels eingesetzt. Die Umwandlung des Schallsignals in ein elektrisches Signal erfolgt, wie bereits im vorherigen Abschnitt erläutert, durch ein Kondensatormikrofon. Ein nachgeschalteter Verstärker sorgt für die Aufbereitung des Signals, welches anschließend zur Pegelwertbildung genutzt wird. Der prinzipielle Aufbau eines Schallpegelmessers ist in

Abb. 5-12 dargestellt. Mit Hilfe der Frequenzbewertungsfiler können die Schallpegel entsprechend den international festgelegten A-, B- und C- Bewertungskurven gewichtet werden.

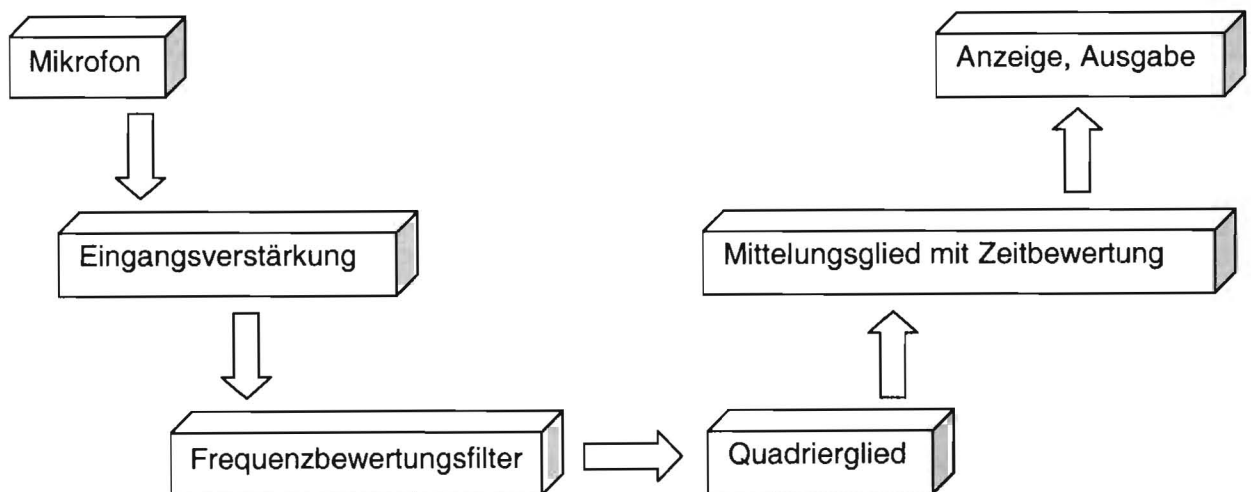


Abb. 5-12: Prinzipieller Aufbau eines Schallpegelmessers [KLI 90]

Für die akustische Untersuchung des EKS wurde die A-Bewertung gewählt, welche die Frequenzabhängigkeit der menschlichen Hörempfindlichkeit berücksichtigt. Ein Gleichrichter ermöglicht die Wahl zwischen AC- und DC – Ausgabe, wobei AC dem Schalldruck und DC dem Schalldruckpegel entsprechen.

6 Gesamte Vorgehensweise

Die in diesem Projekt durchgeführte Geräuschuntersuchung beim Einzelkornsägerät lässt sich in folgende fünf Arbeitsphasen gliedern:

- Aufzeichnung und Analyse der Schallabstrahlung des Einzelkornsägerätes sowohl im Stationär- als auch im Realbetrieb
- Schallpegel- und Schallintensitätsmessungen an abgekoppelten Aggregatkomponenten, wie z.B. dem Gebläse im reflexionsarmen Schallmessraum
- Erarbeitung praxisgerechter Vorschläge zur Senkung der Schallemission
- Umsetzung geräuschreduzierender Maßnahmen an einem Versuchs – Einzelkornsägerät
- Überprüfung der Wirksamkeit dieser Maßnahmen im Feldeinsatz

Ziel der ersten Arbeitsphase war es, den Ist-Zustand aufzuzeichnen und auf diese Weise die Geräuschemissionen des untersuchten Einzelkornsägerätes zu beschreiben. Voraussetzung dafür war die Entwicklung eines geeigneten Messverfahrens. Für die akustische Vermessung des Ist-Zustandes wurden Messungen im Stationär- und Realbetrieb durchgeführt. Dabei wurde der Luftschall mittels Mikrofonen (an vier Positionen im Stationärbetrieb bzw. drei Positionen im Realbetrieb) aufgezeichnet. Die Schallemissionen wurden in Abhängigkeit möglicher Einflussfaktoren, wie Sägeschwindigkeit, Zapfwellendrehzahl, Betriebszustand des Einzelkornsägerätes und Zustand der Traktorkabine ermittelt. Erster Schritt im Rahmen der Schallmessung war die Aufzeichnung der Geräuschabstrahlung des Gespanns aus Acker- und Schlepper und Einzelkornsägerätes im Stationärzustand (d.h. das Gespann steht, das EKS ist aber in Betrieb). Die Schallpegelmessung in Abhängigkeit von Zapfwellendrehzahl und Fahrgeschwindigkeit wurde dabei über einen Bandantrieb, der unter dem Sägerät positioniert war, realisiert. Bei dieser Stationärmessung wurde besonders Augenmerk auf den Einfluss von Zapfwellendrehzahl und Fahrgeschwindigkeit auf den Schallpegel gelegt. Neben den verschiedenen Messpositionen wurde auch der Einfluss der Saatgutbefüllung auf den Schallpegel analysiert. Zur näheren Untersuchung der Geräuschemissionen im realen Einsatz wurden Feldversuche in Form von Vorbeifahrt – Messungen durchgeführt. Dabei fanden die Einflussfaktoren „Betriebszustand des EKS“ und „Zustand der Traktorkabine“ (siehe Kapitel 7.1) besondere Berücksichtigung. Beide Messreihen stellten die Grundlage für weitere, im Rahmen der zweiten Arbeitsphase durchgeführte Schallpegel- und Schallintensitätsuntersuchungen von abgekoppelten Aggregatkomponenten im reflexionsarmen Schallmessraum – der Teilschallquellenanalyse, dar. Auf Basis dieser Untersuchungen konnten Vorschläge zur Schallemissionssenkung erarbeitet und deren Wirksamkeit in weiteren Messungen sowohl am Prüfstand als auch am Gesamtgerät im Feldeinsatz überprüft werden. Abschließend wurde die Übertragbarkeit der Maßnahmen zur Schallemissionssenkung auf andere Landmaschinen erörtert und ein Leitfaden zur lärmarmen Konstruktion von Landmaschinen erstellt.

7 Gesamtgerätuntersuchung

In diesem Kapitel wird auf die verschiedenen Messungen am Gesamtfahrzeug eingegangen. Dazu werden zunächst die bei den Messungen berücksichtigten Einflussfaktoren beschrieben.

In den nachfolgenden Abschnitten werden sowohl für die Messung im Stationärbetrieb als auch im Realbetrieb nach der Darstellung des Versuchsaufbaus und der Versuchsdurchführung die Messergebnisse zusammengefasst.

7.1 Erläuterung der berücksichtigten Einflussfaktoren

Um die Geräuschemissionen des untersuchten Einzelkornsägerätes ausreichend beschreiben, analysieren und anschließend geeignete Vorschläge zur Schallemissions-Senkung machen zu können, ist eine Schallpegelmessung unter der besonderen Berücksichtigung der verschiedenen möglichen Einflussfaktoren durchzuführen.

In der folgenden Übersicht sind die im Rahmen dieser Messungen untersuchten möglichen Einflussfaktoren zusammengetragen.

Betriebszustand EKS:

Bezeichnung	Zustand EKS
"Traktor"	EKS oben, nicht in Betrieb
"ohne Gebläse"	wie Zustand "Traktor"; Gebläse außer Betrieb
"mit Gebläse"	EKS oben, Gebläse in Betrieb
"leer"	EKS unten, ohne Saatgutbefüllung
"mit Saatgut"	EKS unten, mit Saatgutbefüllung
"mit Saatgut und Dünger"	EKS unten, mit Saatgut- und Düngerbefüllung
"mit Saatgutablage (ohne Dünger)"	EKS unten, Saatgutablage, ohne Dünger
"mit Saatgutablage (mit Dünger)"	EKS unten, Saatgut- und Düngerablage

Fahrgeschwindigkeit: 0, 5, 7, 9 [km/h]

Zapfwelldrehzahl: 420, 500, 600, 700, 800 [1/min]

Messposition: hinten, rechts, links, Fahrerohr

Zustand Traktorkabine: Heckfenster auf, Heckfenster zu

Die Analyse der an den verschiedenen Messpositionen aufgenommenen Schallpegelwerte lässt Rückschlüsse auf die Hauptschallquelle und die Auswirkungen der Geräuschemissionen auf die Umgebung bzw. den Fahrerarbeitsplatz zu.

7.2 Stationärbetrieb

7.2.1 Versuchsaufbau und Durchführung

Die erste akustische Untersuchung des von der Firma Amazone zur Verfügung gestellten Einzelkornsägerätes zur Ermittlung des Ist-Zustandes fand im Stationärbetrieb, d.h. im Stand ohne Fahrzeugbewegung auf dem Gelände des Institutes für Landtechnik (IFL) in Bonn statt. Da im Feldeinsatz die Düngerverteilung über das EKS-Laufrad angetrieben wird, ist im Stationärbetrieb ein gesonderter Antrieb des Laufrades erforderlich. Um den Schallpegel in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit messen zu können, wurde die Drehbewegung des Laufrades mit einem Bandantrieb simuliert.

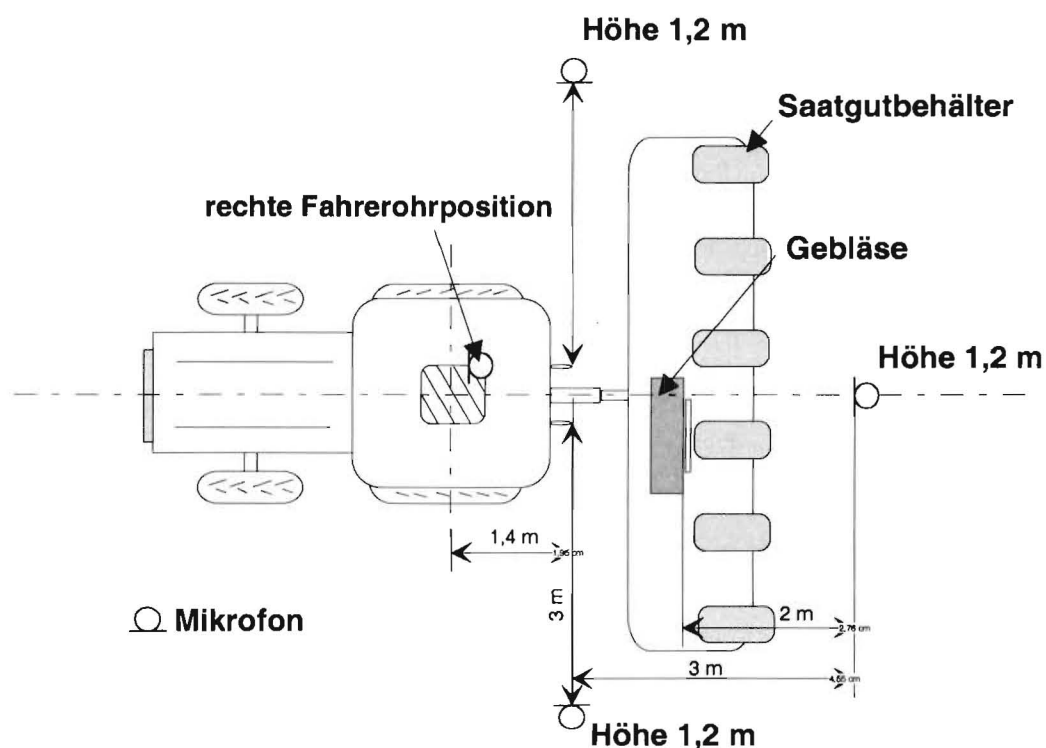


Abb. 7-1: Messaufbau Stationärbetrieb

Die zur Luftschallmessung benötigten Mikrofone wurden hinten, seitlich links und rechts jeweils im Abstand von 3 m aufgestellt. Die Höhe der Mikrofone betrug 1,2 m. Ein weiteres Mikrofon wurde an der Position des rechten Fahrerohrs (Höhe: 70 cm; seitlicher Abstand: 20 cm bezogen auf Sitzhöhe) angebracht (Abb. 7-1).

Die Abstände und Positionen der Mikrofone wurden unter Berücksichtigung der gesetzlichen Vorschriften für die akustische Vermessung von Personenkraftwagen im Stand gewählt [BIE 00], da bislang keine einheitlichen Vorschriften für die Geräuschemessung von Landmaschinen existieren.

Da die Zapfwelle nicht mittig angeordnet ist, wurden die beiden unteren Anbaupunkte am Traktor als Bezugspunkt für die seitliche Abstandsmessung gewählt.

7.2.2 Ergebnisse

Im Rahmen dieser Messung wurde der Schallpegel, wie oben beschrieben, an den definierten Positionen „Fahrerohr“, „links“, „rechts“ und „hinten“ in Abhängigkeit von der Zapfwellendrehzahl bei einer konstanten Geschwindigkeit von 5 km/h (Bandantrieb) aufgezeichnet. Das EKS war nicht mit Saatgut befüllt (Abb. 7-2).

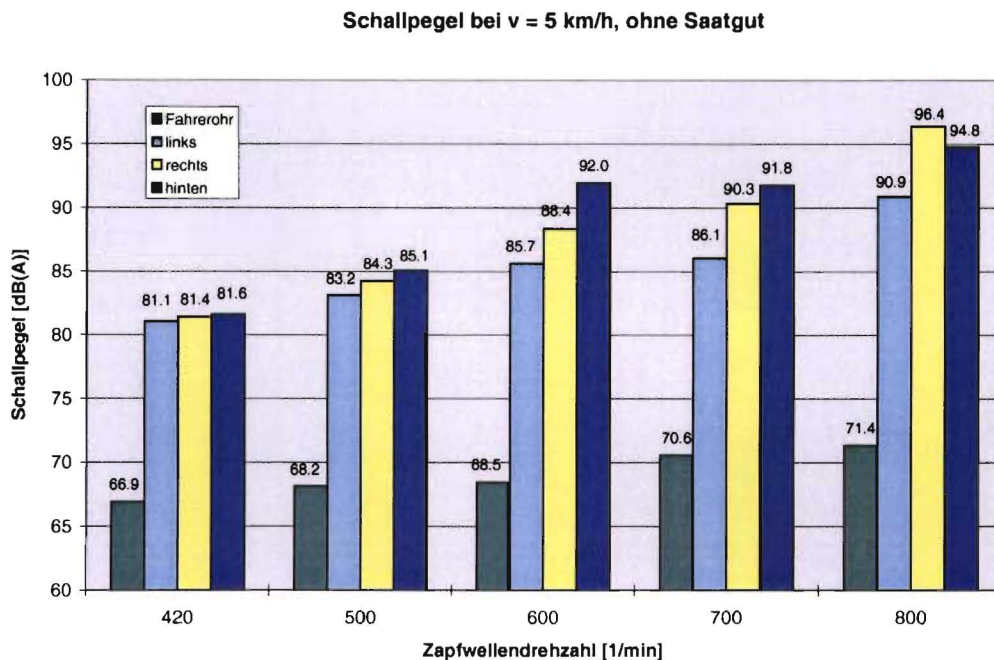


Abb. 7-2: Schallpegel in Abhängigkeit von der Zapfwellendrehzahl; Bandantrieb; $v = 5$ km/h, ohne Saatgutbefüllung

Die Auswertung der Messdaten zeigt eine deutliche Abhängigkeit des Schallpegels von der Zapfwellendrehzahl. Wird die Drehzahl erhöht, steigt auch der Schallpegel. Unabhängig von der Zapfwellendrehzahl ergeben sich für die Messposition „Fahrerohr“ jeweils die niedrigsten Pegelwerte (66,9 – 71,4 dB(A)), was auf die gute Schallisolierung der Fahrerkabine zurückzuführen ist. Für die anderen Positionen werden Schallpegelwerte zwischen 81 und 96 dB(A) aufgezeichnet. Mit Ausnahme der Messung bei 800 U/min werden stets „hinten“ die höchsten Werte erreicht. Die Tatsache, dass „rechts“ höhere Werte als „links“ aufgezeichnet werden, lässt sich mit dem Gebläseaustritt auf der rechten Seite begründen. Vergleicht man die Schallpegel der Positionen „hinten“, „links“ und „rechts“, so fällt auf, dass diese bei 420 U/min noch fast gleich sind (81,1 – 81,6 dB(A)). Mit zunehmender Zapfwellendrehzahl macht sich der Einfluss der Messposition zunehmend bemerkbar. Bei 600 U/min wird eine maximale Differenz von 6 dB(A) zwischen den Positionen „hinten“ und „links“ erreicht.

Die oben beschriebene Abhängigkeit der Schallpegel von der jeweiligen Messposition wird durch die Messung mit konstanter Zapfwellendrehzahl (700 U/min) bei verschiedenen Ge-

schwindigkeiten bestätigt (Abb. 7-3). Lediglich der bei 0 km/h an der Position „hinten“ gemessene Wert stellt eine Ausnahme dar.

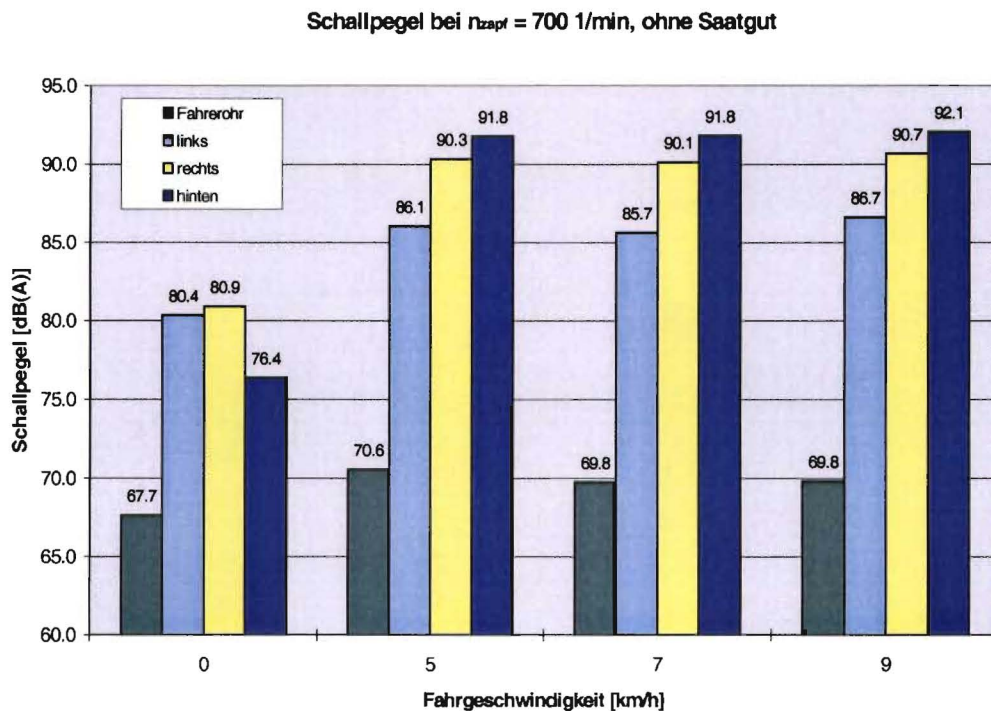


Abb. 7-3: Schallpegel in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (über Bandantrieb realisiert); Zapfwellendrehzahl von 700 1/min; ohne Saatgutbefüllung

Die Schallpegelwerte bewegen sich für die verschiedenen Messpositionen bei 700 1/min (ohne Saatgut) in folgenden Bereichen:

Fahrerrohr: 67,7 – 70,6 dB(A)

Links: 80,4 – 86,7 dB(A)

Rechts: 80,9 – 90,7 dB(A)

Hinten: 76,4 – 92,1 dB(A)

Die Schallpegelwerte bei 5, 7, und 9 km/h sind von der Fahrgeschwindigkeit praktisch unabhängig. Deutlicher wird dieser Sachverhalt durch die Wahl einer anderen Darstellungsform (Abb. 7-4). Beispielhaft wird hier der Zusammenhang zwischen Schallpegel und Fahrgeschwindigkeit bei einer konstanten Zapfwellendrehzahl von 700 U/min (mit Saatgut) als Liniendiagramm dargestellt.

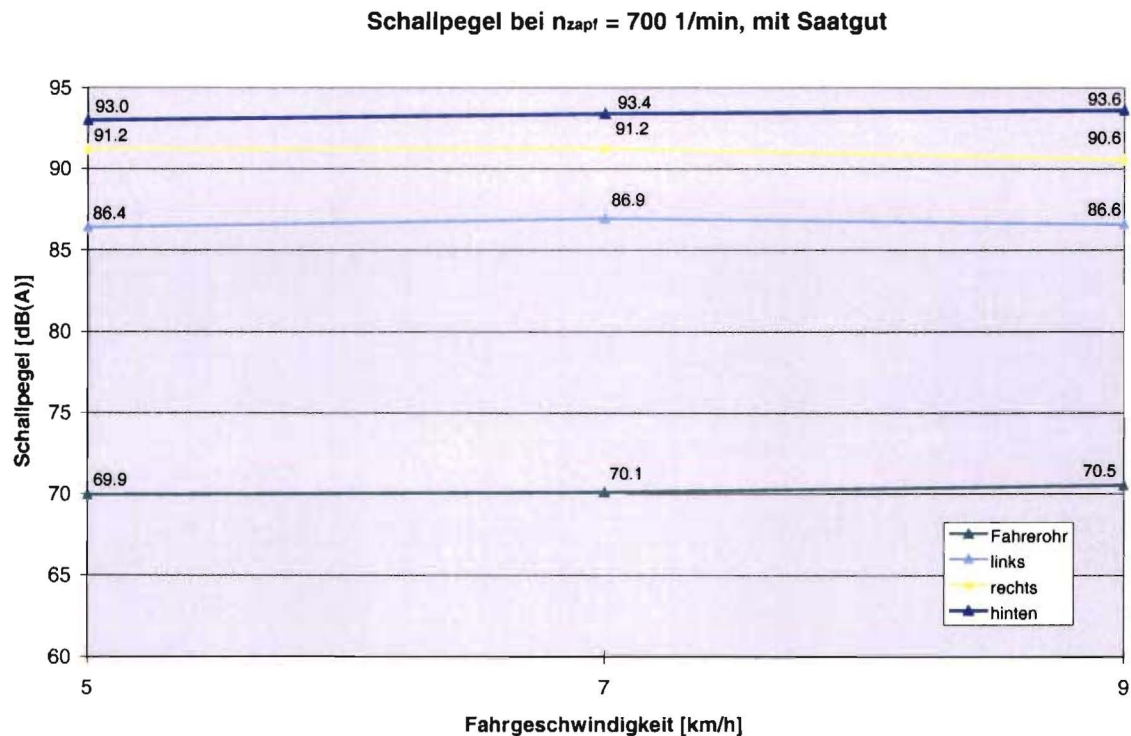


Abb. 7-4: Schallpegel in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (Bandantrieb); Zapfwellendrehzahl von 700 1/min; mit Saatgutbefüllung

Ein Vergleich der Schallpegelmessungen „mit“ und „ohne Saatgut“ zeigt, dass sich der Betrieb mit Saatgut in Form eines Schallpegelanstiegs um 1-2 dB(A) bemerkbar macht.

Neben der Aufzeichnung der Schallpegel in Abhängigkeit verschiedener Größen wurden die Signale in den Frequenzbereich transformiert und als Frequenzspektrum dargestellt (Frequenzanalyse/FFT). Eine solche Frequenzanalyse ermöglicht die Ermittlung dominierender Frequenzen. Exemplarisch werden nachfolgend drei unter Berücksichtigung verschiedener Untersuchungsschwerpunkte durchgeführten Frequenzanalysen gezeigt:

- Schallpegelvergleich „mit“ und „ohne Saatgut“; $n = 700$ U/min; $v = 7$ km/h; Messposition „hinten“ (Abb. 7-5)
- Schallpegelvergleich für verschiedene Messpositionen; $n = 700$ U/min; $v = 5$ km/h; ohne Saatgutbefüllung (Abb. 7-6)
- Schallpegelvergleich für verschiedene Drehzahlen; $v = 5$ km/h; ohne Saatgutbefüllung; Messposition „hinten“ (Abb. 7-7)

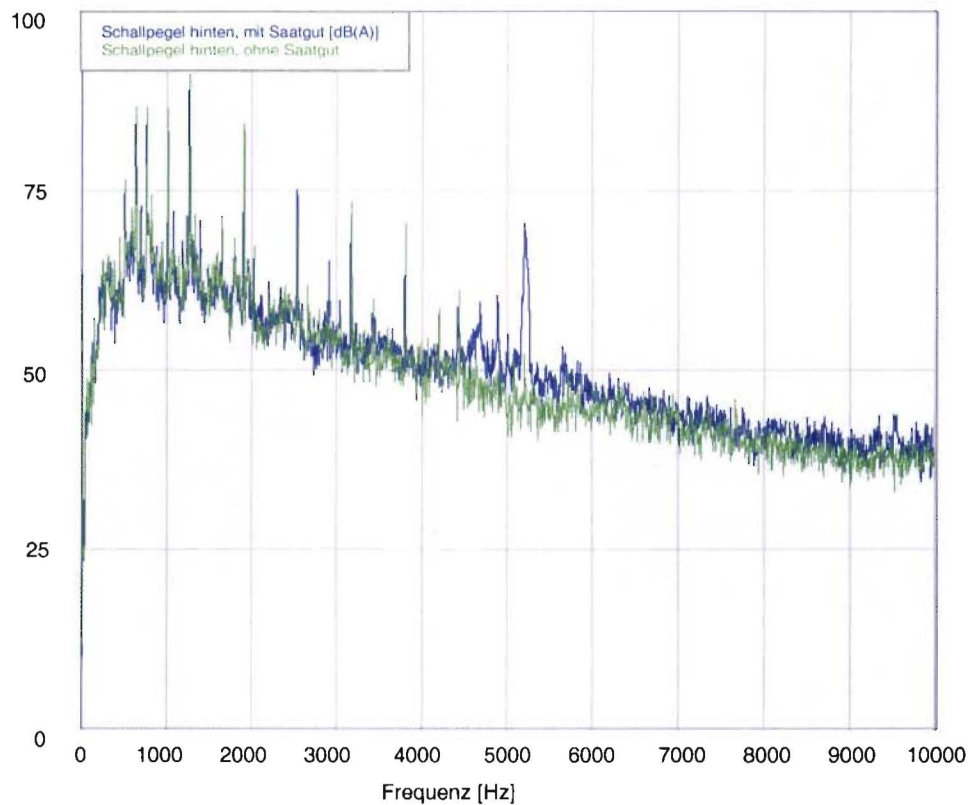


Abb. 7-5: Frequenzanalyse; Schallpegelvergleich „mit“ und „ohne Saatgut“;
 $n_{\text{zapf}} = 700 \text{ 1/min}$; $v = 7 \text{ km/h}$; Messposition: hinten

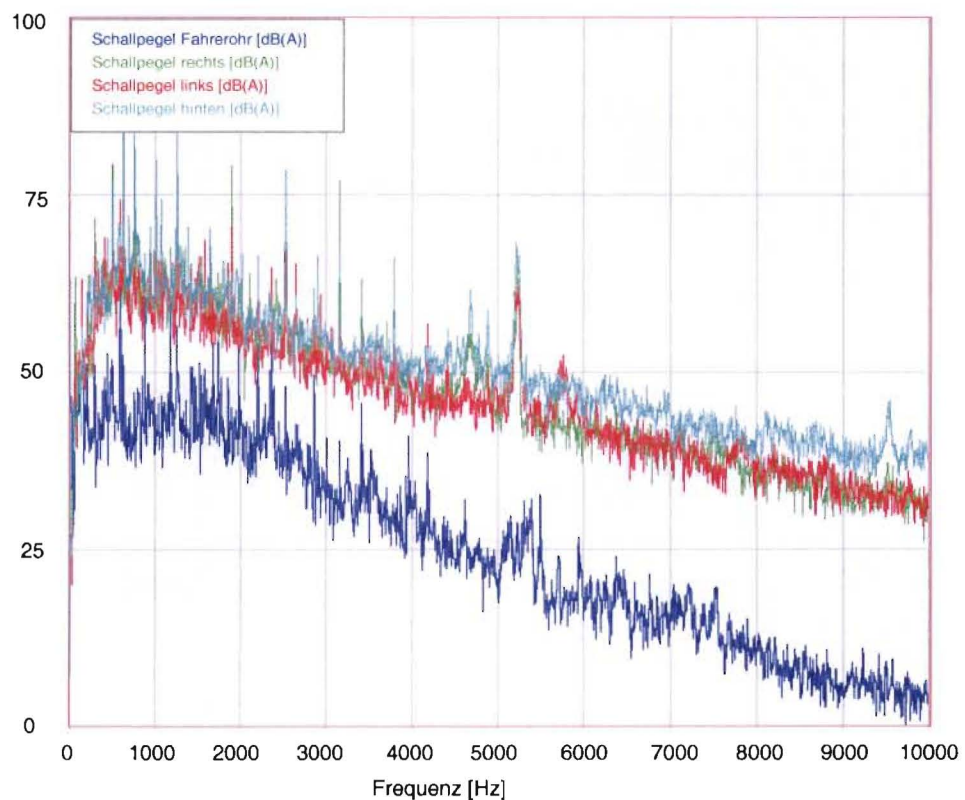


Abb. 7-6: Frequenzanalyse; Schallpegelvergleich an verschiedenen Messpositionen;
 $n_{\text{zapf}} = 700 \text{ 1/min}$; $v = 5 \text{ km/h}$; ohne Saatgutbefüllung

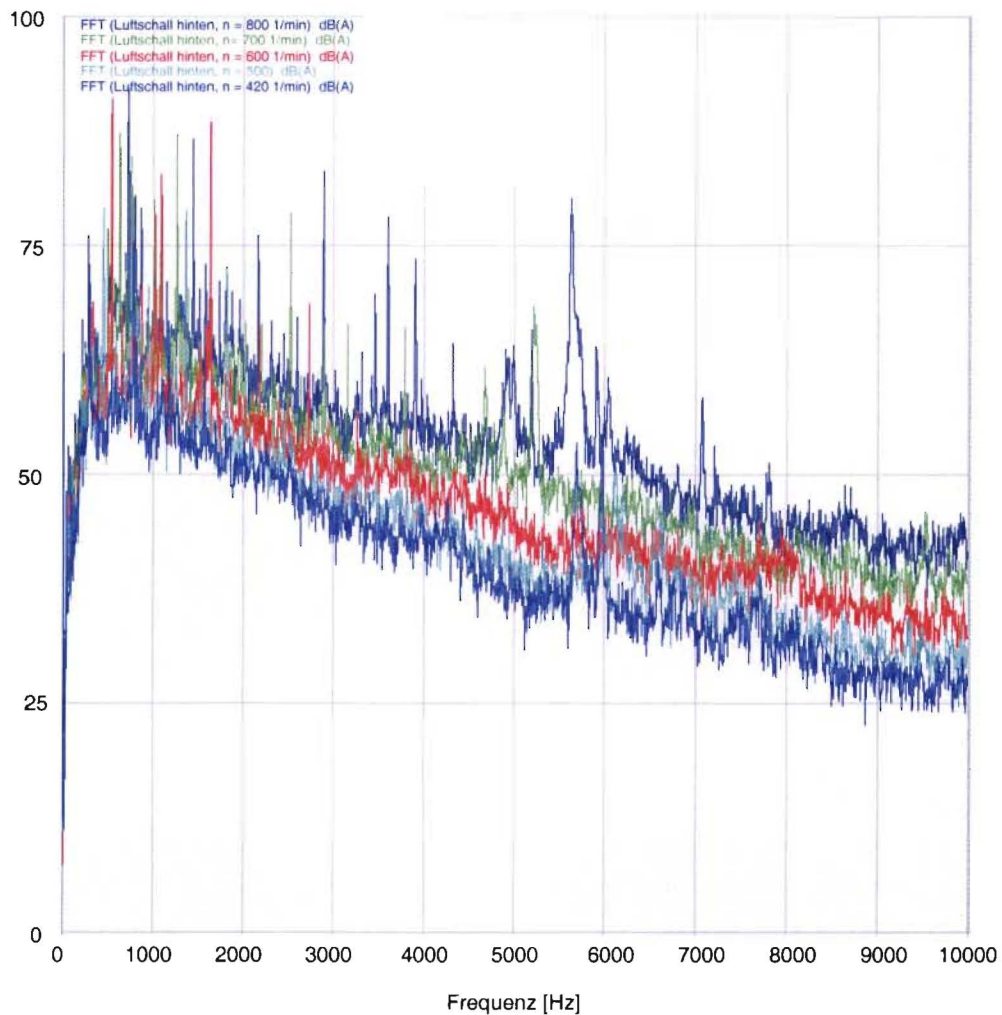


Abb. 7-7: Frequenzanalyse; Schalldruckvergleich bei verschiedenen Drehzahlen; $v = 5 \text{ km/h}$; ohne Saatgutbefüllung; Messposition: hinten

Die Analyse der Schallsignale im Frequenzbereich bestätigt einerseits die in den vorangegangenen Auswertungen gewonnenen Ergebnisse; so kann neben dem Anstieg des Schallpegels in Abhängigkeit von der Drehzahl auch die Abhängigkeit von der Messposition beobachtet werden. Ebenso deutlich wird der geringe Anstieg des Schallpegels durch den Betrieb mit Saatgut.

Entscheidender bei der Frequenzanalyse ist allerdings die Ermittlung der dominierenden Frequenzen für die verschiedenen Betriebszustände. Diese können aus den Diagrammen jeweils direkt abgelesen werden. Es wird deutlich, dass weniger die Fahrgeschwindigkeit als vielmehr die Messposition Einfluss auf diese dominierenden Frequenzen hat. Auch der Betrieb mit Saatgut wirkt sich auf die Ausprägung der dominierenden Frequenzen aus.

Die dominanten Frequenzen sind auf die Drehzahlordnung der Gebläseschaufeln zurückzuführen. Der Vollständigkeit halber werden die entsprechenden Überlegungen dazu in Kapitel 5.2 anhand von weiteren Frequenzanalysen näher erörtert.

Zur besseren Übersicht werden an dieser Stelle die wichtigsten Ergebnisse dieser Messungen tabellarisch zusammengefasst.

Stationärmessung:

- Die Schallpegelwerte bewegen sich an den verschiedenen Messpositionen unter Berücksichtigung der verschiedenen Parameter in folgenden Bereichen:

Fahrerohr: 66,9 – 71,4 dB(A)

Links: 80,4 – 90,9 dB(A)

Rechts: 80,9 – 96,4 dB(A)

Hinten: 76,4 – 94,8 dB(A)

- Es ist eine deutliche Abhängigkeit des Schallpegels von der Zapfwelldrehzahl zu erkennen. Je höher die Drehzahl, desto höher der Schallpegel. Dies trifft an allen Messpositionen zu.
- Bis auf eine Ausnahme bei 5 km/h und $n_{\text{zapf}} = 800$ 1/min (ohne Saatgut) und bei 700 1/min im Stand, wo rechts der höchste Pegel zu verzeichnen ist, werden bei allen Messungen „hinten“ die höchsten Pegelwerte gemessen; gefolgt von den Messpositionen „rechts“, „links“ und „Fahrerohr“. Die Schallpegel sind stets am „Fahrerohr“ am geringsten, was auf die gute Kapselung der Fahrerkabine zurückzuführen ist. Der Gebläseauslass an der rechten Seite ist die Ursache für den im Vergleich zur linken Seite höheren Schallpegel an der Position „rechts“.
- Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Schallpegel ist bei allen Messungen unabhängig vom jeweiligen Betriebszustand vernachlässigbar.
- Der Schallpegel bei Betrieb des EKS mit Saatgut ist an allen Messpositionen ca. 1 - 2 dB(A) höher als beim Betrieb ohne Saatgut.

7.3 Realbetrieb (Feldeinsatz)

7.3.1 Versuchsaufbau und Durchführung

Die zweite Messreihe wurde in Anlehnung an die Geräuschmessung bei der beschleunigten Vorbeifahrt im Kraftfahrzeugbereich durchgeführt (Abb. 7-8).

Hierzu wurden die Messvorschriften für die beschleunigte Vorbeifahrt auf die Schallpegelmessung beim Einzelkornsägerät übertragen. Im Gegensatz zu der eigentlichen beschleunigten Vorbeifahrtmessung wurde hier der Schallpegel allerdings bei konstanter Fahrgeschwindigkeit aufgezeichnet.



Abb. 7-8: Vorbeifahrtmessung

Das Kabel des von der Messstation (Auto) abgewandten Seite wurden mittels zwei Stangen über die Fahrstrecke geführt (Abb. 7-8). Zur Messwertaufzeichnung für die Positionen „links“ und „rechts“ wurde ein Datrecorder (Abb. 7-11) eingesetzt. Insgesamt wurde eine Strecke von 20 m durchfahren. Signalgeber für die Messung waren zwei Lichtschranken am Anfang und Ende der zu durchfahrenden Strecke (Abb. 7-9).

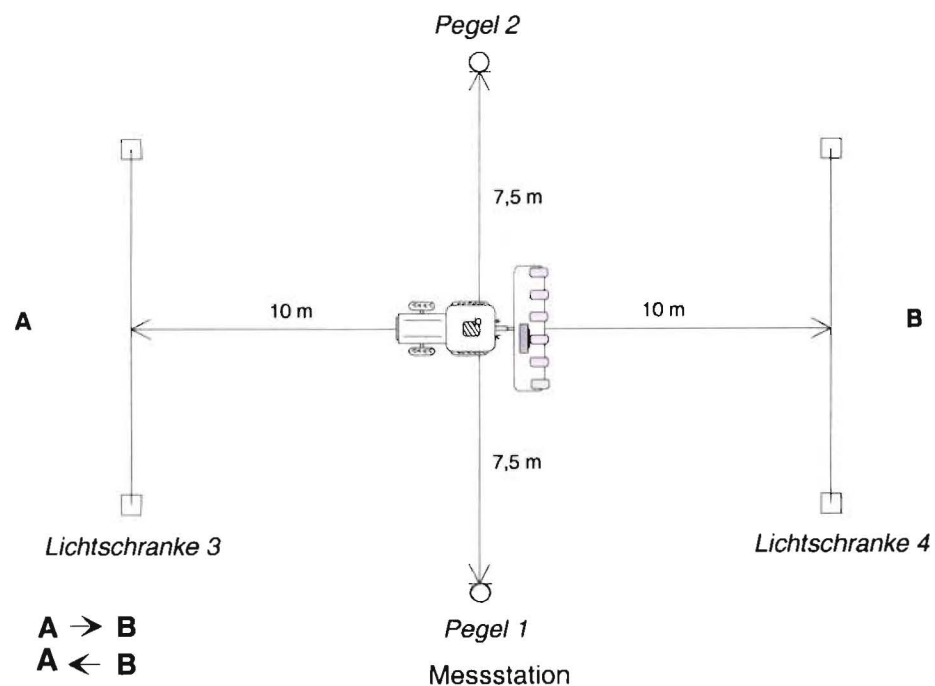


Abb. 7-9: Messaufbau Realbetrieb



Abb. 7-10: Schallpegelmesser



Abb. 7-11: Datrecorder

Neben dem Schallpegelmesser an der rechten Fahrerohrseite wurden zwei weitere Mikrofone auf der Hälfte der Fahrstrecke im Abstand von jeweils 7,5 m von der Fahrmittellinie aufgebaut. Abb. 7-10 zeigt die Anordnung des je nach Fahrtrichtung linken bzw. rechten Schallpegelmessers.

7.3.2 Ergebnisse

Mit Hilfe der beiden Lichtschranken konnte der Schallpegel für die verschiedenen Messpositionen über der Zeit bzw. dem durchfahrenen Weg aufgezeichnet werden. Auf diese Weise konnten die verschiedenen Betriebszustände auch im Realbetrieb analysiert werden.

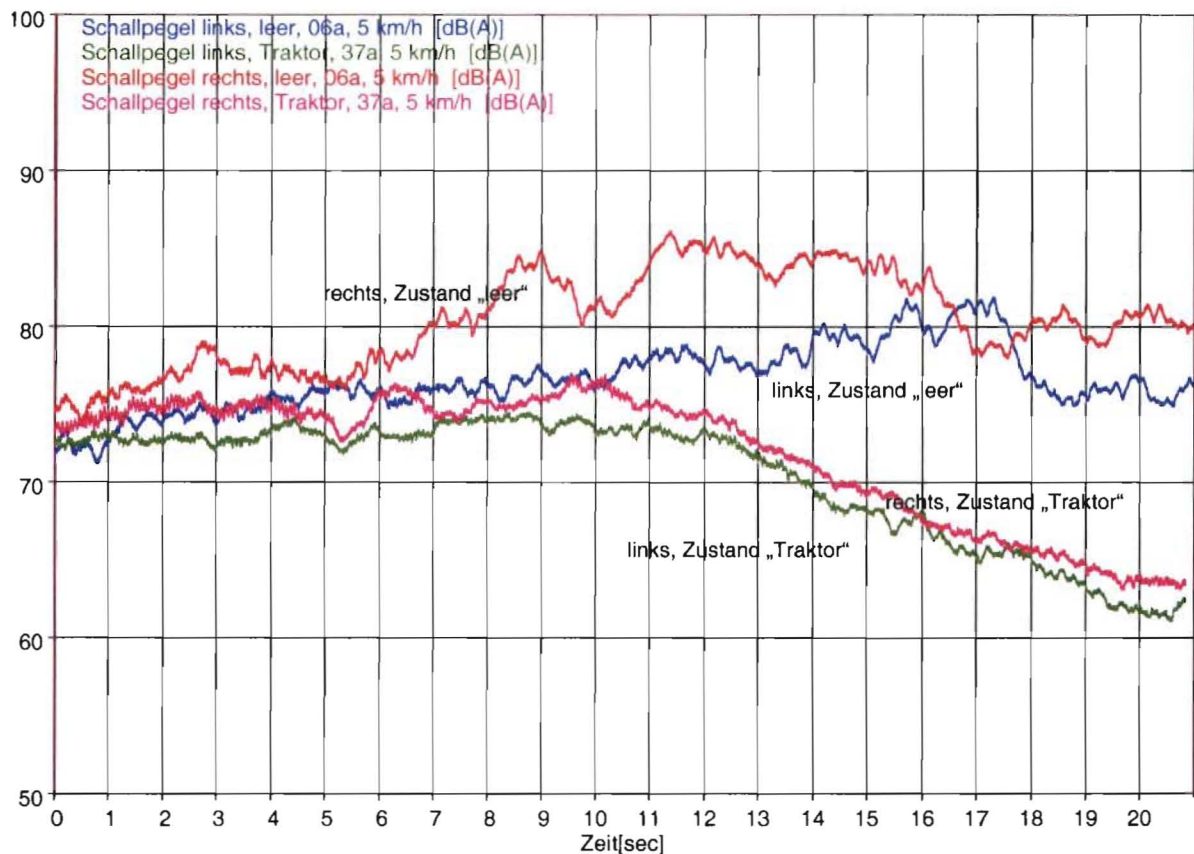


Abb. 7-12: Schallpegelvergleich bei $v = 5 \text{ km/h}$; Zustand „leer“ und „Traktor“; Messposition: „links“, „rechts“

Die Messung bei einer Geschwindigkeit von 5 km/h im Zustand „leer“ und „Traktor“ wurde neben der Analyse der Positionen „links“ und „rechts“ zur Untersuchung des akustischen Verhaltens des Traktors durchgeführt. Abb. 7-12 zeigt, dass das Einzelkornsägerät und nicht der Traktor im Gespann nach dem Einfahrbereich Hauptgeräuschverursacher ist. Die Pegelwerte im Zustand „Traktor“ liegen stets unter denen des Zustandes „leer“. Des Weiteren kann nach etwa der Hälfte der durchfahrenen Strecke für den Traktor ein starker, linearer Pegelabfall beobachtet werden, was bedeutet, dass der Traktor in erster Linie nach vorne und nicht seitlich abstrahlt.

Bis auf den Bereich zwischen 16 und 18 sec ist wie auch schon in den Messungen zuvor stets die rechte Seite lauter. Die Tatsache, dass die Kurve der rechten Seite gerade nach halber Strecke (also auf Höhe der Pegelmesser) ein Maximum hat, verdeutlicht nochmals den Einfluss des Gebläseauslasses auf den Schallpegel. Zu diesem Zeitpunkt „fährt“ dieser gerade am entsprechenden Schallpegelmesser vorbei.

Die Vermessung des Zustandes „leer“ bei 7 km/h weist in etwa gleiche Kurvenverläufe für die Messpositionen „links“ und „rechts“ auf wie Abb. 7-13 zeigt. Tendenziell werden bei 7 km/h im Zustand „leer“ geringere Pegelwerte gemessen als bei 5 km/h .

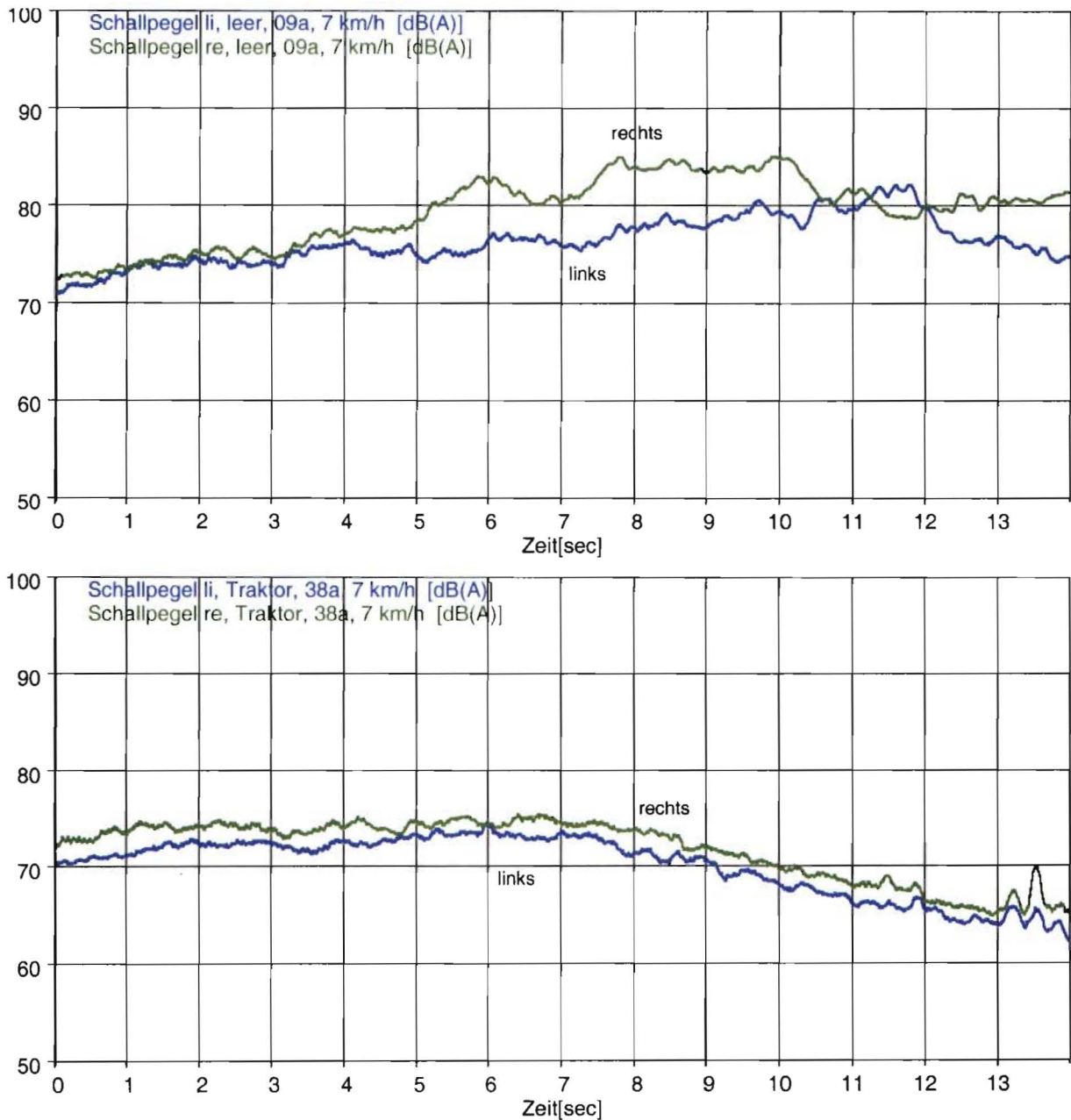


Abb. 7-13: Schallpegelvergleich bei $v = 7 \text{ km/h}$; Zustand „leer“ und Zustand „Traktor“;
Messposition: „links“, „rechts“

Die Standmessung für die Zustände „leer“ und „Traktor“ (Abb. 7-14) macht den starken Einfluss des Gebläses auf den Schallpegel deutlich.

Durch den Gebläseeinsatz erhöhen sich die Schallpegel auf der linken Seite um ca. 6-7 dB(A), auf der rechten Seite sogar um ca. 15 dB(A). Dabei kann man erkennen, dass die Geräuschemission des Traktors auf die Höhe des Schallpegels an der rechten Seite keinen Einfluss hat und dieser somit nur vom EKS verursacht wird.

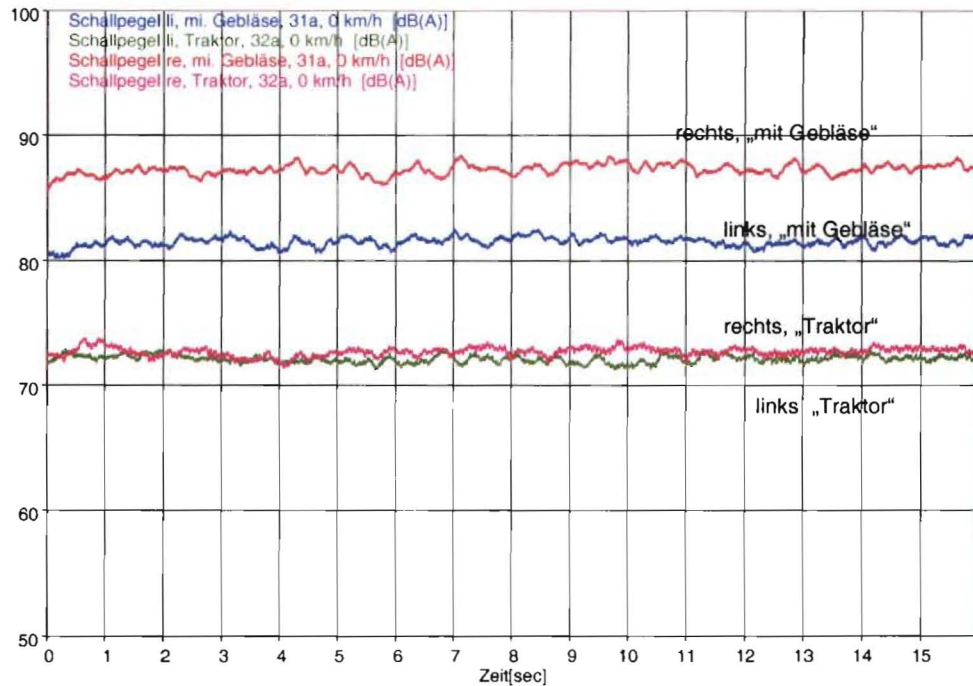


Abb. 7-14: Standmessung; Zustand „Traktor“ und „mit Gebläse“; Messposition: „links“, „rechts“

Der Unterschied zwischen der linken und rechten Seite kann mit etwa 6 dB(A) beschrieben werden. Für die Zustände „mit Gebläse“ und „ohne Gebläse“ bei 0 km/h (Abb. 7-14) wurden Frequenzanalysen durchgeführt. „Links“ und „rechts“ können in etwa die gleichen dominierenden Frequenzen abgelesen werden (Abb. 7-15):

681 Hz, 1366 Hz, 2034 Hz, 2706 Hz, 4076 Hz

Diese dominanten Frequenzen können auf die Drehzahlordnungen der Gebläseschaufeln zurückgeführt werden. Dazu wird zunächst die Anregungsfrequenz mit folgender Formel bestimmt:

$$f = f_{zw} \cdot i \cdot n_{Flügel}$$

$$f_{zw} = n_{zw} / 60$$

mit Zapfwellendrehzahl $n_{zw} = 700 \text{ 1/min}$

Anzahl der Flügel $n_{Flügel} = 10$

Übersetzungsverhältnis $i = 5,35$ mit $i = n_L / n_{zw}$ $n_L = 3745 \text{ 1/min}$

$$n_L = n_{Lüfterrad}$$

Die im Rahmen der Messung ermittelten dominierenden Frequenzen sind jeweils Vielfache (1., 2., 3., 4., 6.) der Anregungsfrequenz, womit die Geräuschemissionen des EKS eindeutig auf das Gebläse zurückgeführt werden kann.

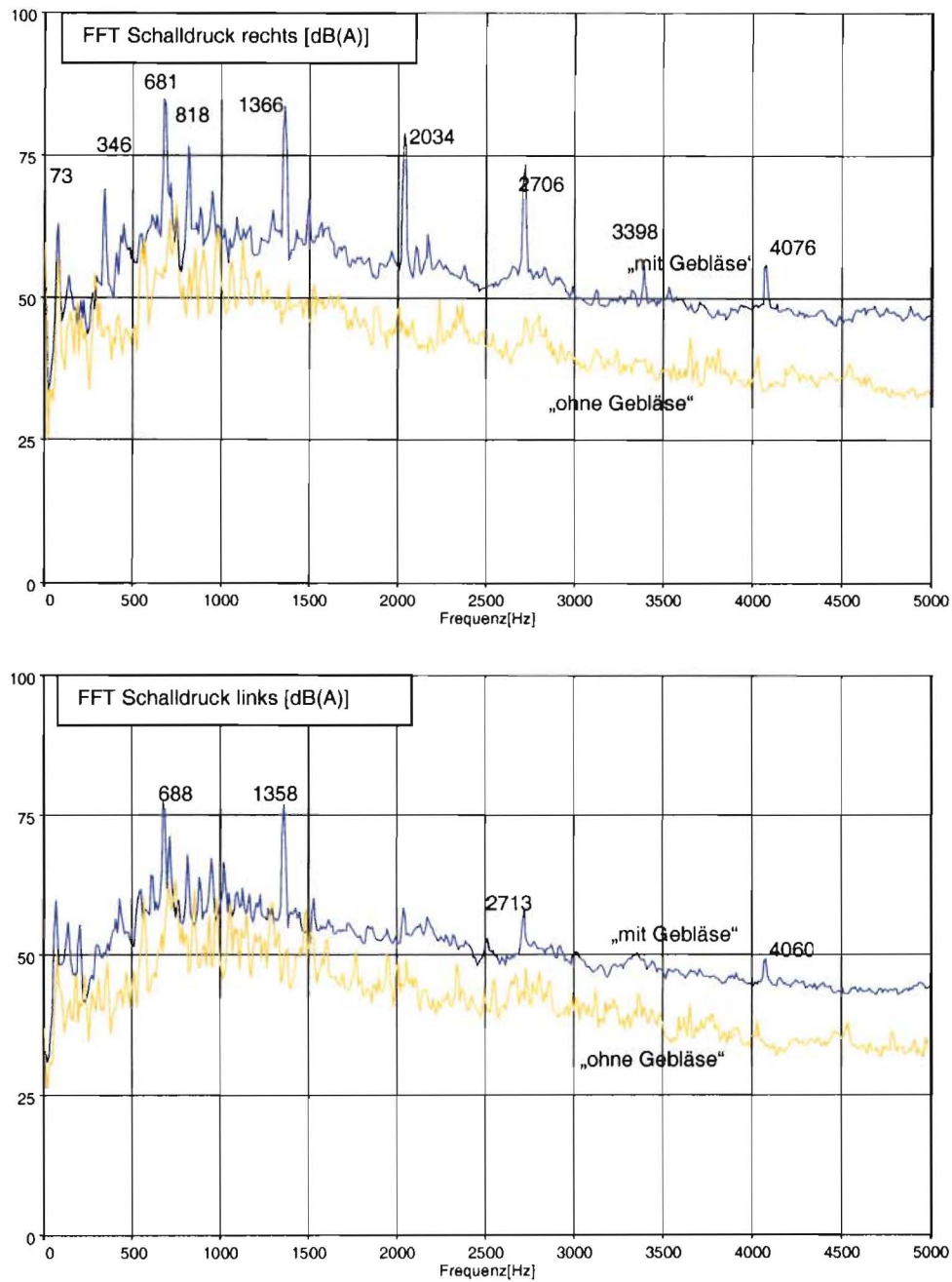


Abb. 7-15: Frequenzanalyse; Standmessung; „mit Gebläse“, „ohne Gebläse“;
Messposition: „links“, „rechts“

Gegenstand der Messung, deren Schallpegelverläufe in Abb. 7-16 aufgezeichnet sind, war die Untersuchung des Einflusses auf den Schallpegel der Zustände „mit Saatgut“, „mit Saatgut und Dünger“, „mit Saatgutablage ohne Dünger“ und „mit Saatgutablage mit Dünger“.

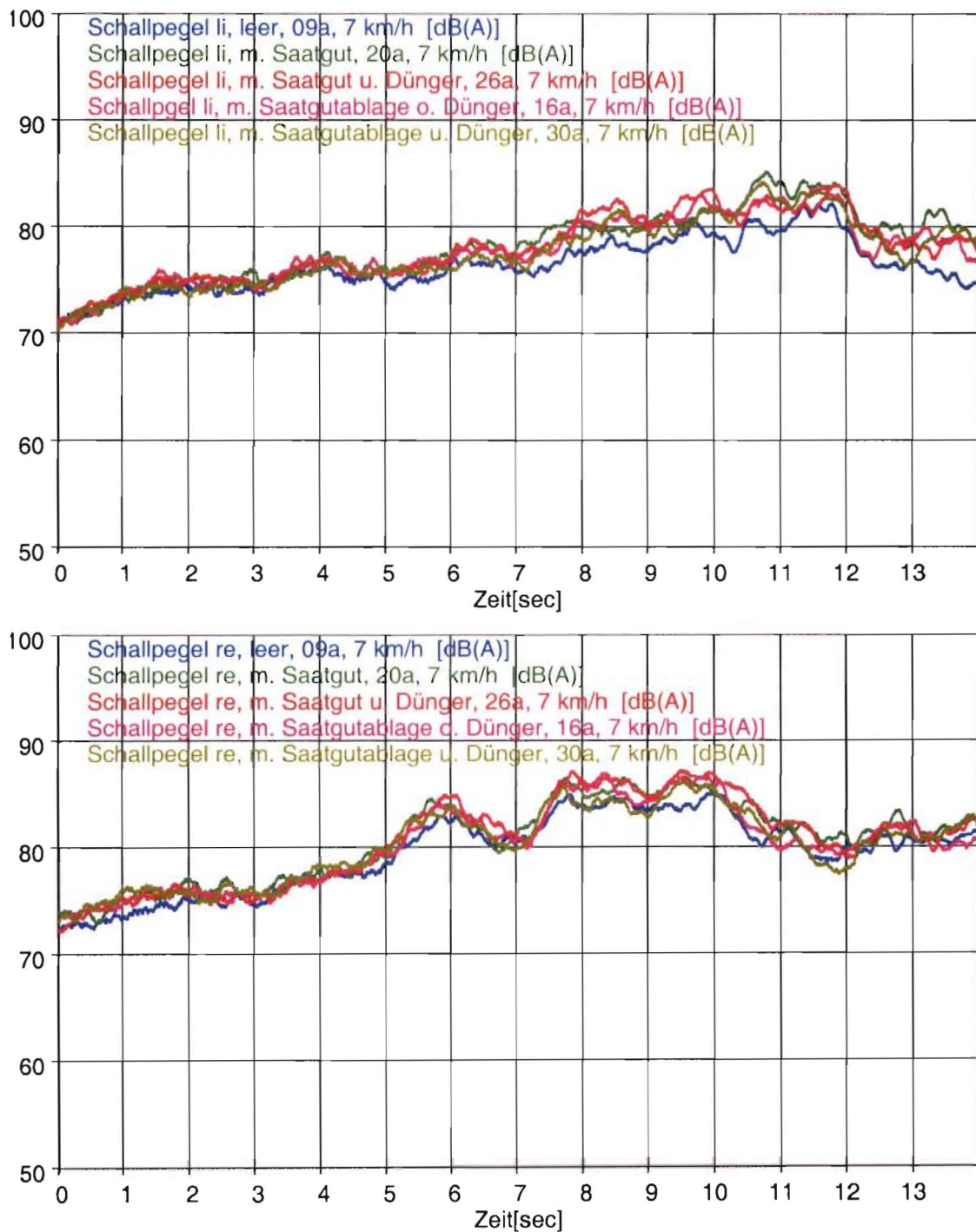


Abb. 7-16: Schallpegelvergleich unter Berücksichtigung verschiedener Parameter;
 $v = 7 \text{ km/h}$; Messposition: „links“, „rechts“

Abb. 7-16 zeigt, dass sich die Kurvenverläufe der verschiedenen Zustände im Einfahrbereich der Messstrecke nicht unterscheiden. Erst nach etwa der Hälfte der durchfahrenen Strecke ist die Streuung der Pegelwerte etwas größer. Der Kurvenverlauf bleibt jedoch in etwa gleich, so dass insgesamt der Einfluss dieser Parameter auf den Schallpegel als „gering“ bezeichnet werden kann. Ohne jegliche Befüllung ergeben sich auf der linken Seite die niedrigsten Werte. Rechts ist dieses Phänomen nicht zu erkennen.

Abschließend wird auf die Untersuchung des Zustandes des Heckfensters (offen / geschlossen) eingegangen, da die im Vergleich eher niedrigen Pegelwerte am „Fahrerohr“ wahrscheinlich nur durch die gut schallisierende Fahrerkabine erreicht werden. Diese Vermutung kann, wie in Abb. 7-17 und Abb. 7-18 ersichtlich, bestätigt werden.

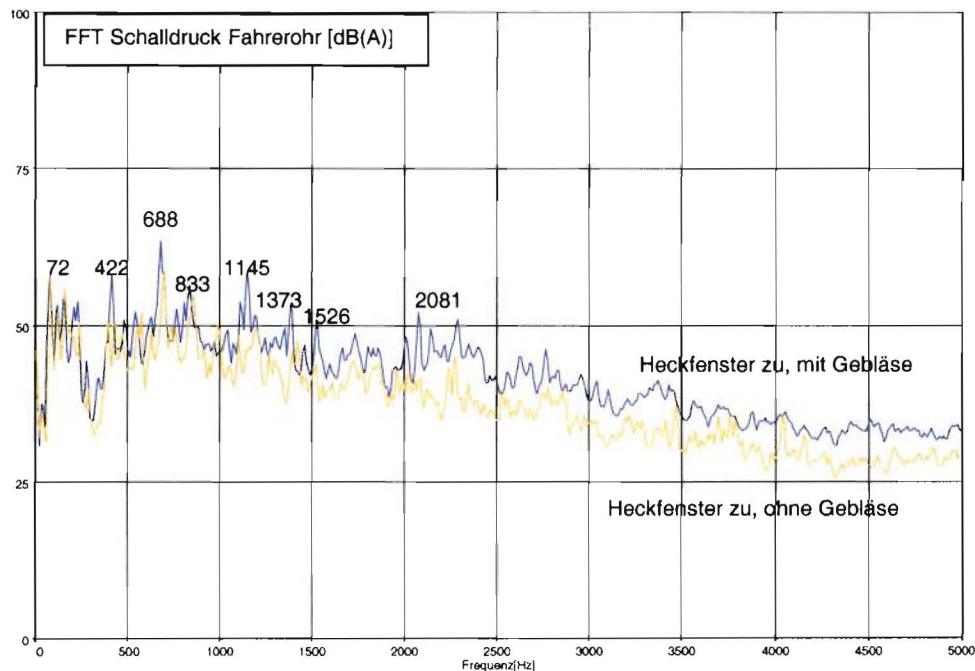


Abb. 7-17: Frequenzanalyse; Heckfenster zu; $v = 5 \text{ km/h}$

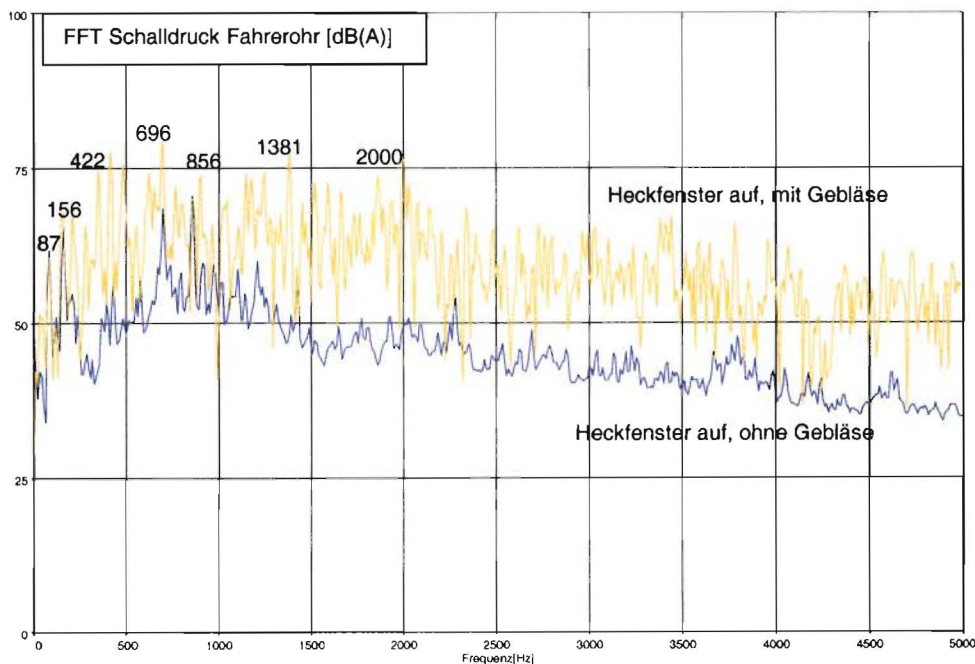


Abb. 7-18: Frequenzanalyse; Heckfenster auf; $v = 5 \text{ km/h}$

In Abb. 7-18 kann man die schallisolierende Wirkung der Fahrerkabine erkennen; so ist beim Übergang vom Zustand „ohne Gebläse“ zu „mit Gebläse“ nur ein geringer Pegelanstieg zu vermerken. Im Vergleich dazu ist der Anstieg durch Zuschalten des Gebläses bei offenem Heckfenster deutlich höher (Abb. 7-18). Während die Kurvenverläufe für „mit Gebläse“ und „ohne Gebläse“ bei geschlossener Fahrerkabine nahezu identisch sind, wirkt sich bei offenem Heckfenster der Einschaltzustand des Gebläses auch auf den Kurvenverlauf aus.

Zusammenfassung der Ergebnisse (Realbetrieb):

- Das Einzelkornsägerät ist eindeutig pegeldominant. Der Einfluss des Traktors auf den Schallpegel ist zu vernachlässigen.
- Die Fahrerkabine ist im geschlossenen Zustand gut schallisolierend.
- Das Gebläse wirkt sich stark auf den Schallpegel am Fahrerohr aus.
- Die rechte Seite (Gebläseauslass) ist deutlich lauter als die linke Seite.
- Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit kann auch bei diesen Messungen mit „gering“ beschrieben werden.
- Es spielt im Bezug auf die Geräuschemissionen keine Rolle, ob die Maschine mit oder ohne Saatgut (Saatgutablage) bzw. ohne oder mit Dünger betrieben wird. Ohne Saatgut werden allerdings die niedrigsten Werte erzielt.

Die dominanten Frequenzen der verschiedenen Frequenzanalysen liegen alle jeweils in etwa im gleichen Bereich. Sie sind Vielfache der Gebläseanregungsfrequenz (hier die 1., 2., 3., 4. und 6. Ordnung), womit das Gebläse eindeutig als Hauptgeräuschverursacher identifiziert werden kann.

8 Bauteiluntersuchung / Teilschallquellenanalyse

Auf der Basis der Messungen am Gesamtgerät kann das Gebläse als Hauptgeräuschverursacher angesehen werden. Im Rahmen einer detaillierten Bauteiluntersuchung wurden zum einen Schalldruckmessungen an verschiedenen Aufbaustufen des Gebläses (Kapitel 8.1) und Schallintensitätsmessungen (Kapitel 8.2) am gesamten Gebläse im reflexionsarmen Schallmessraum durchgeführt.

8.1 Schalldruckmessung an verschiedenen Aufbaustufen des Gebläses

Im Rahmen dieser Messreihe wurde die in ihre Komponenten zerlegte Gebläseeinheit Schritt für Schritt wieder aufgebaut. Für jeden Zustand wurden Schalldruckmessung durchgeführt. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Ermittlung der Bauteilkomponente mit dem größten Einfluss auf den Schalldruckpegel.

8.1.1 Versuchsaufbau und Durchführung

Das Gebläse wurde im Schallmessraum so installiert, dass es frei zugänglich war und einen stabilen und vibrationsfreien Standort hatte. Danach wurden die Mikrofone, wie in Abb. 8-1 und Abb. 8-2 zu sehen, aufgestellt. Laut Messvorschrift wurden in 1 m Abstand vier Mikrofone senkrecht zur jeweils schallabstrahlenden Fläche um das Gebläse herum positioniert. Da die Lüfterradwelle als Bezugspunkt genommen wurde, hatten alle Mikrofone die gemeinsame Höhe von 80 cm. Das 5. Mikrofon wurde senkrecht über dem Gebläse in einem Meter Abstand von der Lüfterradwelle aufgestellt. Da bei Verwendung von Kondensatormikrofonen die Konstanz der Polarisationsspannung für die Genauigkeit des Messergebnisses ausschlaggebend ist, wurden die Mikrofone vor der Messung kalibriert.

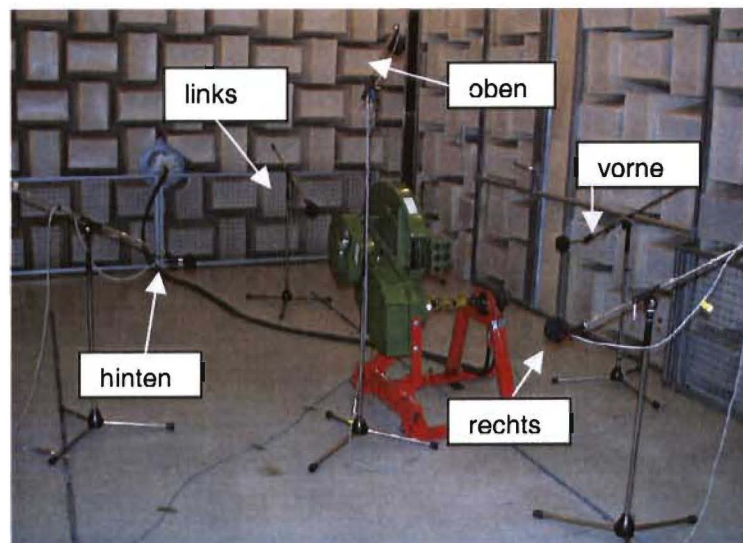


Abb. 8-1: Mikrofonaufbau um das Gebläse

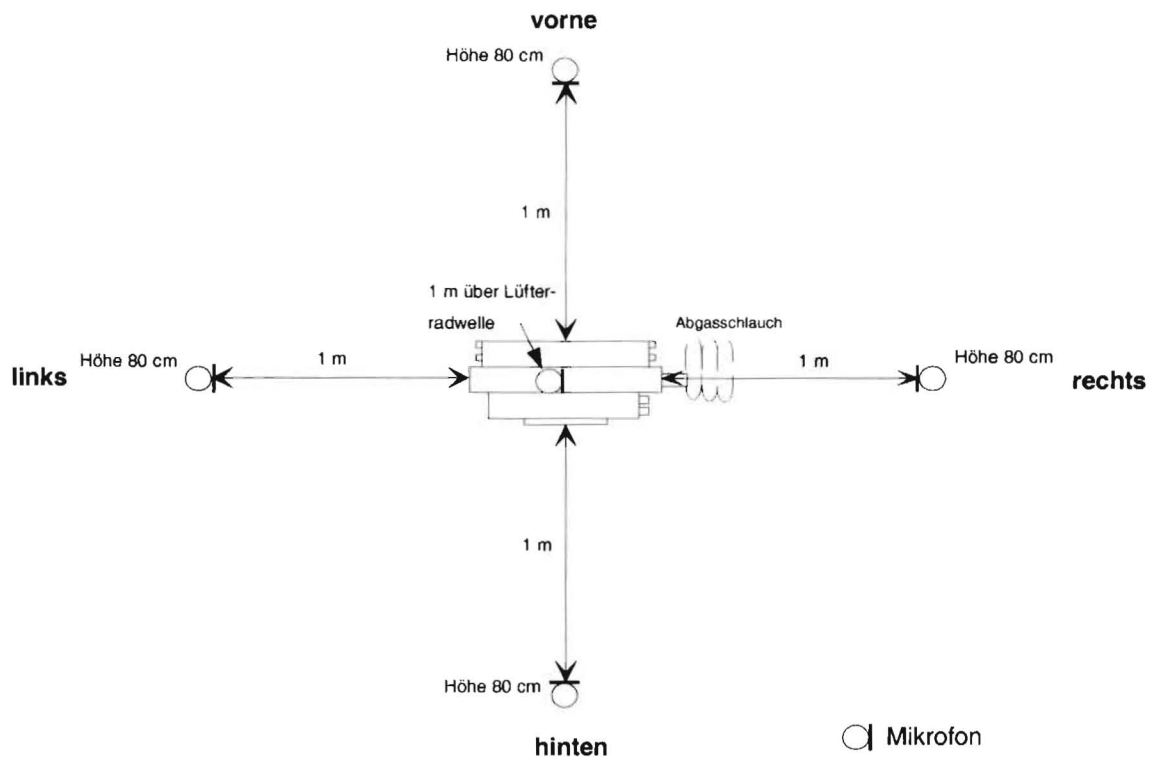


Abb. 8-2: Anordnung der Messmikrofone

In Abb. 8-3 erkennt man die verwendete Messtechnik. Vier Kondensatormikrofone wurden jeweils an einen Kanal eines Nexus- Messverstärkers angeschlossen.

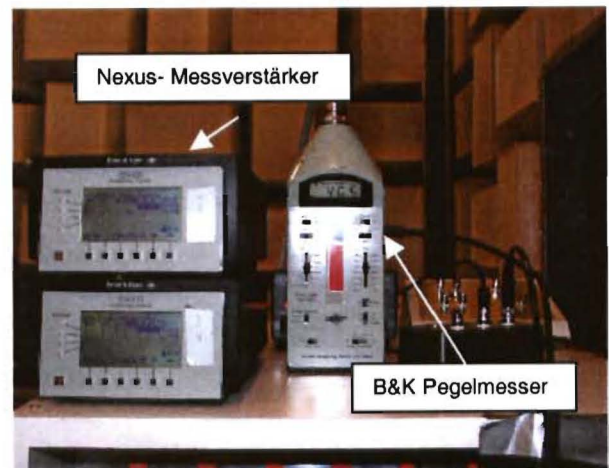


Abb. 8-3: Messtechnik

Von dort wurde das verstärkte Signal direkt in den Messrechner (linkes Bild) geleitet, wo es digital über der Zeit aufgezeichnet werden konnte. Das fünften Mikrofon wurde mit Hilfe des im rechten Bild dargestellten B&K Pegelmesser aufgezeichnet.

Bei der Schalldruckpegelmessung wurden die Drehzahlen von 300 – 900 1/min in 100er Schritten angefahren. Gemessen wurde der A-bewertete Schalldruckpegel bei verschiedenen Montagezuständen des Gebläses. Dazu wurden insgesamt zwei unterschiedlichen Versuchsreihen durchgeführt.

Das Lüfterradgebläse wurde in vier verschiedenen Ausrüstungszuständen bei nicht verschlossenen Ansaugkanälen vermessen. Hierzu ergaben sich folgende Variationen:

- **Zustand 1:** Gebläse ohne jegliche Abdeckung („ohne alles“)
- **Zustand 2:** Abdeckung Pumpenseite (vorne) montiert
- **Zustand 3:** Abdeckung hinten montiert (ohne Lüfterrad)
- **Zustand 4:** Alles komplett, Ausgangszustand

Die Anbauteile des Gebläses wurden sequentiell in vier Schritten montiert. Mit dieser Versuchsreihe sollte festgestellt werden, ob mitschwingende Verkleidungsteile für den hohen Geräuschpegel verantwortlich sind. Um ein besseres Vorstellungsvermögen über die einzelnen Zustände zu bekommen, sind im Folgenden die Zustände 3 und 4 dokumentiert:

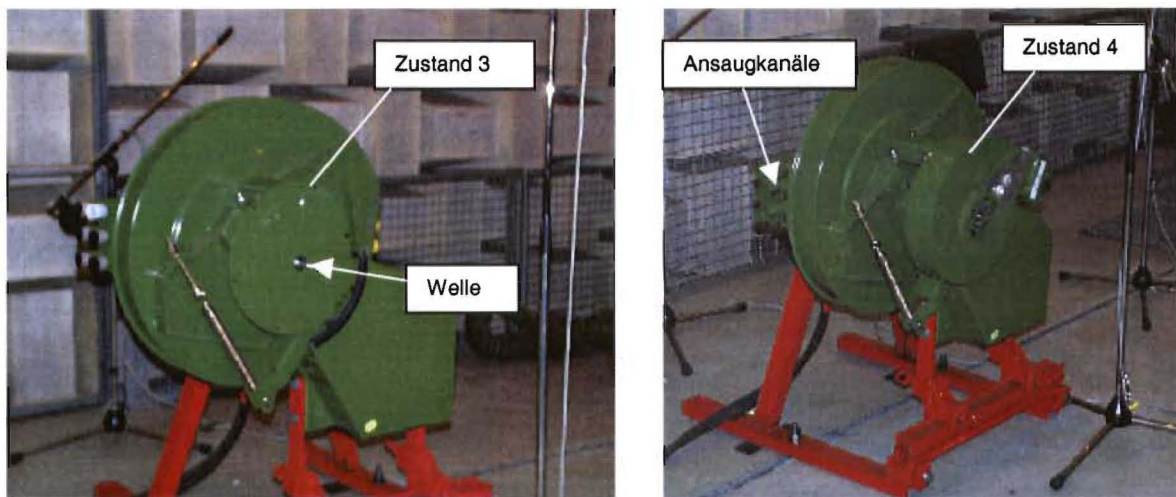


Abb. 8-4: Ausrüstungszustände 3 und 4 während der ersten Messung

Wie in Kap. 6.2.1 beschrieben, erkennt man im linken Bild die Lüfterradwelle, die als „Nullpunkt“ bei der Mikrofonausrichtung gewählt wurde. In diesem Zustand ist das zweite Lüfterrad samt Abdeckung noch nicht montiert.

8.1.2 Ergebnisse

Während der einzelnen Versuchsreihen wurden mit Hilfe des Messrechners die Schalldrücke an den einzelnen Mikrofonen im Zeitbereich aufgezeichnet. Eine solche Messung ist beispielhaft in Abb. 8-5 zu sehen. Diese Schalldruckwerte wurden in der Auswertung zeitlich gemittelt und nach Berechnungsvorschriften (siehe Kapitel 5.1.4) in Schalldruckpegelwerte umgewandelt.

Somit ergab sich pro Ausrüstungszustand für jede angefahrne Gebläsedrehzahl genau ein Schalldruckpegelwert pro Mikrofon. Dieser wurde tabellarisch notiert, so dass im Folgenden für jedes Mikrofon Diagramme erstellt werden konnten, welche Schalldruckpegelverläufe für die verschiedenen Ausrüstungszustände über der Drehzahl darstellen. Somit kann man Schalldruck der verschiedenen Messpositionen über dem gewählten Drehzahlintervall für die verschiedenen Ausrüstungszustände ablesen.

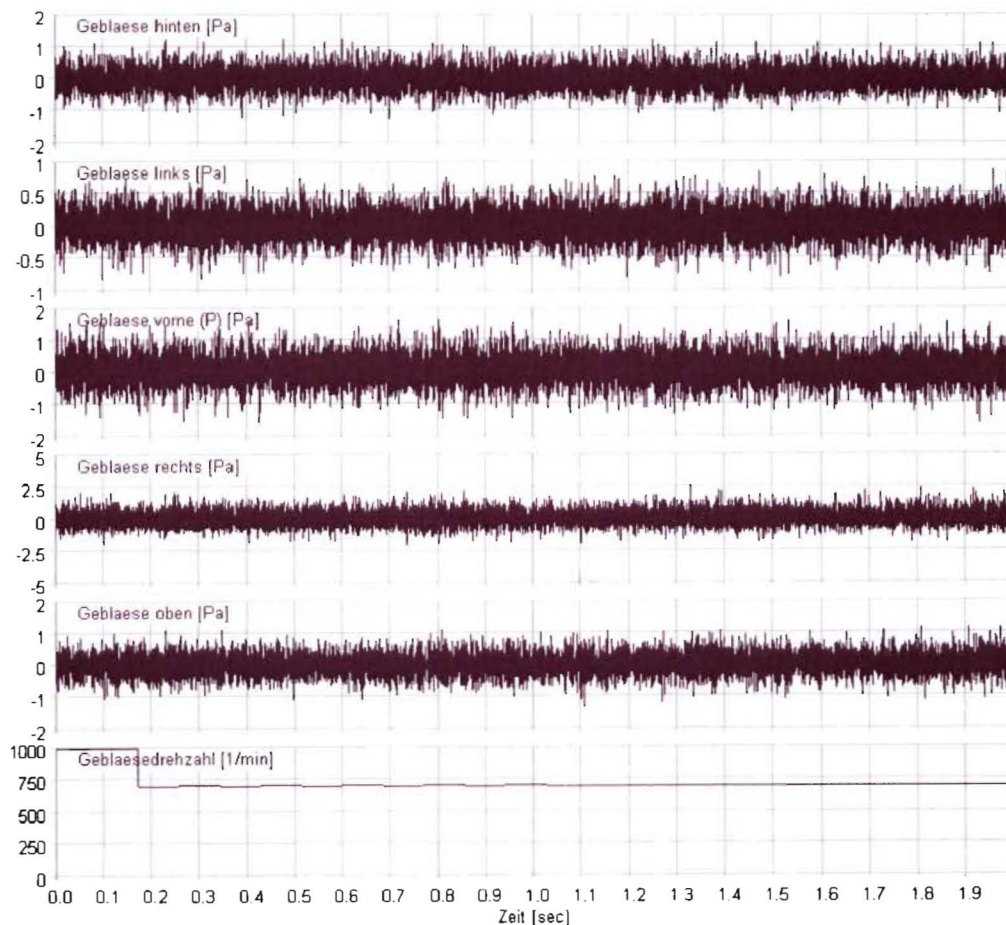


Abb. 8-5: Zeitsignale der Messreihe

Betrachtet man die folgenden Diagramme (Abb. 6-6 bis Abb. 6-10), so stellt man fest, dass sich in allen Messpositionen bei Zustand 2 (Abdeckung Pumpenseite (vorne) montiert) ein unerwarteter Peak bei einer Zapfwelldrehzahl von 500 1/min befindet. Dieser kommt da-

durch zustande, dass das Verkleidungsblech an der Vorderseite des Gebläses in Resonanz bei dieser Drehzahl gerät. Für die Auswertung ist das beschriebene Phänomen in diesem Zusammenhang unbedeutend, da einerseits die Befestigung des Bleches durch weitere Anbauteile in dieser Aufbaustufe noch nicht gegeben ist und andererseits die Betriebsdrehzahl der Gebläseeinheit 700 1/min beträgt.

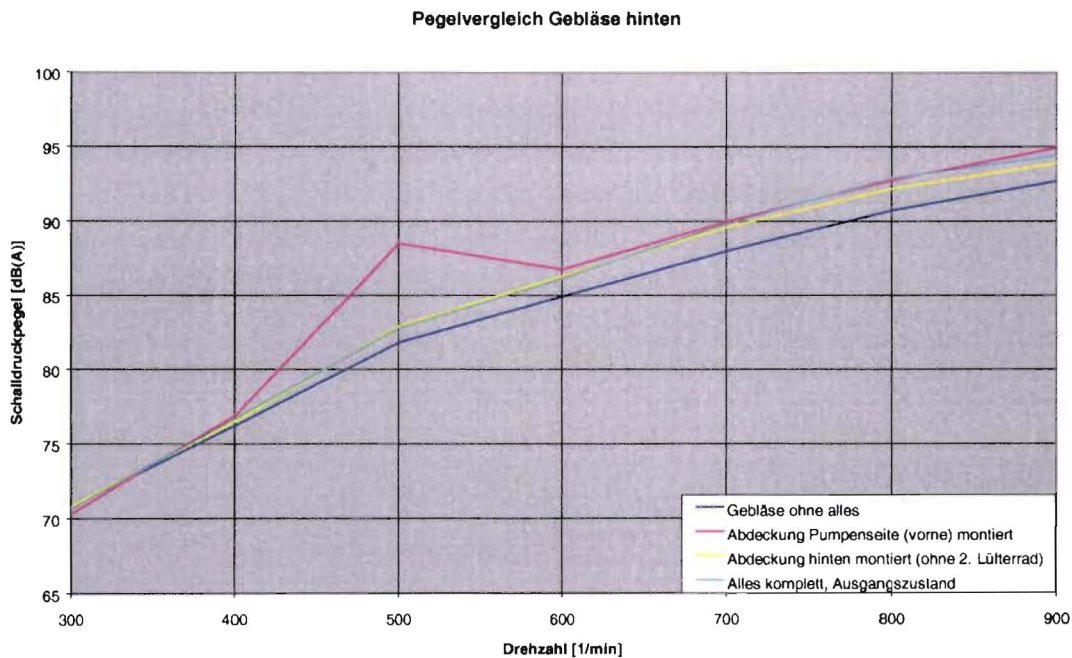


Abb. 8-6: Auswertung Messposition „hinten“

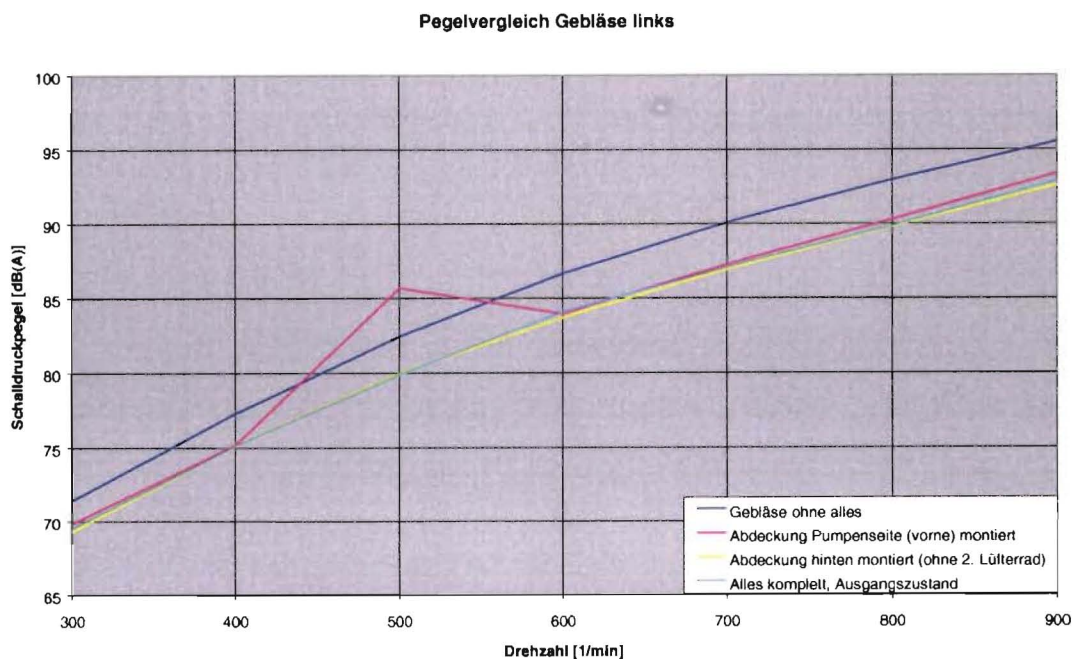


Abb. 8-7: Auswertung Messposition „links“

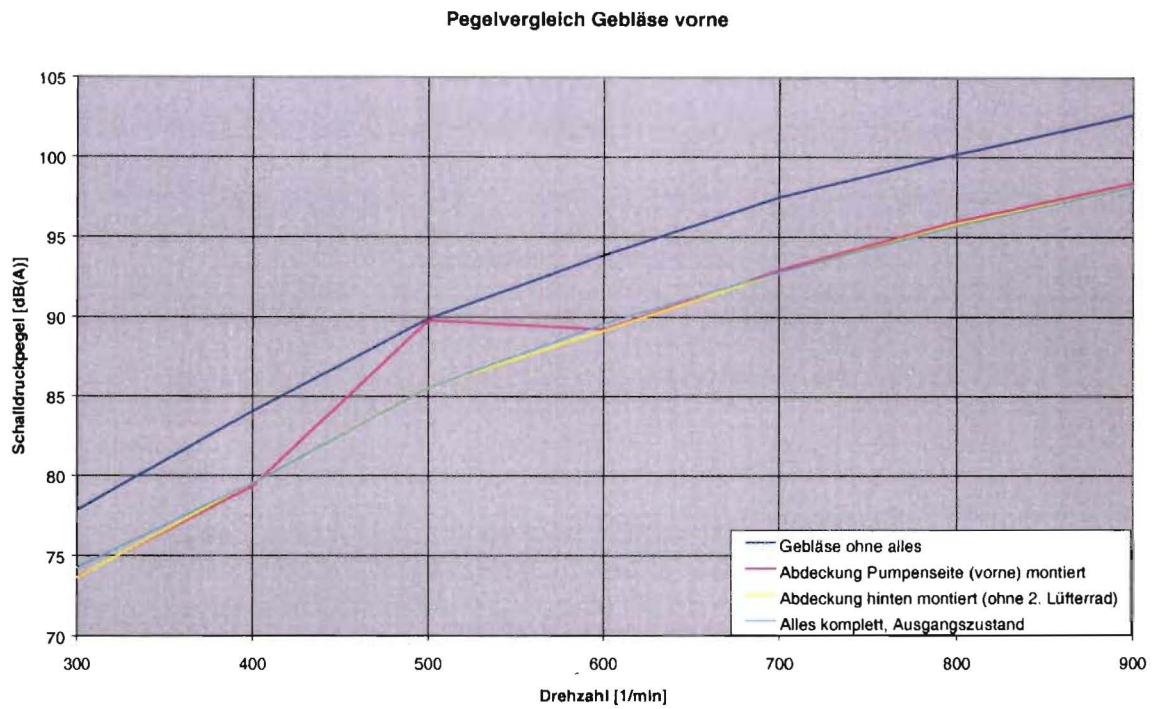


Abb. 8-8: Auswertung Messposition „vorne“

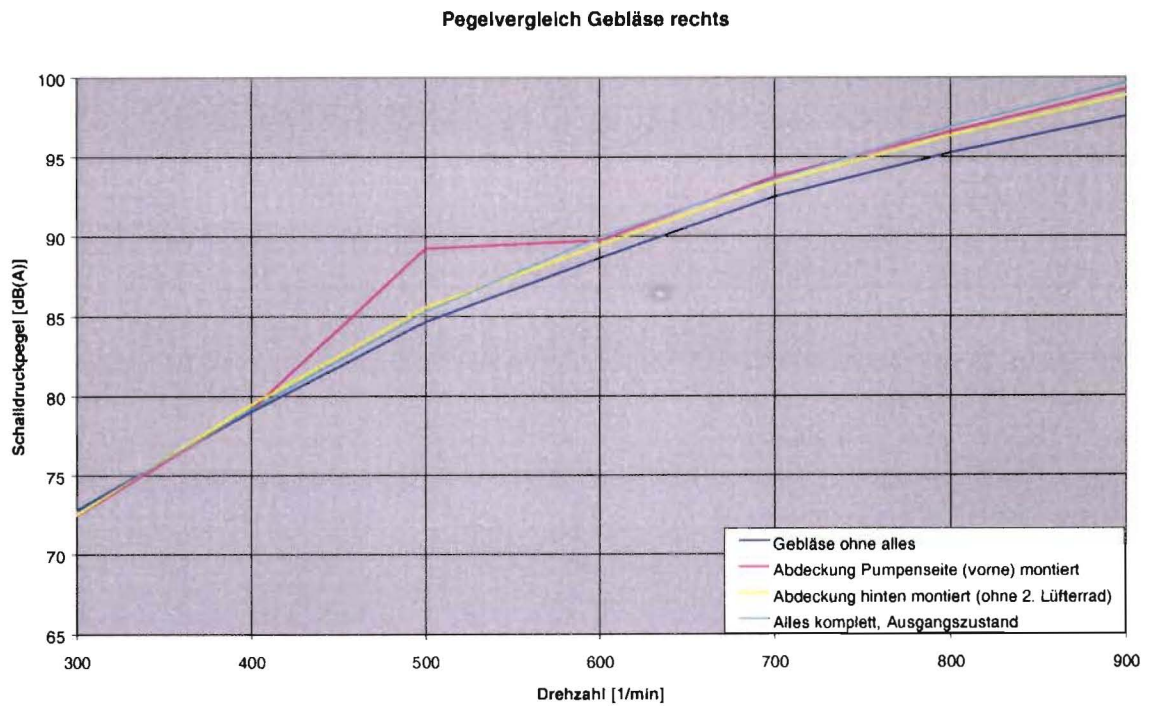


Abb. 8-9: Auswertung Messposition „rechts“

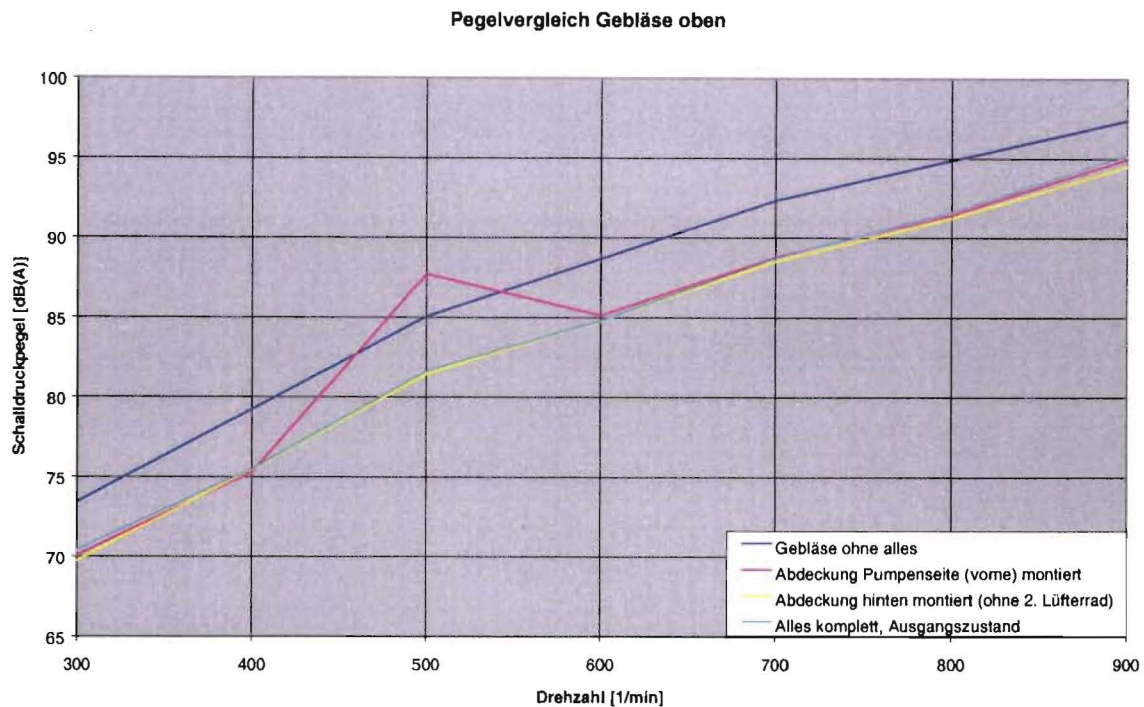


Abb. 8-10: Auswertung Messposition „oben“

Weiterhin fällt auf, dass an der Ober- und Vorderseite der Schalldruckpegel von Zustand 1 erheblich dominiert. Das kommt daher, dass sich das 1. Lüfterrad ohne Abdeckung befindet und somit die Schallemission nicht durch die Abdeckung reduziert wird.

Wie man den Diagrammen entnehmen kann, entsteht der hohe Schalldruckpegel nicht durch vibrierende Anbauteile. Durch den sequentiellen Aufbau der Gebläseeinheit hat sich lediglich, wie anfangs beschrieben, eine Geräuschreduktion in Zustand 2 ergeben, als die Abdeckung des großen Lüfterrades montiert wurde. Die anderen Parametervariationen haben keine bedeutende Änderung des Schalldruckpegels bewirkt.

Das Gebläsesystem arbeitet, wie in Kapitel 2 beschrieben, mit einer Drehzahl von 700 1/min. Schaut man sich in den vorliegenden Diagrammen diesen Betriebspunkt an, so ergeben sich je nach Mikrofonposition Schalldruckpegelwerte zwischen 85 und 93 dB(A). Diese Werte dienen somit als Anhaltspunkt, um im weiteren Verlauf den Schalldruckpegel um 7 dB zu reduzieren.

Da im Betriebszustand der Gesamtmaschine die Ansaugkanäle des Gebläses mit Schläuchen verbunden sind, wurde noch eine zweite Schalldruckpegelmessung vorgenommen, in der auch weitere Einflussparameter variiert wurden.

8.2 Schallintensitätsmessung

Durch die gesondert durchgeführte Schallintensitätsmessung sollte festgestellt werden, ob wirklich der Auslasskanal der Gebläseeinheit Hauptlärmverursacher ist, oder ob andere Teilschallquellen, die vielleicht bis dahin nicht beachtet wurden, ebenso in ihrer Schallabstrahlung dominieren.

8.2.1 Versuchsaufbau und Durchführung

Die Schallintensität des Gebläses wurde im Betriebszustand bei der Drehzahl $n = 700 \text{ 1/min}$ an vier Seiten (rechts, hinten, links, vorne) gemessen. Um den Messablauf zu automatisieren, wurde die Schallintensität mit Hilfe eines von Schrittmotoren angesteuerten automatischen Verfahrrahmens gemessen (Abb. 8-11).

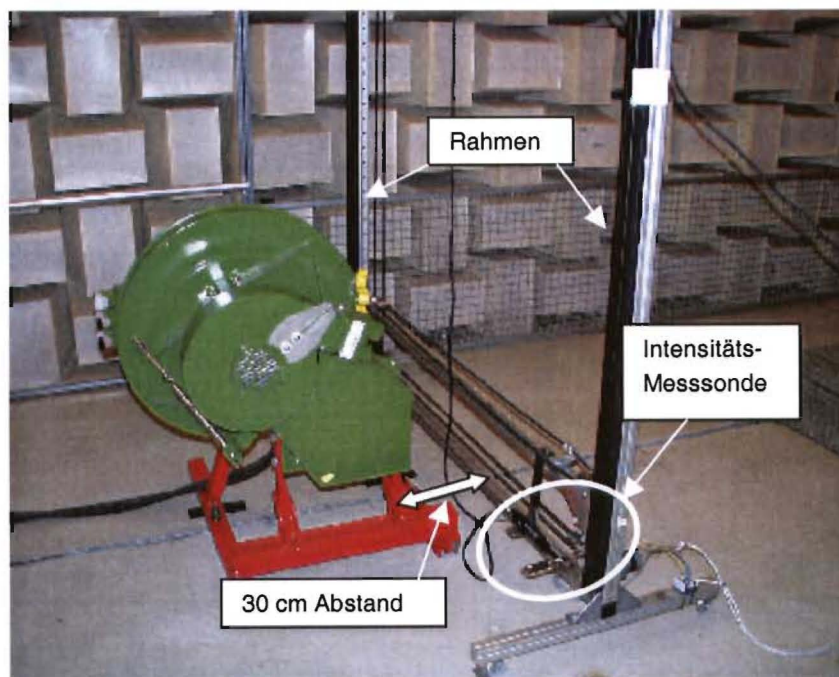


Abb. 8-11: Verfahrrahmen mit Messsonde

Der Verfahrrahmen wurde nacheinander an jeder der vier Seiten senkrecht zur schallabstrahlenden Fläche positioniert. Hierbei wurde darauf geachtet, dass ein Abstand von 30 cm zwischen Sonde und Fläche eingehalten wurde, damit die Messung im Nahfeld gemacht werden konnte. Die Begründung hierfür wurde bereits ausführlich im Grundlagenteil dieser Arbeit dargelegt.

An den Seiten links, rechts und hinten war der Abstand von 30 cm zum Gehäuse einzuhalten (Abb. 8-11); an der vorderen Pumpenseite hingegen musste aus Platzgründen im Abstand von 50cm (Abb. 8-12) gemessen werden. Die Schrittmotoren des Verfahrrahmens wurden durch einen Messrechner angesteuert, welcher die Gebläseseiten in einer Gitterebene von

144 Punkten im Abstand von 10 cm abtastete. Die Gesamtmaße der einzelnen Gitterebene betragen 1,10 m x 1,10 m.

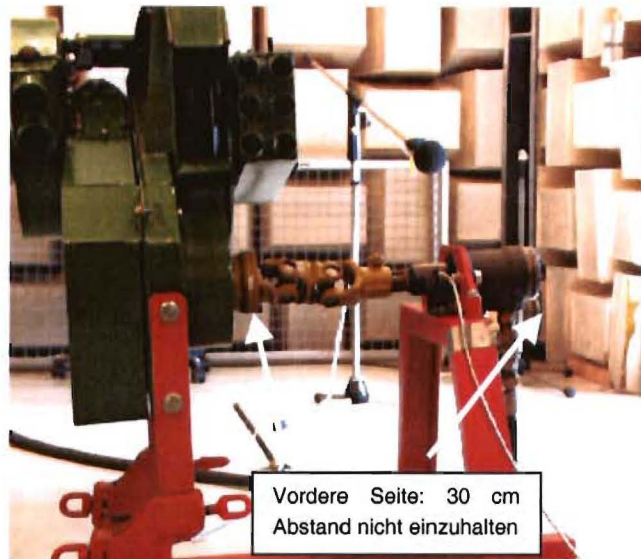


Abb. 8-12: Seitenansicht Gebläsegestell

In Abb. 8-13 ist die gesamte Messtechnik dargestellt, die zur Schallintensitätsmessung verwendet wurde. Im linken Teilbild findet sich der automatische Verfahrrahmen wieder. Die Schrittmotoren konnten in horizontale und in vertikale Richtung verfahren werden, so dass mit der Intensitäts-Messsonde jeder Punkt des vorgegebenen Gitters angefahren werden konnte. Im rechten Teilbild sind Messrechner und Analysator dargestellt.

Damit die Messung automatisiert ablaufen konnte, wurde im Vorfeld dazu ein Computerprogramm entwickelt, welches sowohl den Analysator als auch die Schrittmotoren des Verfahrrahmens ansteuert.

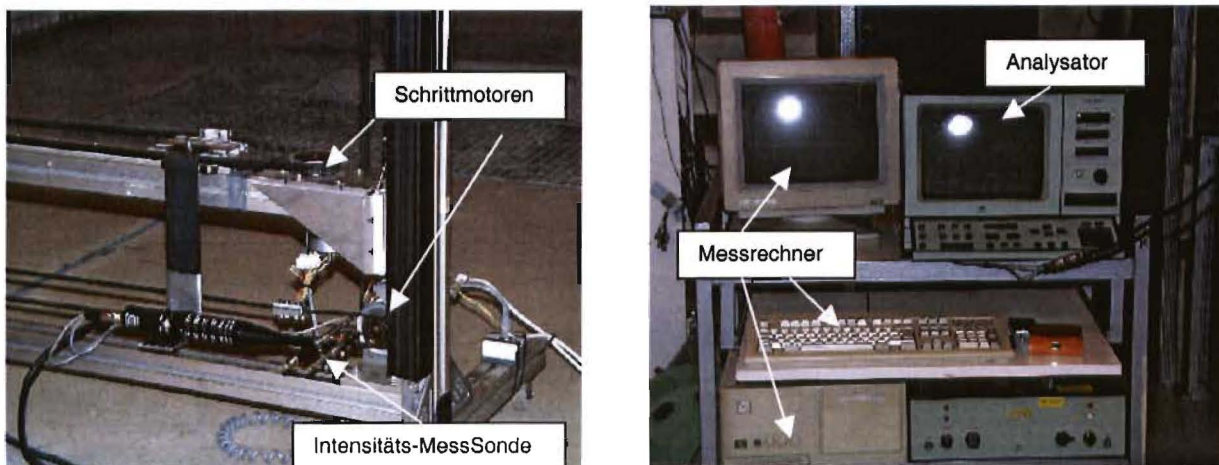


Abb. 8-13: Messtechnik Intensitätsmessung

Mit Hilfe des Analysators wurde die Schallintensität für jeden einzelnen Gitterpunkt in Frequenzbändern ausgelesen und vom Messrechner aufgezeichnet.

Bei dieser Versuchsreihe wurde, wie erwähnt, in Terzen gemessen; hierbei wurden die Terzbänder von 500, 800, 1000, 1250, 2500 [Hz] gesondert analysiert, da in diesen Bereichen die Schalldruckpegelwerte der FFT dominierend waren. Im Rahmen dieser Versuchsreihe wurde das Gebläse bei einer Drehzahl von $n = 700$ 1/min betreiben.

Der gesamte Versuchsaufbau ist in Abb. 8-14 dargestellt.

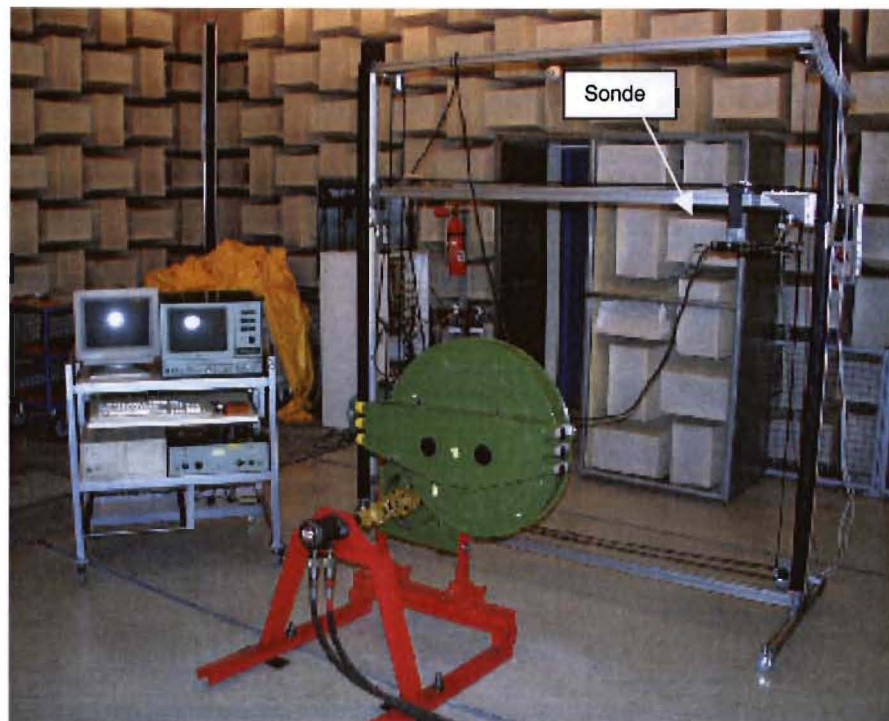


Abb. 8-14: Gesamter Versuchsaufbau zur Intensitätsmessung

In diesem Bild sieht man den Verfahrrahmen, der während der Intensitätsmessung automatisch die Intensitäts-Messsonde positioniert. Die Signale werden durch den hinten links im Bild stehenden Messrechner ausgewertet.

8.2.2 Ergebnisse

Die Herausforderung dieser Auswertung bestand darin, bei der Vielzahl von Messwerten eine geeignete Darstellung zu finden, die einfach zu verstehen, aber dennoch sehr aussagekräftig ist. Deshalb wurde die Darstellung von Intensitätskarten gewählt, wo der Schallintensitätspegel für jeden Gitterpunkt farblich dargestellt ist. Des Weiteren wurden auch Intensitätskarten für die in der Frequenzanalyse ermittelten Terzbänder (500, 800, 1000, 1250, 2500 [Hz]) erstellt.

Die Vorgehensweise bei der Erstellung der Karten war sehr komplex, da auch die Datenmenge erheblich groß war. Zuerst mussten die vom Messrechner aufgezeichneten Werte alle einzeln ausgelesen werden. Pro Seite der Gebläseeinheit existierten 144 Gitterpunkte, von denen alle, nach ISO- Empfehlung vorgegebenen 32 Terzbänder, und der Gesamtpegel gemessen wurden. Es standen also pro Seite 4752 Messwerte zur Verfügung. Da aber nur die oben aufgezählten Frequenzbänder und der Gesamtpegel benötigt wurden, mussten die entsprechenden Daten noch herausgesucht werden. Da dies manuell sehr mühselig ist, wurde zusätzlich ein Makro in „Excel“ programmiert, welches diesen Vorgang weitgehend automatisieren konnte.

Diese Werte wurden anschließend in eine Matrix konvertiert, die in das Programm „MatLab“ eingelesen wurde. Hier wurden nun die Intensitätskarten erstellt, für jede der Gebläseseiten (rechts, hinten, links, vorne) eine pro Terzband. Es standen an dieser Stelle pro Diagramm 144 Schallintensitätspegelwerte zur Verfügung, wobei jedem Gitterpunkt ein Wert entsprach. Es wurde ein Schallintensitätspegelintervall von 70 bis 95 dB(A) definiert, welches verschiedenen Spektralfarben zugeordnet wurde. Die niedrigen Pegelwerte erhielten die Farbe Blau, mittlere die Farben Grün bis Gelb, die höchsten Werte wurden der Farbe Rot zugeordnet. Durch diese Darstellung erkennt man hohe Geräuschemissionen von Teilschallquellen direkt an der Farbe. Da 144 Punkte für die Erstellung einer Karte mit weichen Farbverläufen nicht ausreichend sind, wurde die Darstellung durch Programmieren einer kubischen Interpolationsroutine verfeinert.

Um eine genaue Teilschallquellenanalyse durchführen zu können, wurde eine Fotografie der jeweiligen Gebläseseite halbtransparent hinter die entsprechende Intensitätskarte gelegt, so dass man auf einfache Weise das Zentrum der jeweiligen Schallquellen analysieren konnte. Somit erhält man eine einfache Darstellung, die aber genauen Aufschluss über die Lokalisierung der einzelnen Schallquellen gibt.

In den folgenden Abbildungen sind die Intensitätskarten für die entsprechenden Terzbänder und für den Gesamtpegel dargestellt. In Abb. 8-15 sind die Intensitätskarten für das Terzband [500 Hz] abgebildet. Man erkennt hier, wie bereits oben erwähnt, die farbliche Zuordnung der einzelnen Schallintensitätspegel; bei der Farbe Rot entsteht der größte Geräuschpegel, bei Blau der niedrigste. Die Seiten links, vorne und hinten beinhalten Pegelwerte von max. 80 dB(A). Erst in der Nähe des Auslasses werden Werte von knapp 90 dB(A) erreicht. Dies bestätigt die Annahme, dass der Auslasskanal Hauptlärmquelle des Gesamtaggregate ist- zumindest im Terzband von 500 Hz. Des weiteren erkennt man auch, dass der Hydromotor in diesem Frequenzband eine untergeordnete Rolle spielt, da offensichtlich nur Werte von ca. 75 dB(A) erreicht werden.

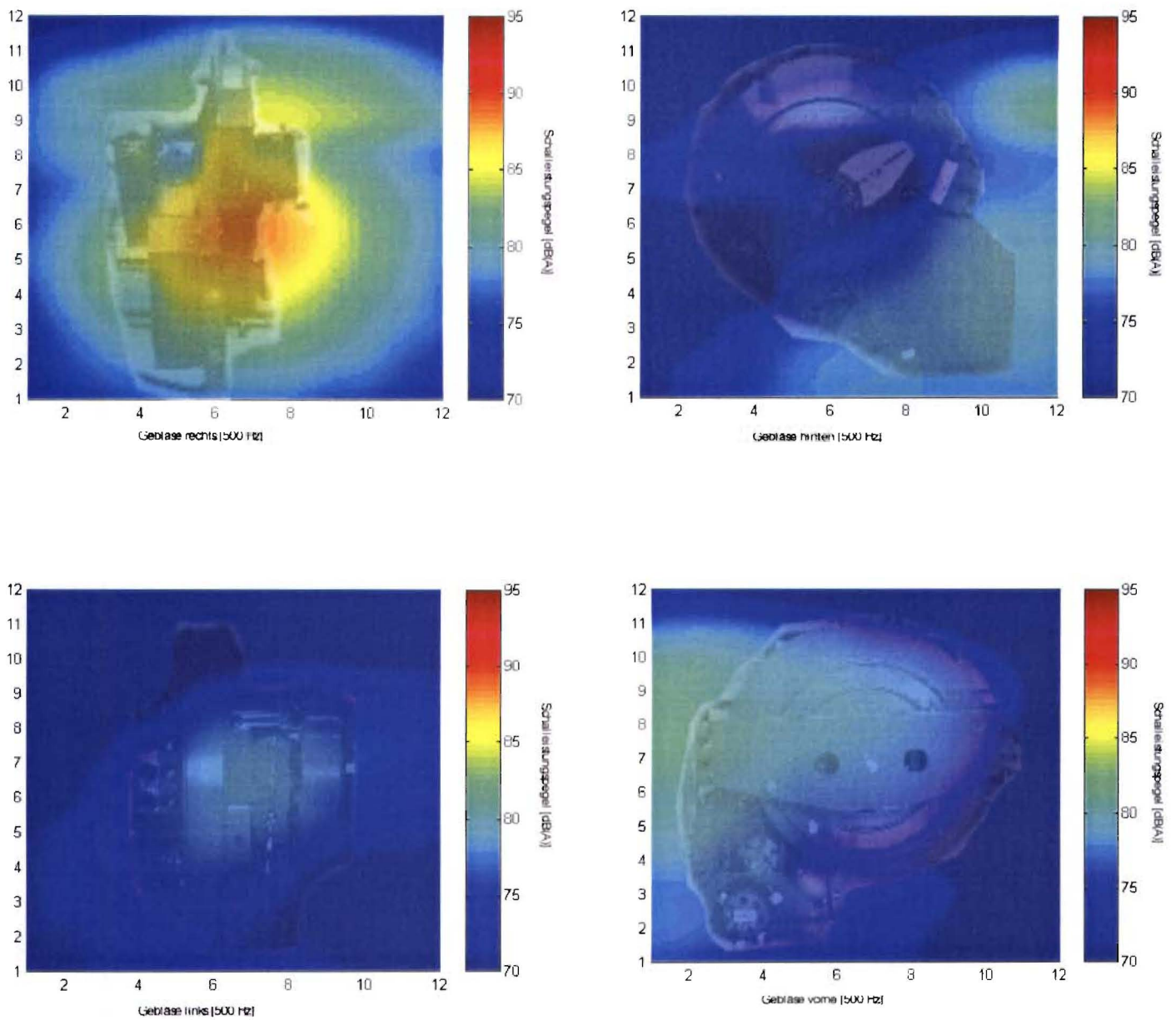


Abb. 8-15: Intensitätskarten für Terzband [500 Hz]

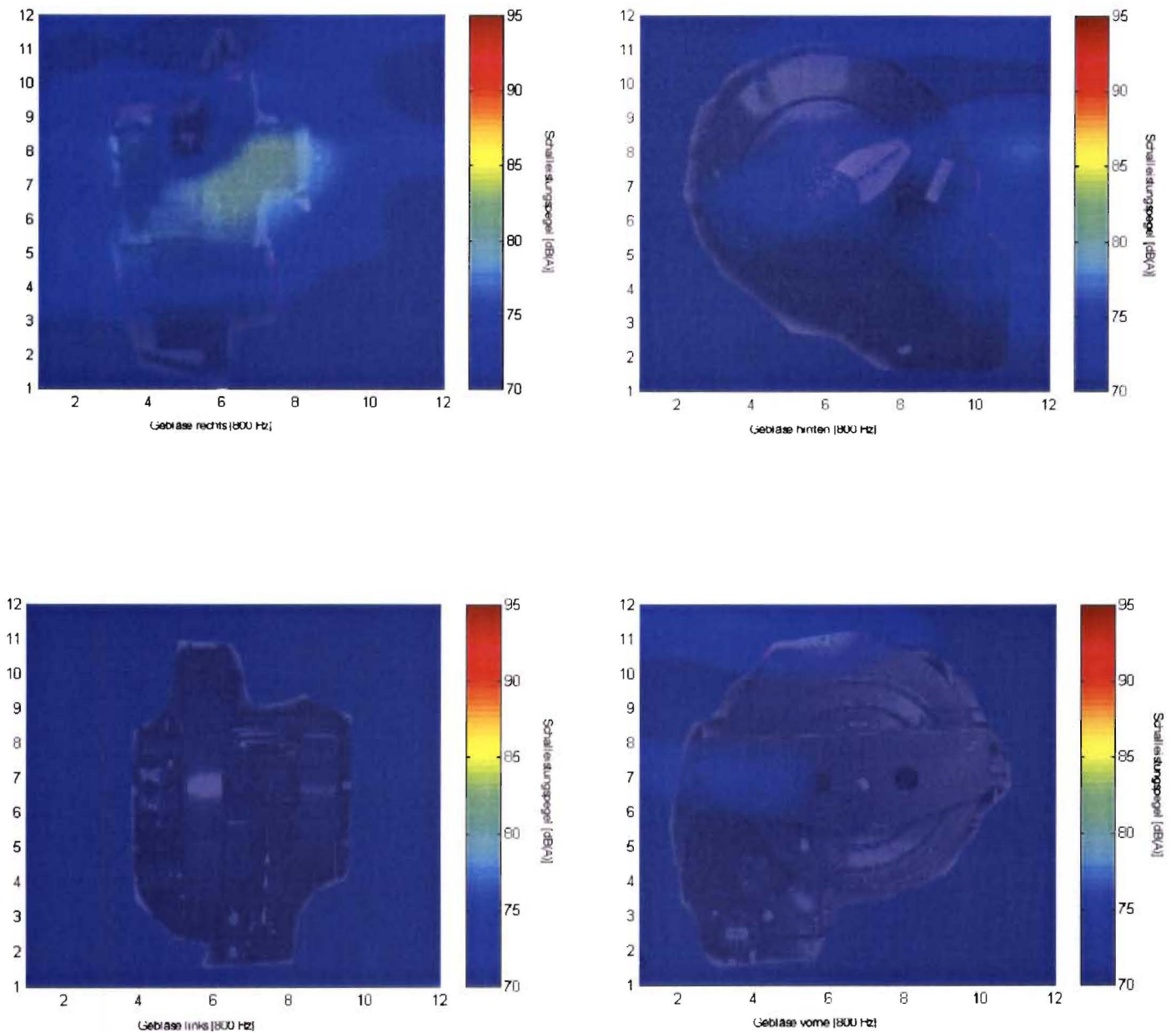


Abb. 8-16: Intensitätskarten für Terzband [800 Hz]

Auch in Abb. 8-16 wird deutlich, dass der Auslass als Hauptschallquelle dominierend ist, der Hydromotor hingegen nur eine untergeordnete Rolle spielt. Dies bestätigt sich auch in den folgenden Abbildungen der anderen Terzbänder (Abb. 8-17 bis Abb. 8-20).

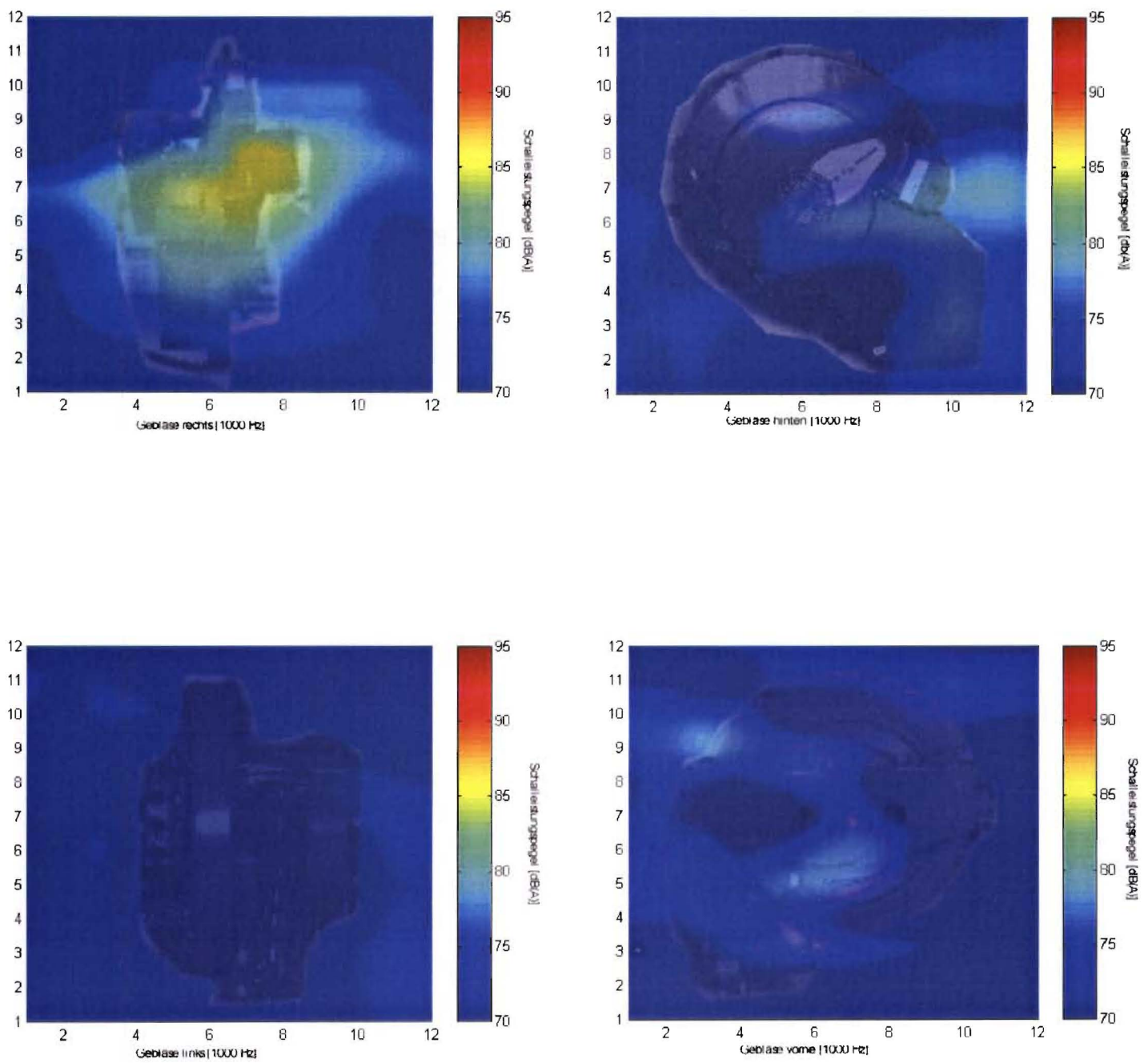


Abb. 8-17: Intensitätskarten von Terzband [1000 Hz]

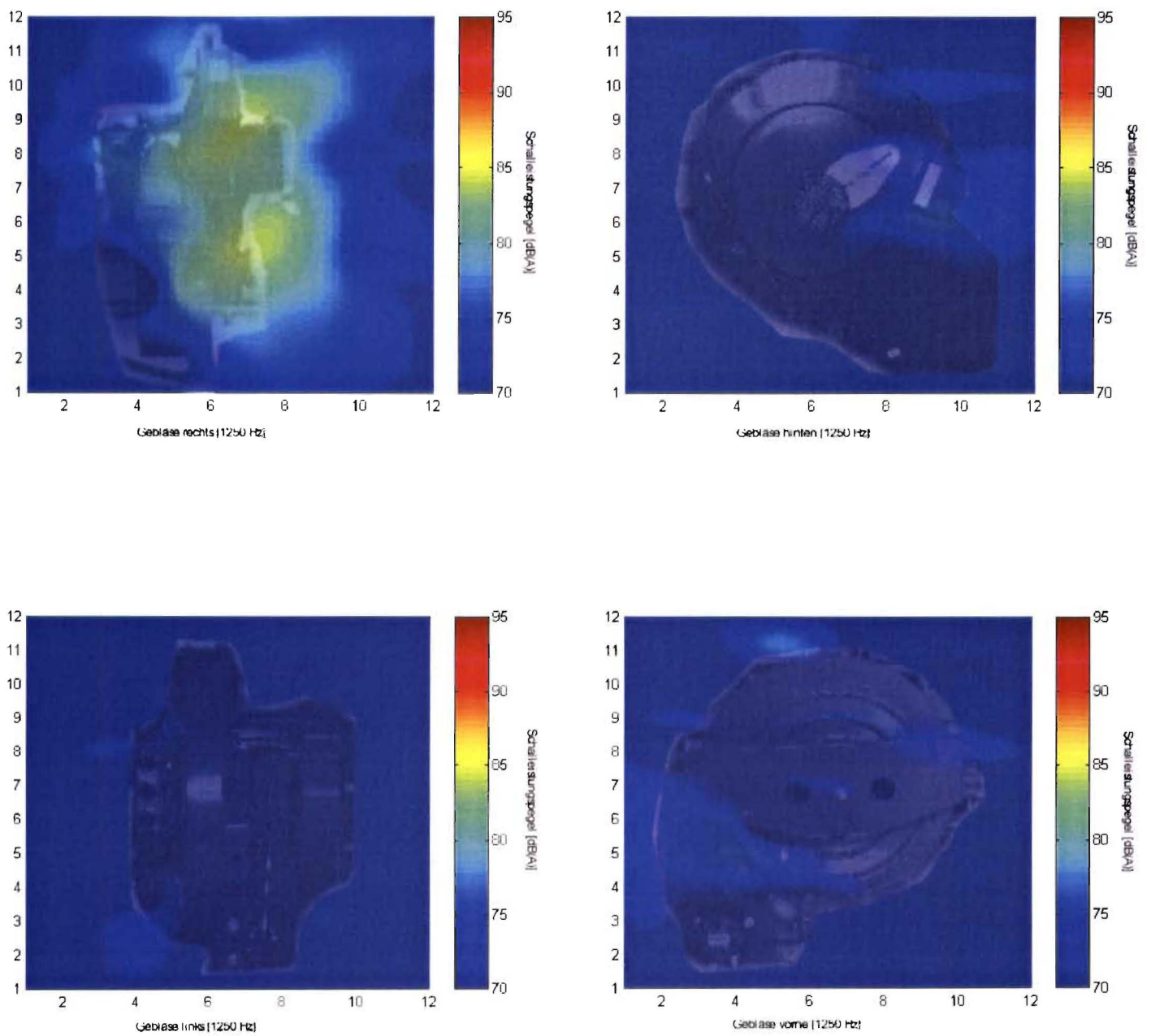


Abb. 8-18: Intensitätskarten für Terzband [1250 Hz]

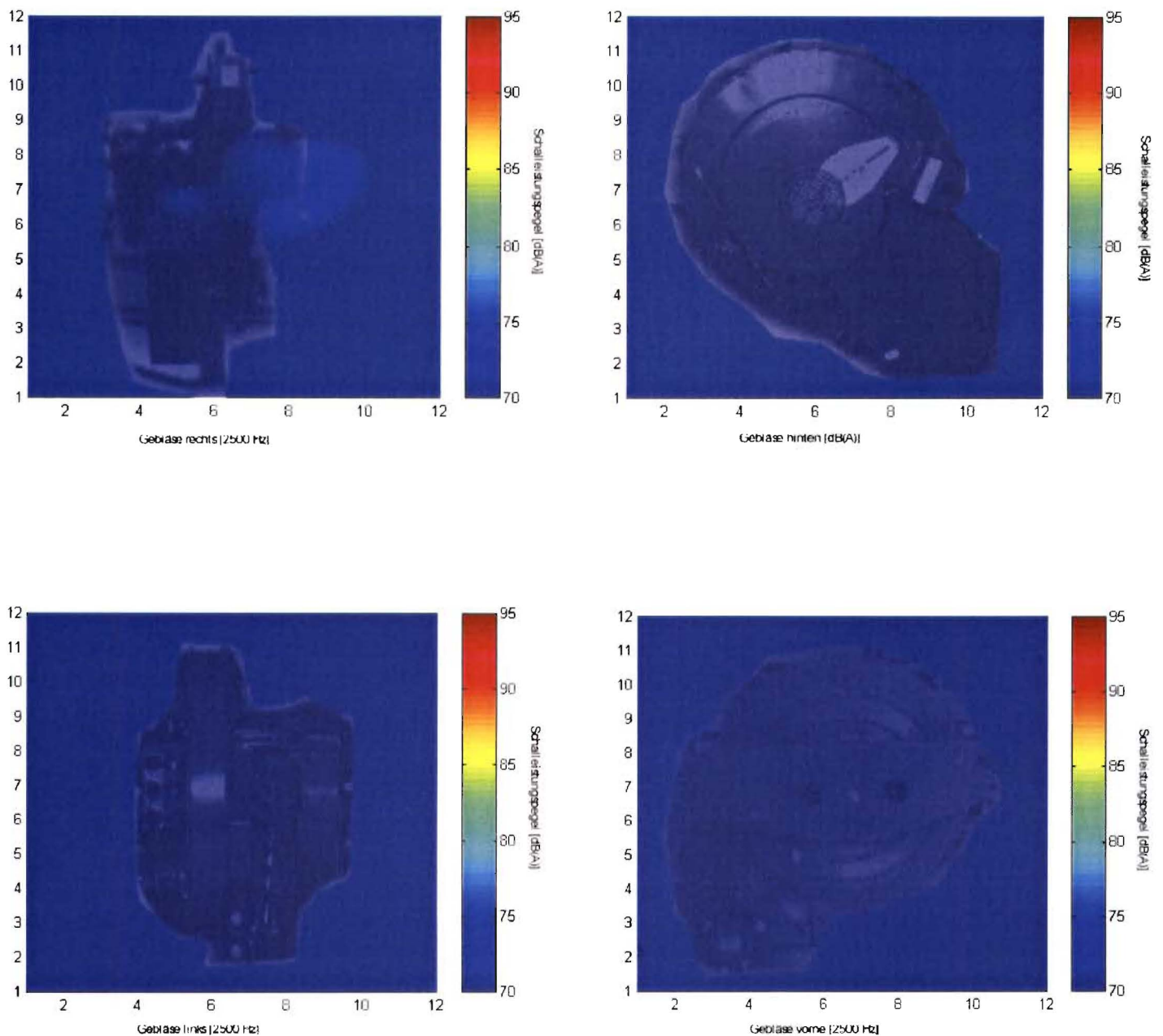


Abb. 8-19: Intensitätskarten für Terzband [2500 Hz]

Interessant ist Abb. 8-20, wo die Intensitätskarten für den Gesamtpegel zu sehen sind. Hier erkennt man sehr gut, dass der Auslasskanal die höchsten Schallintensitätspegel beinhaltet. Die rechte Seite erreicht sogar Werte von bis zu 95 dB(A). Betrachtet man die Intensitätskarte der vorderen Gebläsesseite, so stellt man eine Pegelerhöhung im linken Teilbereich des Bildes fest, wo Werte von ca. 82 dB(A) erreicht werden.

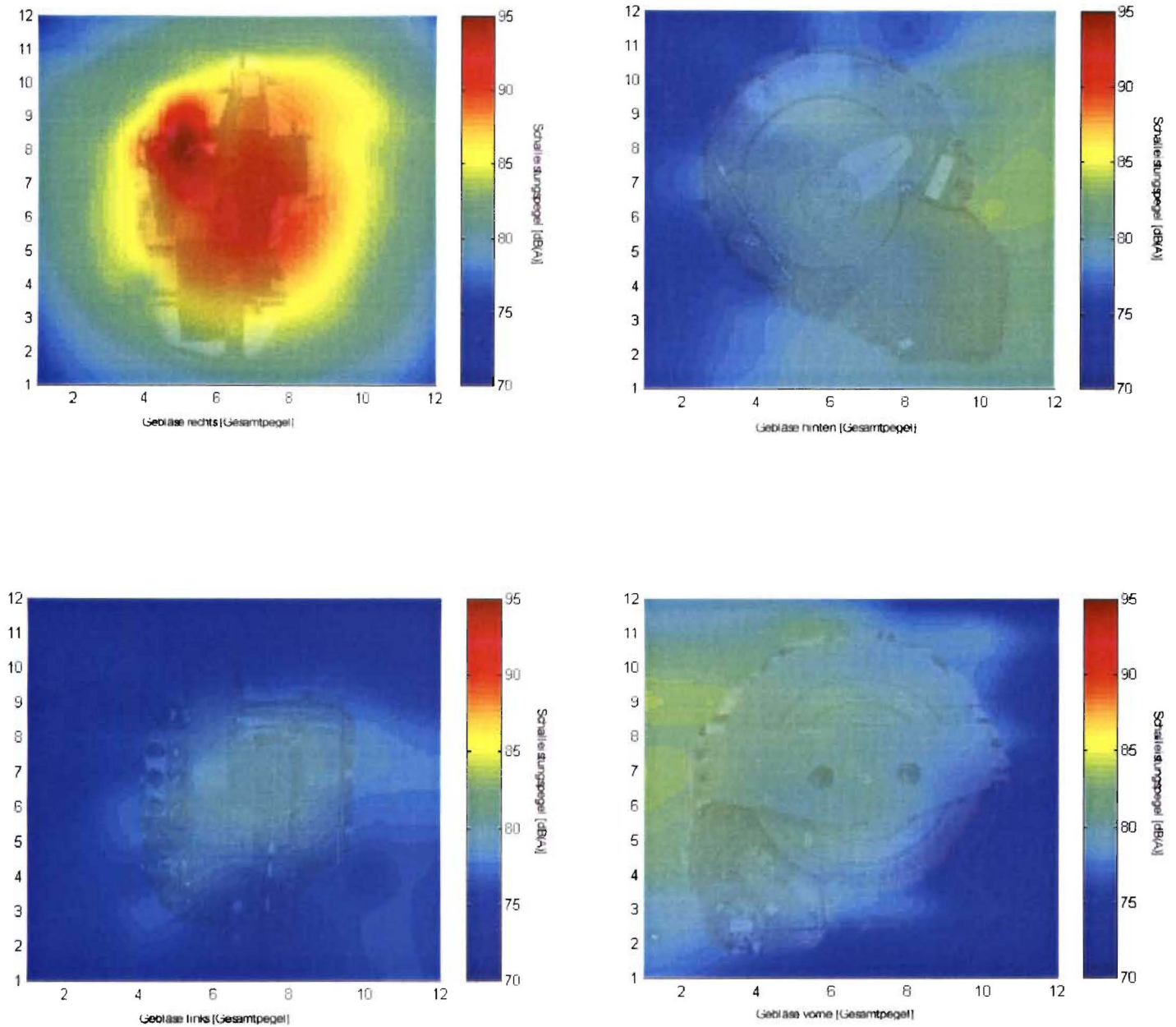


Abb. 8-20: Intensitätskarten für den Gesamtpegel

Der rechte Bereich hingegen weist nur Werte bis 75 dB(A). Grund dafür ist wiederum der Auslasskanal, der im linken Bildbereich seitlich endet.

Insgesamt bleibt festzuhalten, dass als Hauptschallquelle nur der Luftauslass an der rechten Seite des Gebläses in Frage kommt, weil sich in allen Diagrammen dort der maximale Schallintensitätspegel befindet.

9 Variantenuntersuchung

Gegenstand dieses Kapitels ist die Erörterung und Untersuchung der verschiedenen Maßnahmen, die zur Schallreduzierung am Einzelkornsägerät eingesetzt werden können. Neben der theoretischen Betrachtung des Problems der Schallreduzierung am EKS in Kapitel 9.1 wird anschließend in Kapitel 9.2 die Untersuchung zweier möglicher Dämpfer am Gebläseprüfstand beschrieben. Die Messung am Gesamtfahrzeug (Kapitel 9.3) gibt Aufschluss über die Wirksamkeit der ausgewählten Dämpfer bei realen Betriebsverhältnissen.

9.1 Erörterung der Variantenuntersuchung

Im Mittelpunkt der vorab angestellten Überlegungen standen im Wesentlichen zwei Fragen:

- Welche Maßnahmen bieten sich grundsätzlich für die Schallreduzierung am EKS an?
- Welche dieser Maßnahmen lassen sich tatsächlich am EKS realisieren?

9.1.1 Mögliche Maßnahmen zur Schallreduzierung

Grundsätzlich gibt es drei verschiedene Ansätze den von einer Maschine oder einem Bauteil abgestrahlten Schall zu reduzieren. Dazu gehört neben der Schalldämmung (bzw. Kapselung) und -dämpfung, welche als sogenannte *passive Maßnahmen* (Maßnahmen zur Reduzierung bereits entstandenen Lärms) verstanden werden können, die im Hinblick auf die Schallabstrahlung konstruktive Verbesserung eines Bauteils. Da hier in der Regel die Schallquelle selbst konstruktiv verändert wird, spricht man von einer *aktiven Maßnahme* zur Schallreduzierung. Eine ausführliche Darstellung der verschiedenen Maßnahmen zur Schallreduzierung ist u.a. Thema des Kapitel 10.

In der Regel stellt eine konstruktive Verbesserung der Schallquelle die beste und eleganteste Lösung des Lärmproblems dar; ist jedoch meist mit einem hohen Kosten- und Zeitaufwand verbunden, so dass sich dieser Lösungsweg auch für das untersuchte EKS nicht anbot. Die Teilschallquellenanalyse ergab, dass der Abluftstrom und nicht die Bauteilabstrahlung für den hohen Schalldruckpegel maßgeblich ist. Daher ist eine Kapselung der Gebläsebauteile nicht sinnvoll.

9.1.2 Realisierbarkeit der verschiedene Varianten

Neben der Betrachtung des Zeit- und Kostenaufwandes bei der Wahl eines geeigneten Lösungsansatzes, gilt es natürlich in erster Linie die Funktionalität des Gerätes zu gewährleisten. Kritische Größen bei einem Einzelkornsägerät sind dabei der zur Vereinzelung des Saatgutes notwendige, vom Hauptgebläse erzeugte Unterdruck und der zur Beförderung des Düngers erforderliche Volumenstrom.

Aus diesem Grund waren die nachfolgend beschriebenen Unterdruck- und Volumenstrommessungen ebenso Bestandteil der Variantenuntersuchung wie Schalldruckmessung und die Messung der Leistungsaufnahme.

9.1.2.1 Volumenstrommessung

Für die Volumenstrommessung wurde die in Abb. 9-1 gezeigte, nach dem Bernoulli-Prinzip arbeitende Messsonde verwendet. Um die Richtigkeit der Messung zu gewährleisten, muss sichergestellt werden, dass der Messpunkt im Bereich laminarer Strömung liegt. Die Strömungsgeschwindigkeit kann direkt abgelesen werden.

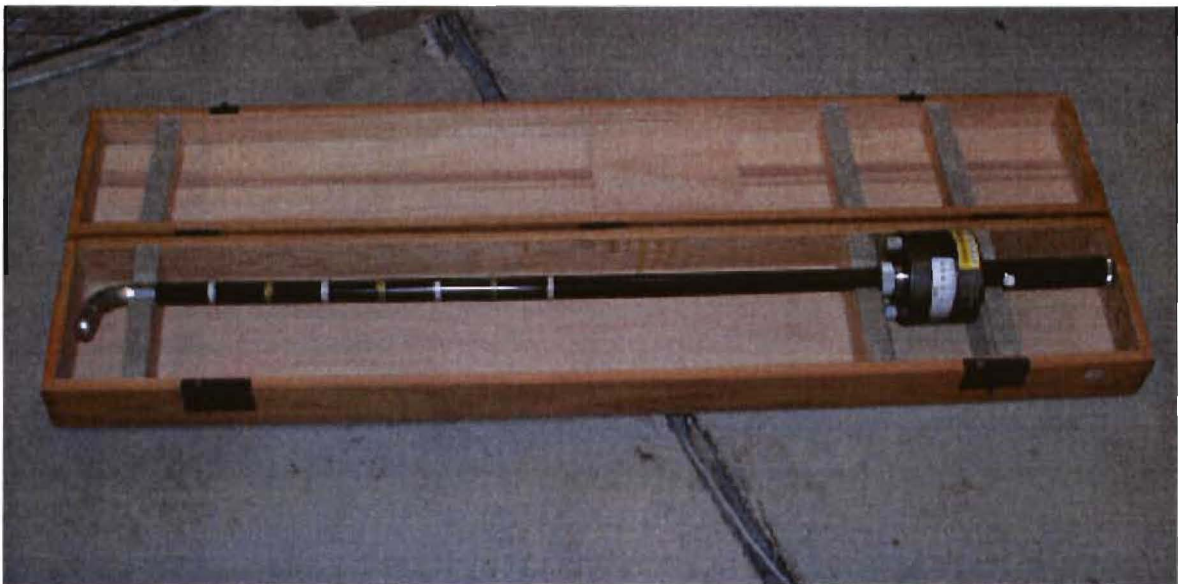


Abb. 9-1: Messsonde für Strömungsgeschwindigkeit

Um die notwendige laminare Strömung zu erzeugen, wurde der Auslasskanal mit einem langen, runden Rohr verlängert. Den Versuchsaufbau zeigt Abb. 9-2.

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Betriebszustand ($n = 700 \text{ 1/min}$) betrug 6 m/s . Der Rohrdurchmesser betrug 103 mm . Damit ergibt sich:

$$\text{ein mittlerer Volumenstrom } \dot{V} = \frac{\pi * d^2}{4} * v \approx 180 \text{ m}^3/\text{h}$$

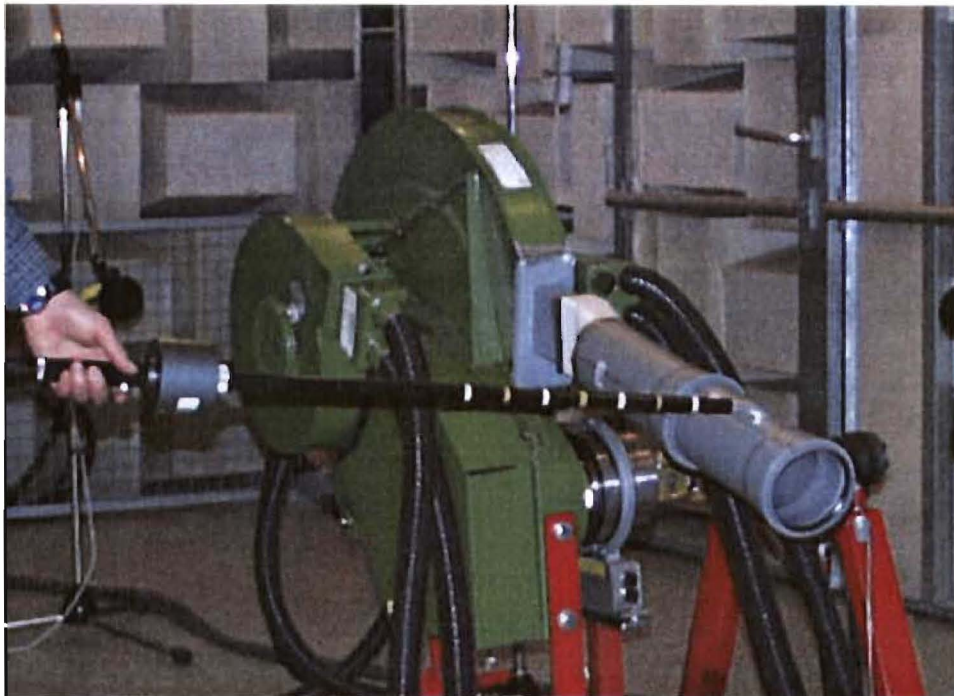


Abb. 9-2: Messung der Strömungsgeschwindigkeit

Für diese Parameter kann ein Absorptionsschalldämpfer entwickelt werden, der den Anforderungen der Gebläseeinheit genügt. Es muss darauf geachtet werden, den Absorptionsschalldämpfer der Strömungsgeschwindigkeit entsprechend auszukleiden.

9.1.2.2 Unterdruckmessung

Da im Betriebszustand des EKS ($n = 700 \text{ 1/min}$), ein Unterdruck von 75 mbar vom Gebläse erzeugt werden muss, galt es alle zur Schallemissionsreduzierung erarbeiteten Varianten hinsichtlich der Änderung des Unterdruckes zu überprüfen. An dieser Stelle sei nochmals angemerkt, dass die Einhaltung des Unterdruckes ein sehr wichtiger Aufgabenpunkt ist, da mit dem Unterdruck das Saatgut zur Vereinzelung angesaugt wird. Sollte der vom Gebläse produzierte Unterdruck nicht ausreichen, so ist die Funktionsweise des gesamten EKS gefährdet.

Abb. 9-3 zeigt den im Ansaugtrakt des EKS applizierten Unterdrucksensor. Die Anzeige des im Ansaugtrakt herrschenden Absolutdruckes erfolgte anhand eines entsprechenden Digital-Messgeräts. Der interessierende Unterdruck wurde dann aus der Differenz zum Umgebungsdruck bestimmt.

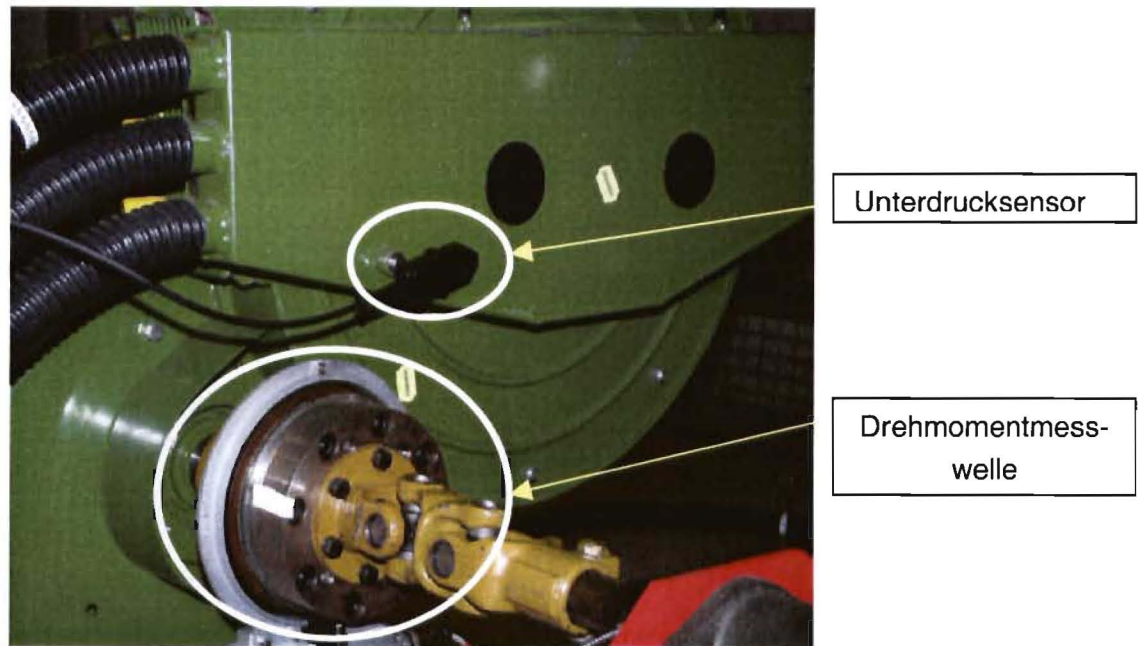


Abb. 9-3: Sensorposition; Drehmomentmesswelle

Ebenso erkennt man in Abb. 9-3 die Drehmomentmesswelle, mit der über die Drehzahl die Leistungsaufnahme bestimmt werden konnte ($\text{Leistung} = \text{Moment} \cdot \text{Drehzahl}$).

9.2 Messungen im reflexionsarmen Schallmessraum („Schlauch-ika“, „Tonne“)

Um den Schallaustritt im Auslassbereich der Gebläseeinheit zu reduzieren, wurden einerseits ein schallisolierender Schlauch und andererseits ein eigens im ika aufgebauter Absorptionsschalldämpfer mit dem Auslass des Gebläses verbunden.

Der Schlauch sollte als einfache, kompakte Lösung dienen, die auch kostengünstig ist. Falls diese Maßnahme bei der Schalldruckpegelminderung aber nicht greifen würde, wurde zeitgleich ein Absorptionsschalldämpfer aufgebaut, von dem bessere Ergebnisse zu erwarten waren.

Folgende Varianten wurden im reflexionsarmen Schallmessraum untersucht:

- Abgasschlauch, gerollt („Schlauch ika“)
- Abgasschlauch, gerade („Schlauch ika“)
- Absorptionsschalldämpfer („Tonne“)

Um die verschiedenen Varianten (Schlauch, Dämpfer, Originalzustand) miteinander vergleichen zu können, wurden alle Drehzahlzustände der einzelnen Varianten sowohl in Position „A“ als auch in Position „B“ gemessen.

Da bei Verwendung von Kondensatormikrofonen die Konstanz der Polarisationsspannung für die Genauigkeit des Messergebnisses ausschlaggebend ist, wurden die Mikrofone vor der Messung noch kalibriert. Dies geschah mit einem Longitudinalpistophon, welches einen Kalibrierton mit dem Schalldruckpegel von 94 dB bei 1kHz erzeugt.

In Abb. 9-5 erkennt man die verwendete Messtechnik. Vier Kondensatormikrofone wurden jeweils an einen Kanal eines Nexus- Messverstärkers angeschlossen. Von dort wurde das verstärkte Signal direkt in den rechts zu erkennenden Digital-Messrechner geleitet. Das fünfte Mikrofon wurde über den B&K Pegelmesser (Abb. 9.5 Mitte) aufgezeichnet, da die Messverstärker nur Anschlüsse für vier Kanäle aufweisen.

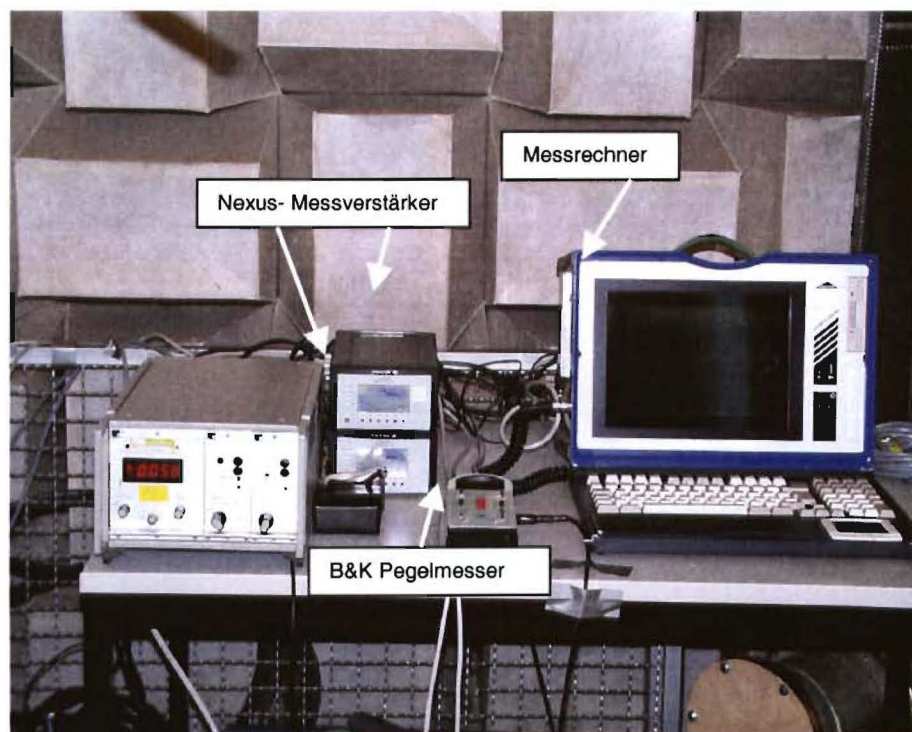


Abb. 9-5: Messtechnik

Bei der Schalldruckpegelmessung wurden die Drehzahlen von 300 – 900 1/min in 100er Schritten angefahren und es wurde der A-bewertete Schalldruckpegel bei den verschiedenen Montagezuständen des Gebläses gemessen.

In Abb. 9-6 erkennt man den Versuchsaufbau mit Schlauch, wobei der Schlauch gerade von der Gebläseeinheit weggeführt wird (vgl. Abb. 9-4). Um den Schlauch am Auslasskanal befestigen zu können, wurde ein Adapterstück gefertigt.

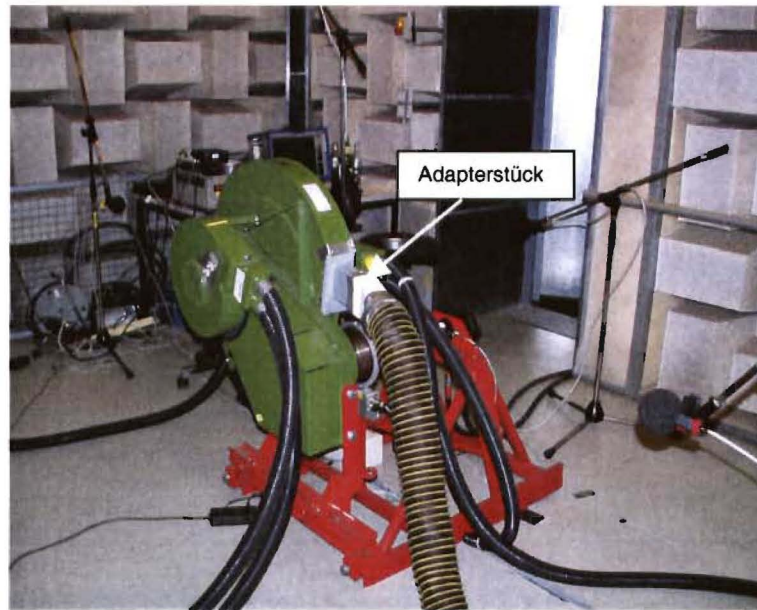


Abb. 9-6: Messaufbau „Schlauch ika gerade“



Abb. 9-7: Messaufbau „Schlauch ika gerollt“

In Abb. 9-7 ist der Schlauch in einer gerollten Version dargestellt. Dies ermöglicht eine kompaktere Einbauweise und ist somit eine zweite zu untersuchende Variante. Da sich durch das „Rollen“ Strömungsverluste ergeben, macht die Untersuchung des Unterdrucks bei dieser Variation besonders Sinn, um die Funktionsweise des Gesamtgerätes zu überprüfen.



Abb. 9-8: Aufbau Absorptionsdämpfer

In Abb. 9-8 ist der Aufbau des Absorptionsschalldämpfers (nachfolgend mit „Dämpfertonne“ bezeichnet) zu sehen. Er besteht aus einem Kasten, durch die ein gelochtes Rohr führt. Dieser Kasten wurde mit schallabsorbierendem Material ausgekleidet und dann luftdicht verschlossen. Somit entstand ein Absolutschalldämpfer, der zu Vergleichszwecken verwendet werden konnte. Eine nähere Beschreibung des Dämpfungsprinzips von Schalldämpfern folgt in Kapitel 10.2.

In Abb. 9-9 ist der gesamte Versuchsaufbau mit Absorptionsschalldämpfer zu sehen. Der Dämpfer ist mit einem runden Übergangsröhrstück mit dem Auslasskanal der Gebläseeinheit verbunden.



Abb. 9-9: Messaufbau Absorptionsdämpfer

Wie im Vorfeld schon erwähnt, wurden Messdaten aller Ausrüstungs-Drehzahlzustände sowohl in Mikrofonposition „A“ als auch in Position „B“ aufgenommen. Da sich aber nur die Position des rechten Mikrofons veränderte, ist eine Auswertung der mit diesem Mikrofon an den Positionen „A“ und „B“ aufgezeichneten Pegelwerte ausreichend. Dazu ist natürlich die Reproduzierbarkeit der einzelnen Messungen erforderlich.

Hierzu ist Abb. 9-10 beigefügt. Wie man erkennt, sind die Schalldruckpegel der Positionen „hinten“, „links“, „vorne“ und „oben“ nahezu für beide Versuchsreihen identisch.

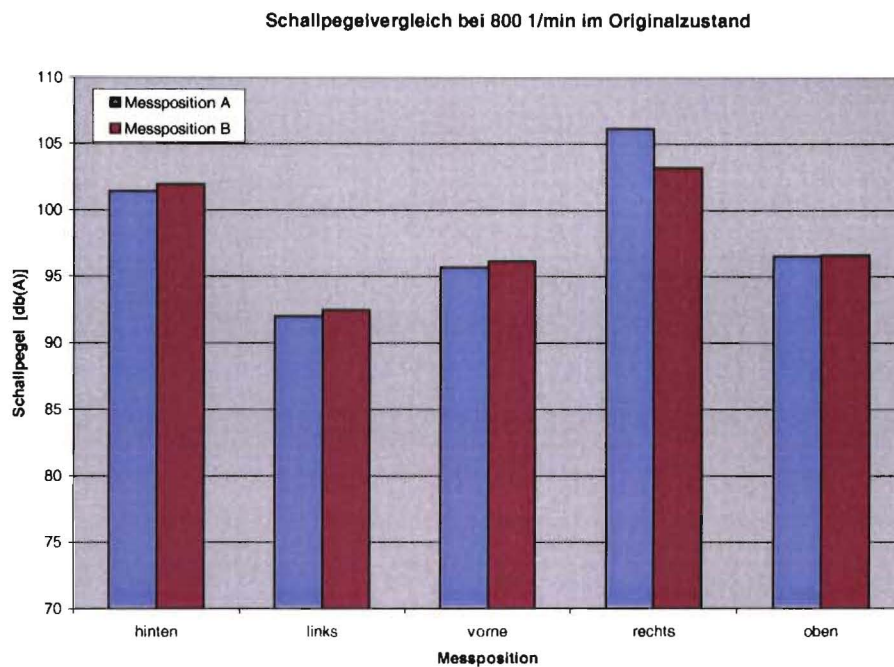


Abb. 9-10: Vergleich der Messpositionen A und B bei 800 1/min im Originalzustand

Lediglich die Position „rechts“ zeichnet sich dadurch aus, dass der Schalldruckpegel in Messposition „B“ deutlich geringer als in Position „A“ ist. Da aufgrund des Abstandsgesetzes der Schalldruckpegel mit zunehmender Entfernung von der Schallquelle abnimmt und das Mikrofon in Position „B“ deutlich weiter als in „A“ vom Auslass des Gebläse entfernt ist, muss somit der gemessene Schalldruckpegel erheblich geringer sein.

Im Folgenden werden also nur für die rechte Gebläsesseite beide Mikrofonpositionen in die Auswertungsroutinen übernommen. Für die anderen Seiten wird wegen der eben gezeigten Reproduzierbarkeit nur Messposition „A“ betrachtet.

9.2.2 Ergebnisse

Wie zuvor beschrieben, wurden bei der Schalldruckpegelmessung Drehzahlen von 300 -900 1/min in 100er Schritten angefahren. In Abb. 9-11 sind Ergebnisse dieser Messung für den Originalzustand (Position A) aufgezeichnet.

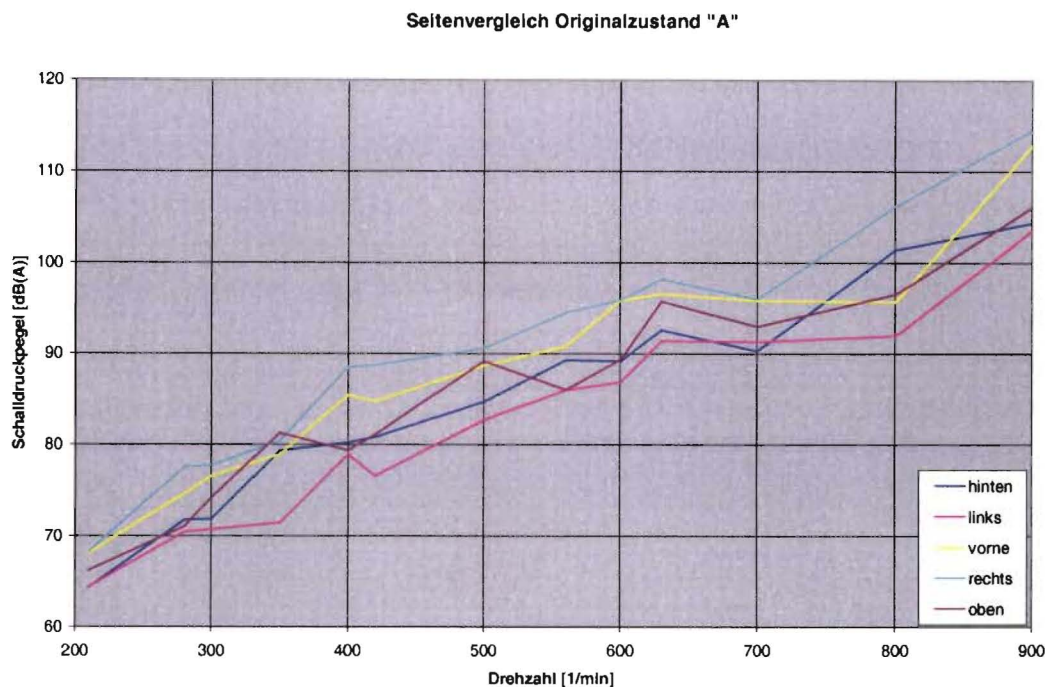


Abb. 9-11: Seitenvergleich Originalzustand Messposition „A“

Das Auswertungsdiagramm zeigt, dass der Schalldruck mit steigender Drehzahl zunimmt. Außerdem kann man dem hier dargestellten Seitenvergleich entnehmen, dass von der rechten Seite die höchste Lärmemission ausgeht.

Der Schalldruckpegel liegt dort bei jeder Drehzahl über den Werten der anderen Seiten. Dies deckt sich auch mit den Ergebnissen aus der Schallintensitätsmessung. Dort wurde der Auslassbereich bereits als Hauptlärmquelle identifiziert.

Im Folgenden galt es nun eine geeignete Auswertungsdarstellung für die verschiedenen Versuche mit Schlauch und Dämpfer zu finden, damit die Wirksamkeit der einzelnen Abhilfemaßnahmen überprüft werden kann.

Hierzu wurden pro Seite die einzelnen Zustandsvarianten („Originalzustand“, „Absorptionsschalldämpfer“, „Schlauch gerollt“ und „Schlauch gerade“) miteinander verglichen (Abb. 9-12 bis Abb. 9-17).

Gegenüber dem Serienzustand haben alle Variationen eine deutliche Schalldruckpegelreduzierung zur Folge. Die Wirksamkeit von „Absorptionsschalldämpfer“, „Schlauch gerollt“ und „Schlauch gerade“ ist für Drehzahl und Gebläseseite unterschiedlich und kann somit nicht pauschalisiert werden.

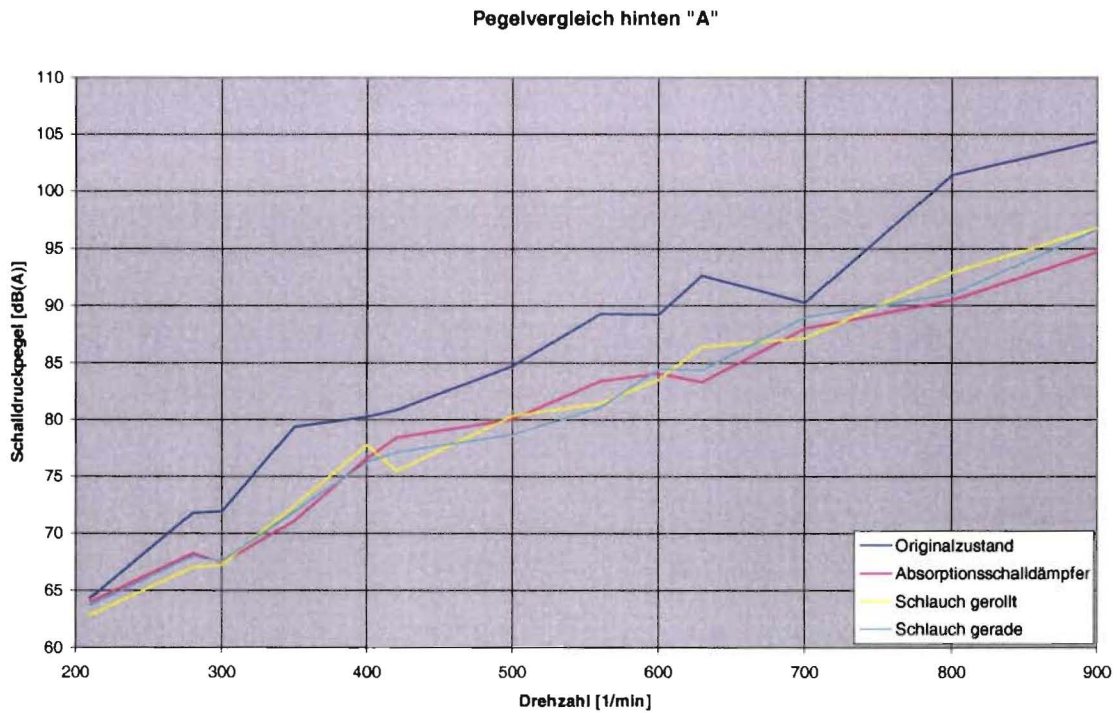


Abb. 9-12: Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „hinten“

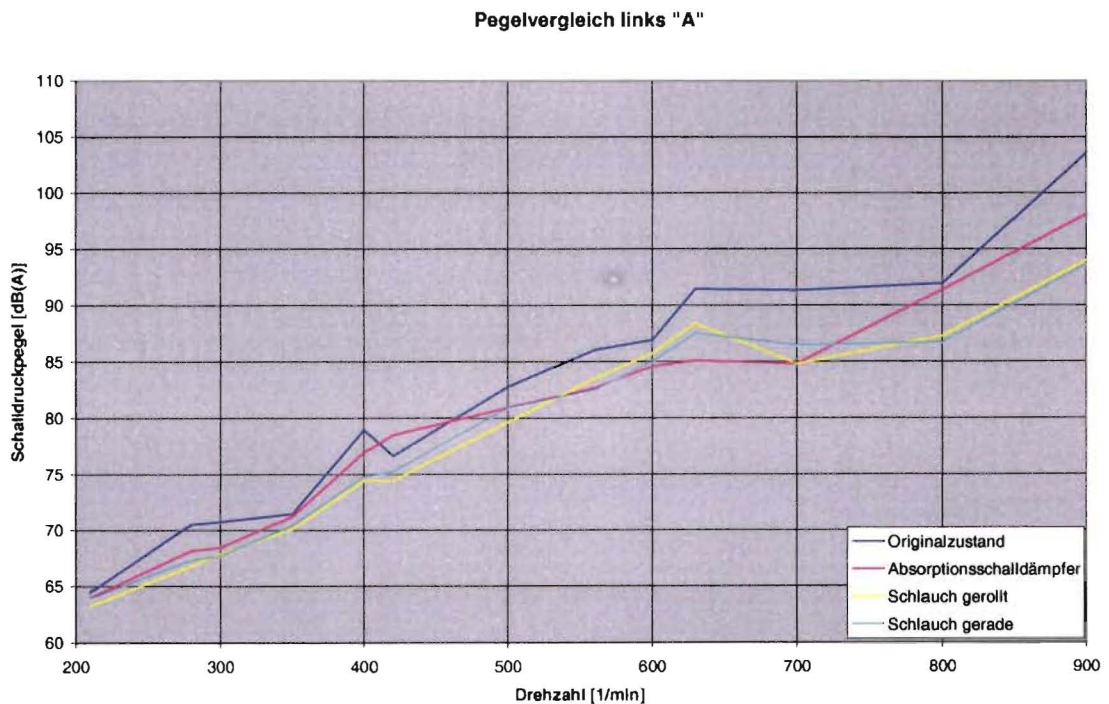


Abb. 9-13: Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „links“

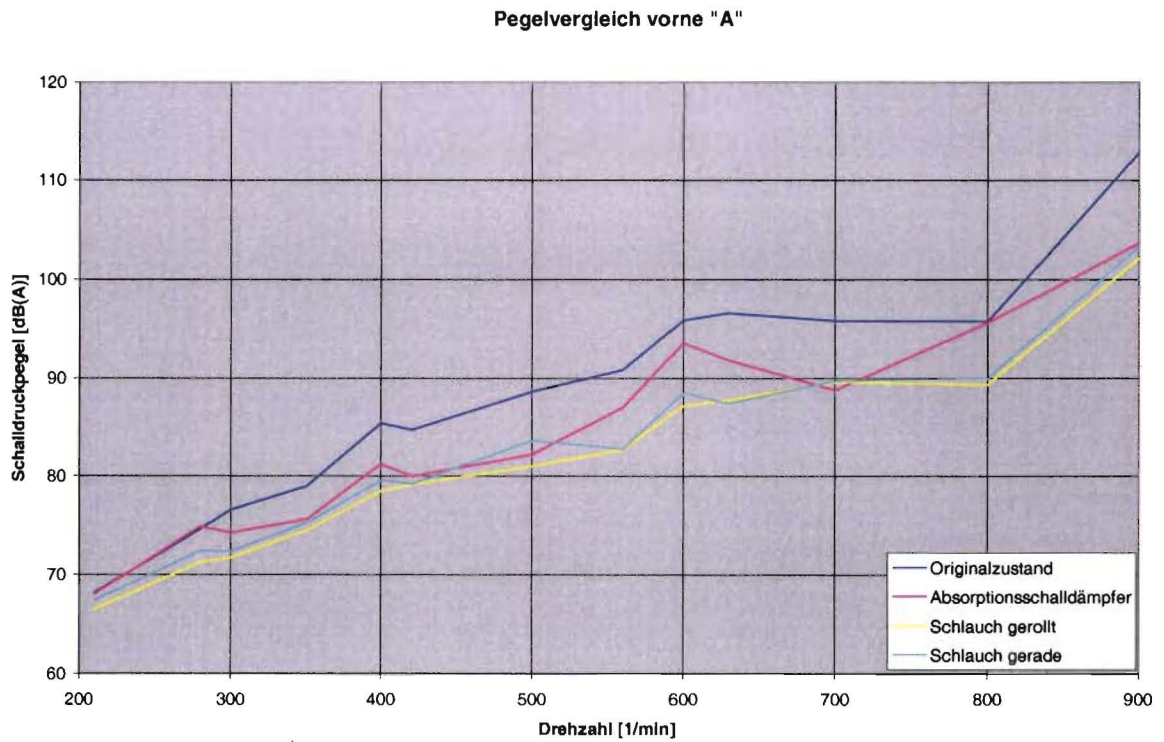


Abb. 9-14: Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „vorne“

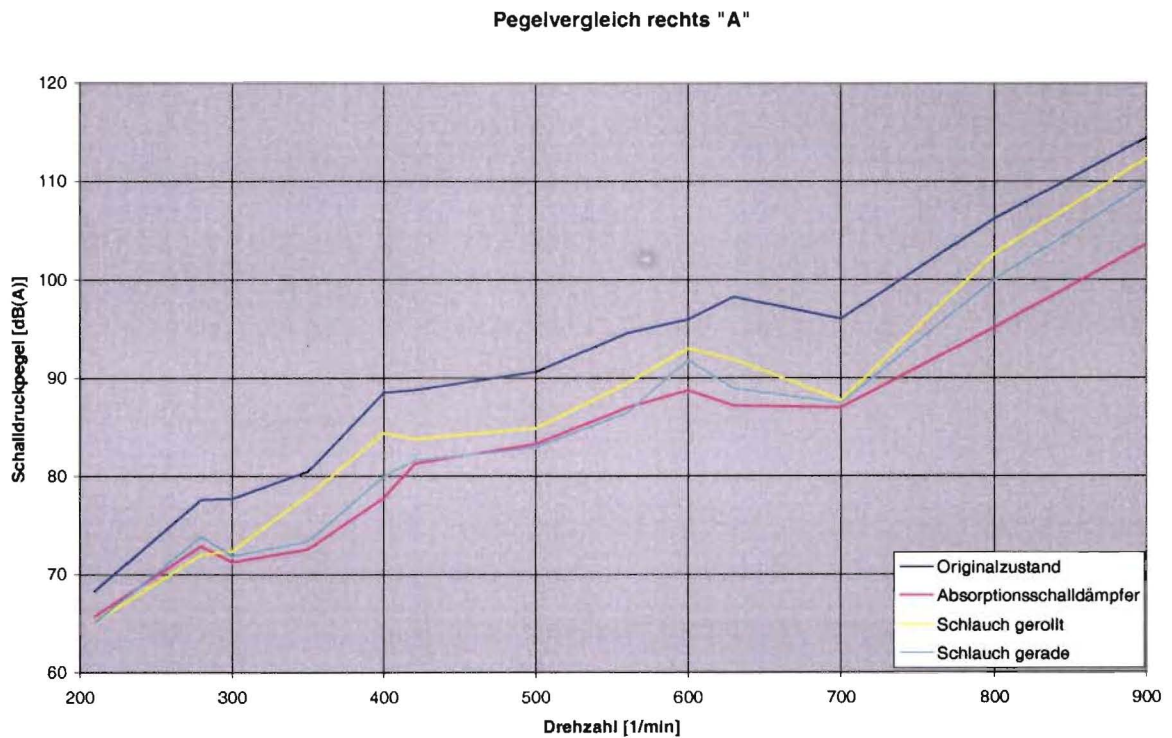


Abb. 9-15: Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „rechts“, „A“

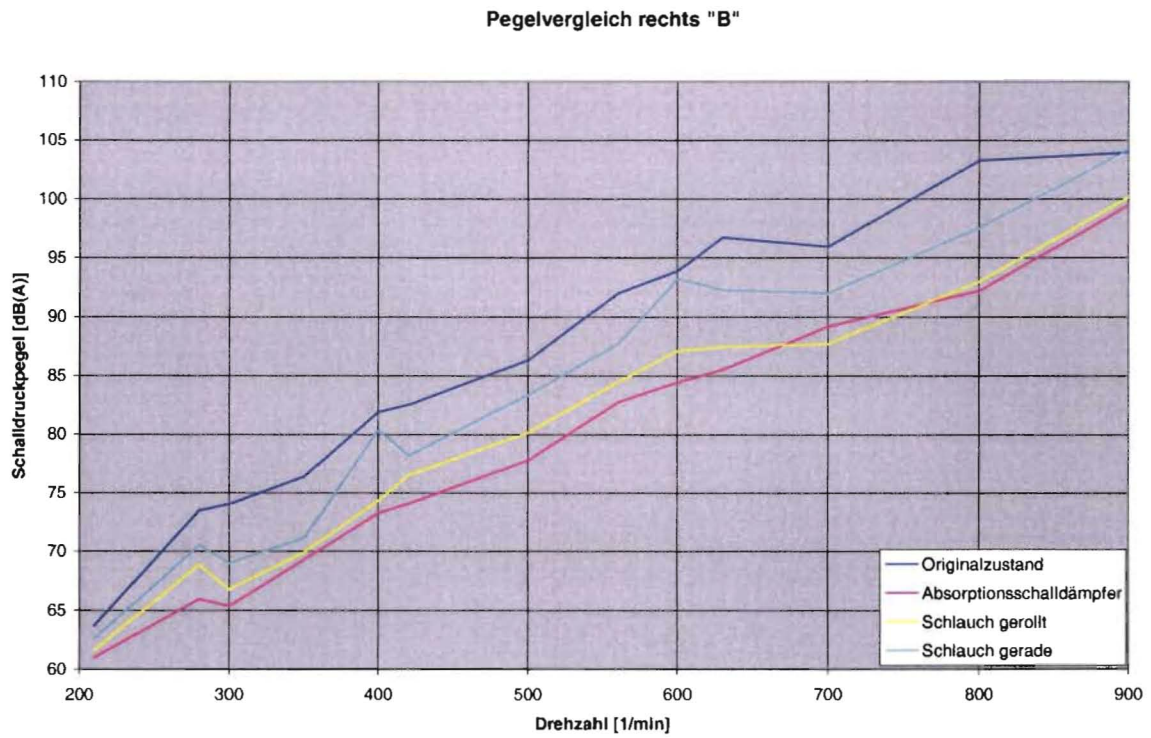


Abb. 9-16: Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „rechts“, „B“

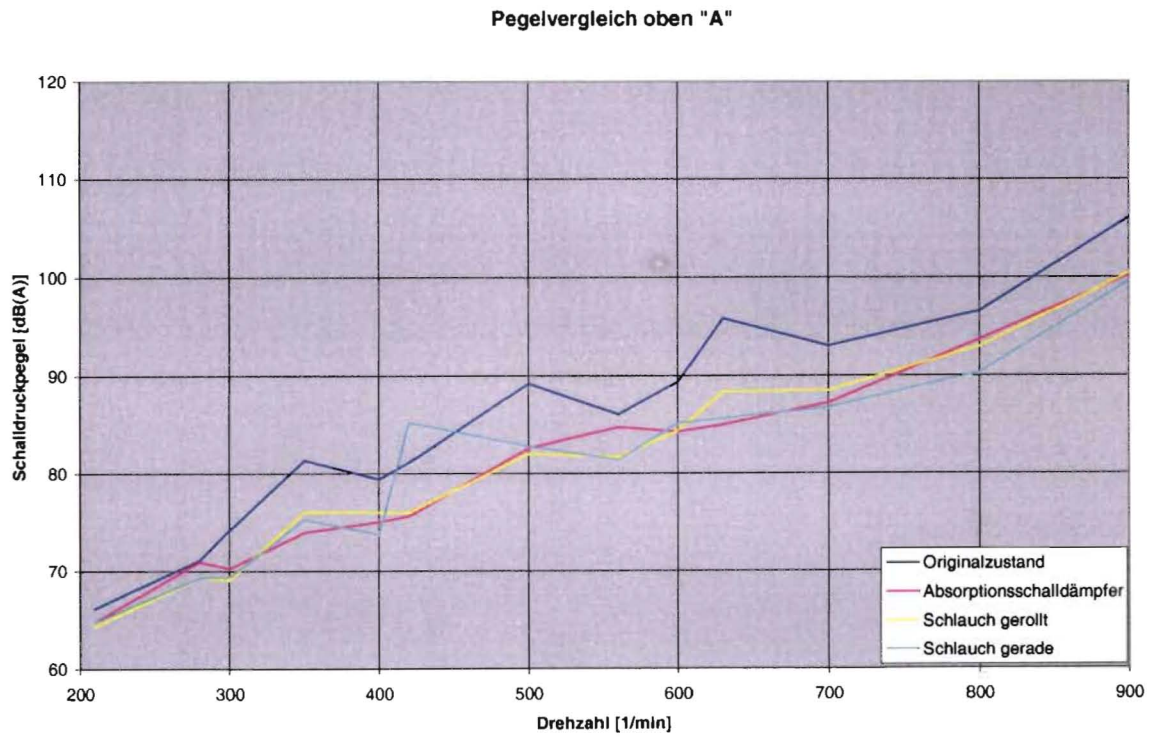


Abb. 9-17: Schallpegel in Abhängigkeit von der Drehzahl; Messposition „oben“

Die Aufzeichnung der Pegelwerte an allen Messpositionen lässt eine deutliche Senkung des Schalldruckpegels infolge der verschiedenen Dämpfervarianten erkennen. Auf der Basis dieser Diagramme ist eine konkrete Aussage über die Wirksamkeit der verschiedenen Varianten jedoch nicht möglich.

Um die Effektivität der einzelnen Dämpfersysteme im Betriebspunkt beurteilen zu können, empfiehlt sich daher die in Abb. 9-18 und Abb. 9-19 gewählte Darstellungsweise.

In Abb. 9-18 ist der Schallpegel für die verschiedenen Messpositionen und Varianten bei 700 1/min aufgetragen. Die Wirksamkeit aller Varianten ist deutlich zu erkennen. Die Schallpegelwerte für die verschiedenen Dämpfervarianten sind teilweise bis zu 9 dB[A] geringer als im Originalzustand. Mit dem Absorptionsdämpfer und dem Schlauch „gerollt“ werden an allen Positionen jeweils gleiche Schallpegelwerte aufgezeichnet. Die mit diesen beiden Maßnahmen erzielte Reduktion beträgt ca. 10 dB(A) an der Messposition „rechts“

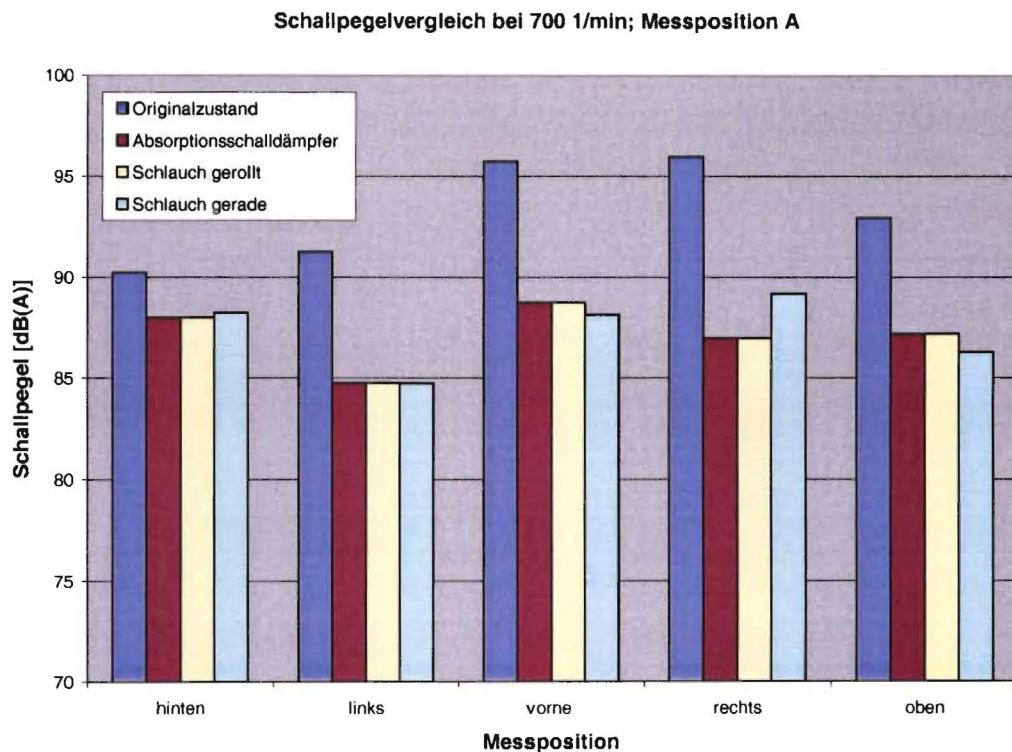


Abb. 9-18: Variationenvergleich bei 700 1/min

Ein Schallpegelvergleich für die verschiedenen Varianten in Abhängigkeit von den dominierenden Frequenzen (bei $n = 700$ 1/min) ist in Abb. 9-19 dargestellt. Die hohen Schallpegelwert des Originalzustandes, die bei den Frequenzen 633 Hz und 1899 Hz zu registrieren sind, lassen erkennen, dass die erste und dritte Ordnung bestimmend sind. Der Absorptionsdämpfer macht sich gerade hier besonders bemerkbar. Abb. 9-20 zeigt anschließend das sogenannte Wasserfalldiagramm eines Drehzahlhochlaufs. Man erkennt, dass die dominierenden Frequenzen den Anregungen der ersten bis dritten Ordnung entsprechen.

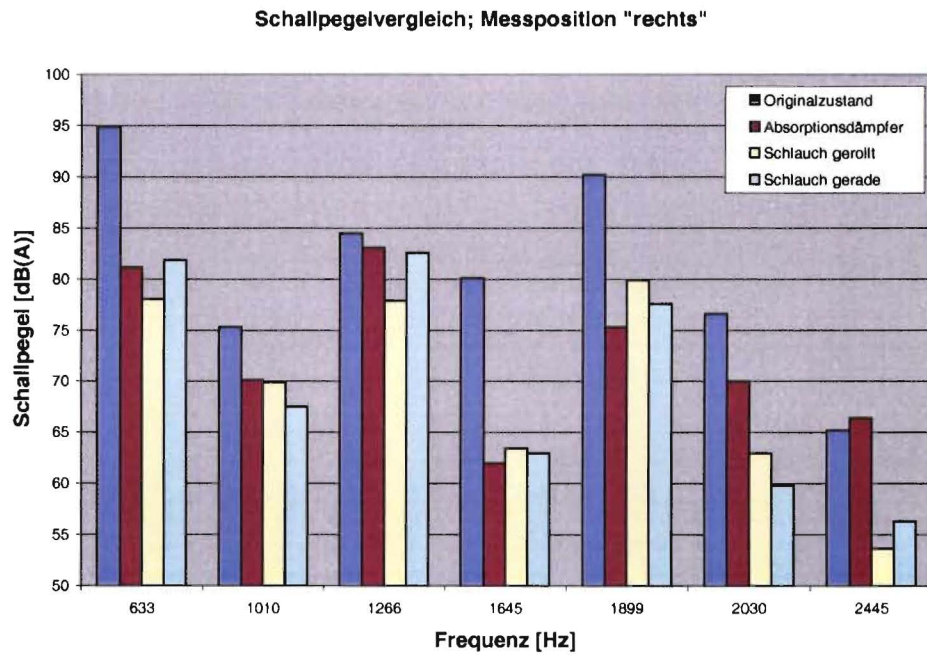


Abb. 9-19: Schallpegelvergleich für verschiedenen Frequenzordnungen

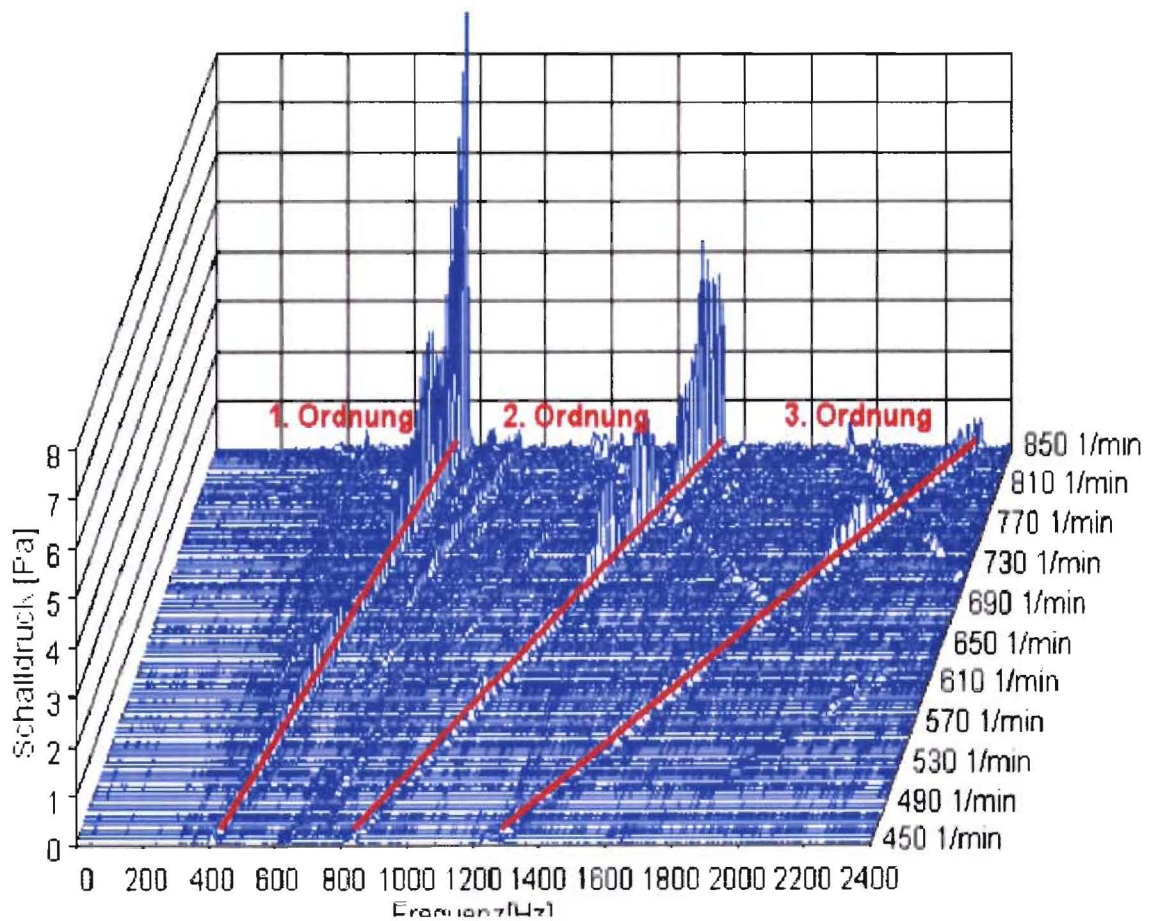


Abb. 9-20: Wasserfalldiagramm

Der Unterdruck wurde in Abhängigkeit von der Zapfwelldrehzahl für alle Varianten ebenso wie für den Originalzustand aufgezeichnet (Abb. 9-21). Für alle untersuchten Fälle kann mit steigender Zapfwelldrehzahl, wie zu erwarten, ein Anstieg des Unterdrucks beobachtet werden.

Des Weiteren ist zu erkennen, dass der Einsatz eines Dämpfers mit einer Unterdrucksenkung einhergeht. Durch den Anbau des Absorptionsdämpfers (Abgastonne) wird der Unterdruck am wenigsten beeinflusst. Die größten Unterdruckverluste wurden für den gerollten Schlauch aufgezeichnet.

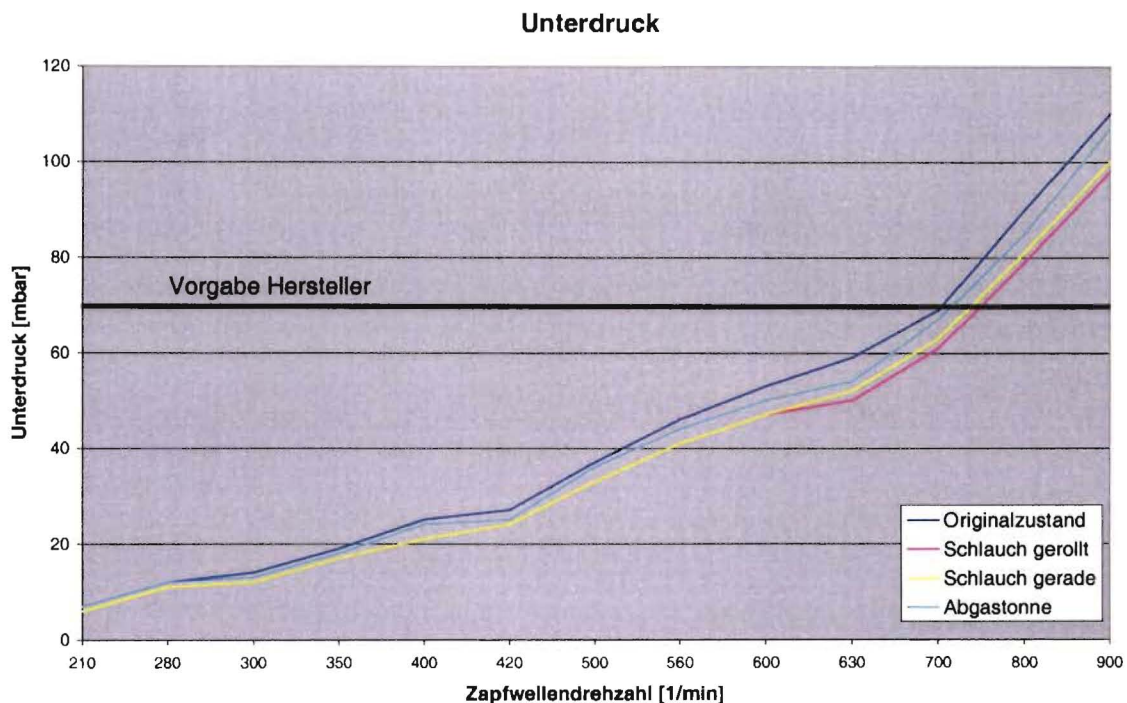


Abb. 9-21: Auswertung Unterdruck

9.3 Messung am Gesamtfahrzeug

In Rahmen einer weiteren Messreihe wurden die verschiedenen Varianten zur Schallminderung unter realen Bedingungen im Feldeinsatz erneut untersucht. Neben der „(Dämpfer)tonne“ und dem „Schlauch ika“ wurde u.a. auch ein vom Institut für Landtechnik entworfener Dämpfer („Schlauch ifl“) am Einzelkornsäegerät adaptiert und dessen Wirksamkeit analysiert.

9.3.1 Versuchsaufbau und Durchführung

In Anlehnung an die erste Messreihe unter realen Bedingungen – der Aufzeichnung des Ist-Zustandes - wurde ebenfalls eine Vorbeifahrt- und Stand- bzw. Stationärmessung bei gleichem Versuchsaufbau durchgeführt (siehe Kapitel 7.3.1). Die Standmessung unterschied

sich von der ersten Messreihe durch den Verzicht auf die Mikrofonpositionen „vorne“ und „Fahrerohr“. Die Vorbeifahrtmessungen wurden analog zu denen der ersten Messreihe durchgeführt. (siehe Kapitel 7.3.1)

Die drei verschiedenen Dämpfer wurden nacheinander am EKS adaptiert. Dazu wurde das EKS mit entsprechenden Halterungen (Abb. 9-22 - Abb. 9-26) versehen.

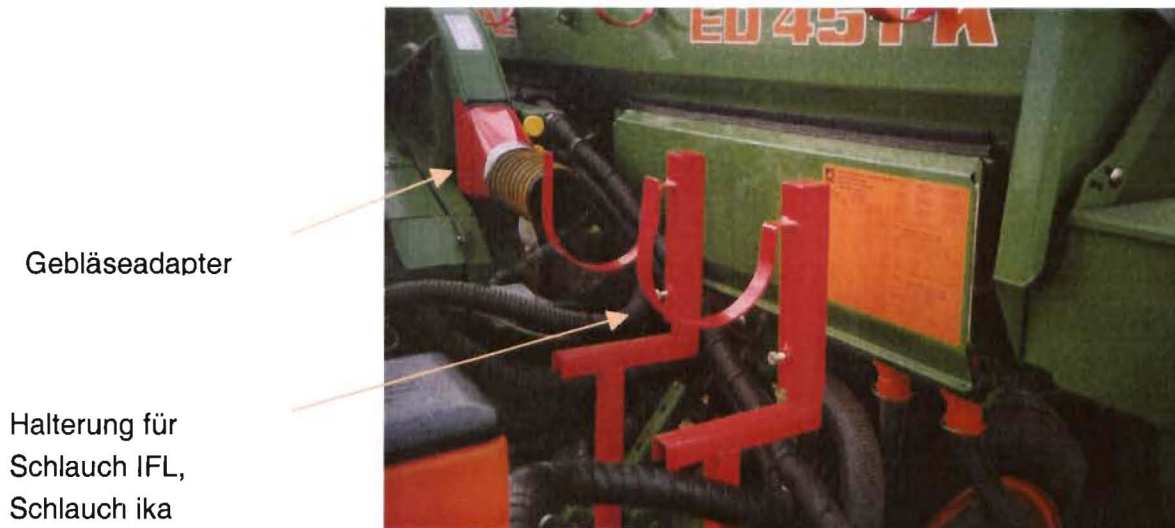


Abb. 9-22: Befestigung Tonne/ Schlauch

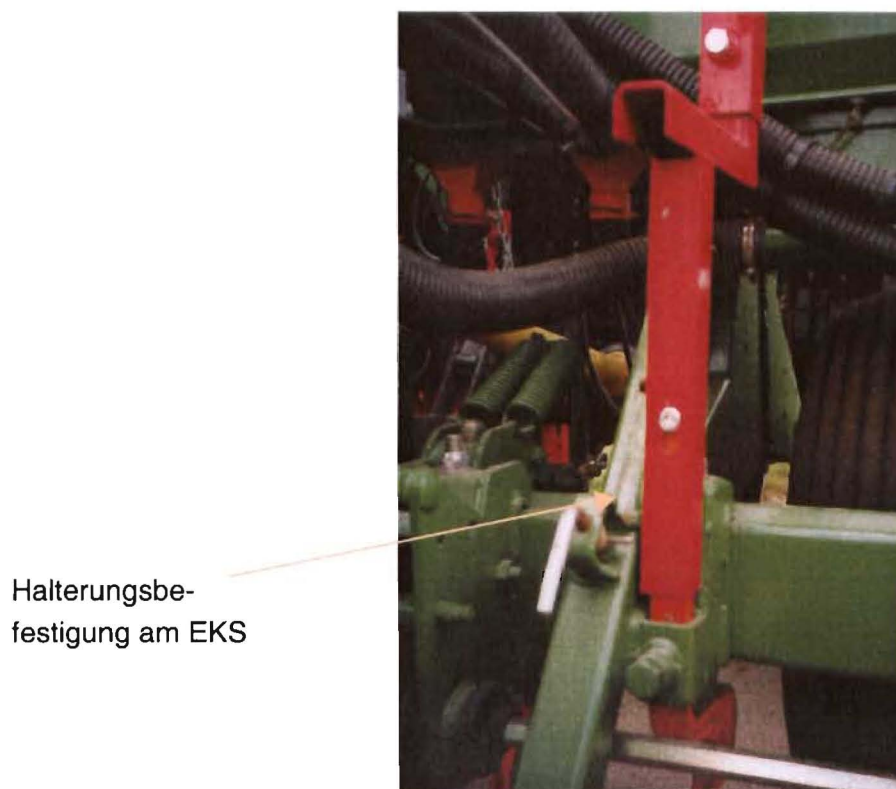


Abb. 9-23: Befestigung Tonne/Schlauch

Schlauchführung
am EKS



Abb. 9-24: Schlauch IKA

Befestigung der
(Dämpfer-)tonne



Abb. 9-25: Tonne

Befestigung
Schlauch IFL



Abb. 9-26: Schlauch IFL

Bei der Adaption der Dämpfer wurde darauf geachtet, dass negative Einflüsse auf die Schallabstrahlung, z.B. durch vibrierende Bauteile und durch Körperschallübertragung ausgeschlossen werden konnten.

Des Weiteren wurde der in Abb. 9-24 gezeigte Schlauch später um ca. 2 m gekürzt, um so durch die Verringerung der Krümmungsanzahl den Unterdruckwert zu verbessern. Die durch die Kürzung des Schlauches verursachte Verringerung der schallabsorbierenden Wirkung machte sich nicht bemerkbar.

9.3.2 Ergebnisse

9.3.2.1 Vorbeifahrt

Die nachfolgenden Diagramme zeigen den Schallpegelverlauf über die ganze Messstrecke von 20 m. Gemessen wurde bei einer Geschwindigkeit von 5 km/h und einer Zapfwelldrehzahl von 710 1/min.

Zur Analyse der Wirksamkeit der verschiedenen Dämpfungsvarianten reicht es, die Schallpegelverläufe ab der ca. achten Sekunde – also der halben Fahrstrecke – zu betrachten, da bei diesem Versuchsaufbau bis dahin von einer Pegeldominanz der Zugmaschine ausgegangen werden kann.

Bei der Analyse der folgenden Diagramme ist zu berücksichtigen, dass sich der Auslass des Schlauchs ika im Vergleich zu den anderen Varianten bzw. zum Originalzustand auf der gegenüberliegenden Seite befindet.

Der Vergleich von Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika und der Dämpfertonne an der Messpositionen „links“ zeigt, dass alle Maßnahmen zu einer Verbesserung des Schalldruckpegels führen. Mit einer Senkung des Pegels um ca. 5-7 dB(A) stellt sich für diese Position die Dämpfertonne am besten dar. Während nach ca. 12 sec beim Originalzustand ein Anstieg des Schallpegels zu verzeichnen ist, kann für alle Dämpfungsvarianten ein Abfall des Schalldruckpegels beobachtet werden.

Bei der Betrachtung der Diagramme für die rechte, also die Gebläseauslassseite, wird die Wirkung der verschiedenen Varianten deutlicher.

Die Dämpfertonne hat Pegelsenkungen zwischen 4 und 11 dB(A) zur Folge – im Schnitt ca. 7 dB(A). Während für den Originalzustand das absolute Maximum ungefähr 85 dB(A) beträgt, ist das der Dämpfertonne ca. 87 dB(A).

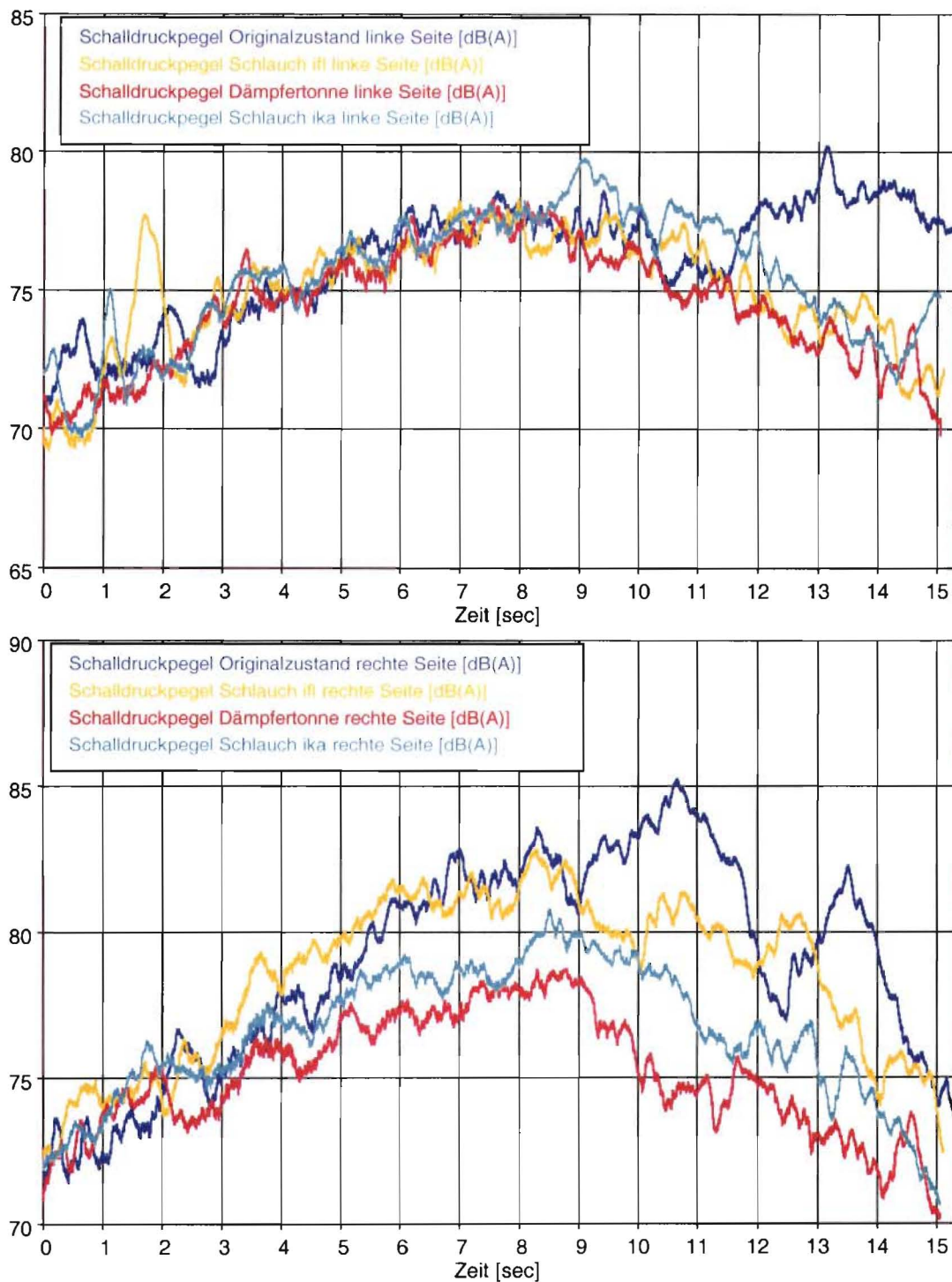


Abb. 9-27: Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfer tonne; Messpositionen: links, rechts

9.3.2.2 Standmessung

Im Rahmen der Standmessungen wurden die Messpositionen „hinten“, „rechts“ und „links“ für alle Varianten untersucht.

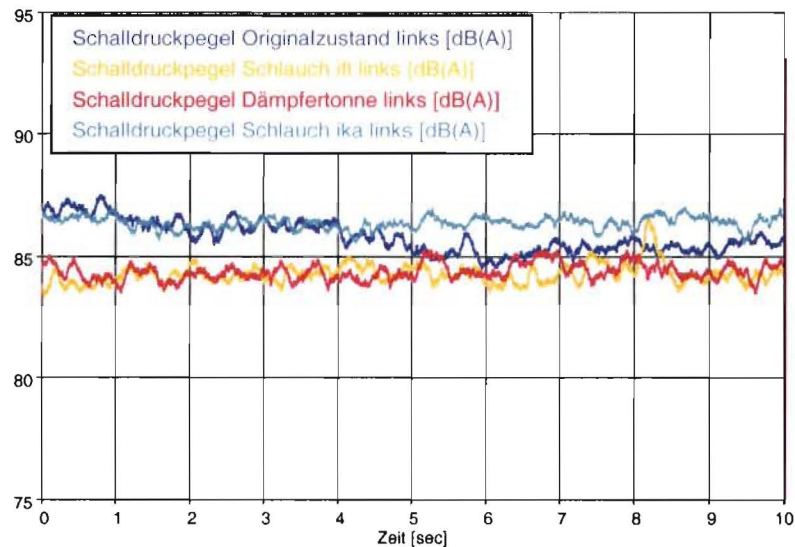


Abb. 9-28: Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfertonne, Messposition links

Die Wirksamkeit aller Dämpfungsvarianten kann auch hier beobachtet werden. Die hohen Pegelwerte für den Schlauch ika sind durch den Auslass auf dieser Seite zu erklären.

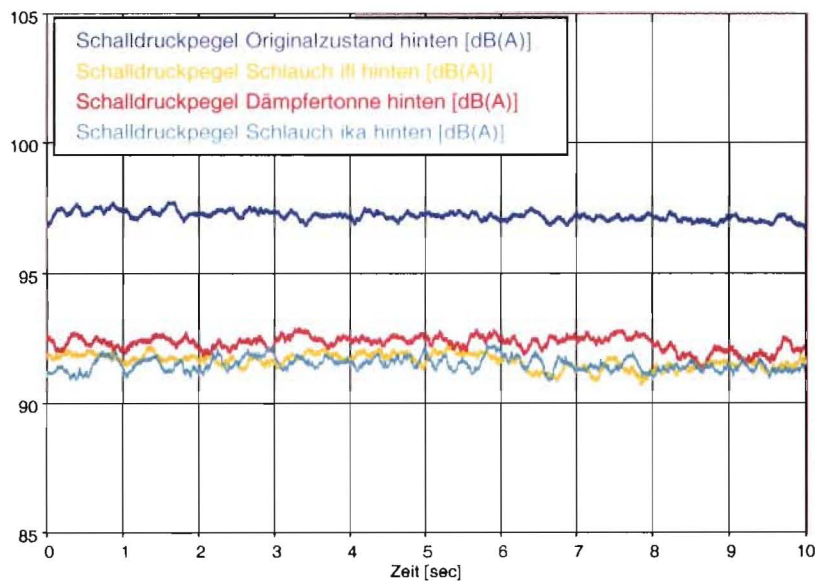


Abb. 9-29: Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfertonne, Messposition „hinten“

Während an der Messposition „hinten“ für den Originalzustand ca. 97 dB(A) gemessen wurden, ergaben sich für alle drei Varianten Schallpegelwerte zwischen 91 und 92,5 dB(A). Der Unterschied zwischen den Varianten selbst ist also vernachlässigbar gering.

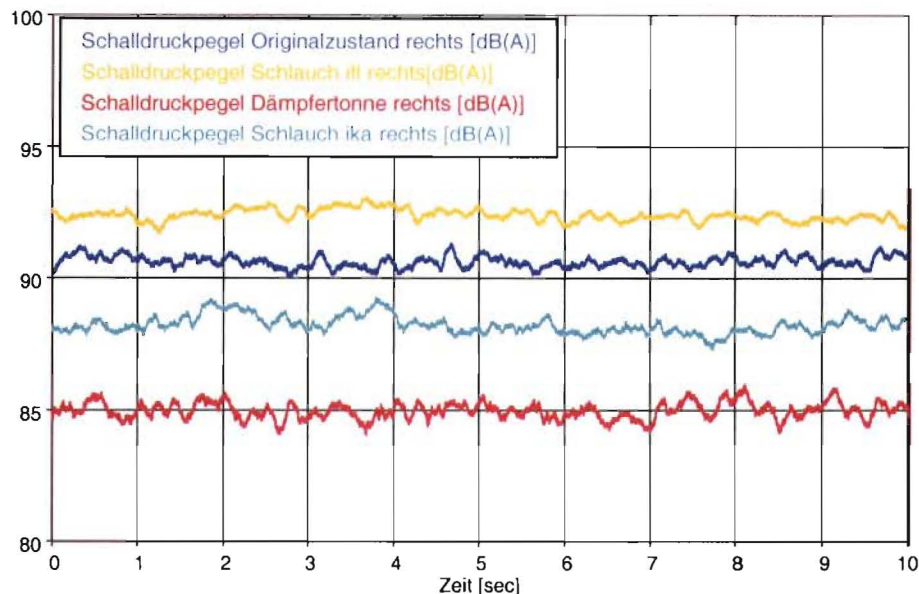


Abb. 9-30: Schallpegelvergleich Originalzustand, Schlauch ifl, Schlauch ika, Dämpfertonne, Messposition „rechts“

Der Schallpegelvergleich für die drei Varianten und den Originalzustand an der rechten Seite (Gebläseauslass) zeigt eine deutliche Verbesserung durch den Einsatz der Dämpfertonne bzw. des Schlauches ika. Im Vergleich zum Originalzustand werden die Pegelwerte durch die Dämpfertonne um ca. 6 dB(A) und für den Schlauch ika um ca. 4 dB(A) gesenkt. Für den Schlauch ifl wurde ein Wert von etwa 92,5 dB(A) gemessen; sogar 1 dB(A) höher als der des Originalzustandes.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Dämpfertonne die besten Ergebnisse lieferte. Allerdings ist auch die Wirkung des Schlauch ika (vor allem im Verhältnis zum „Baufwand“) beachtlich. Der Schlauch ifl lieferte im Rahmen dieser Variantenuntersuchung die geringsten Verbesserungen.

9.3.2.3 Unterdruckmessung

Um die Funktion des Einzelkornsägers zu gewährleisten, muss genügend Unterdruck zur Befüllung der Lochscheiben garantiert sein. Durch das Anbringen eines Dämpfers am Gebläseauslass wird der Unterdruck infolge eines damit einhergehenden größeren Strömungswiderstandes beeinflusst. Um den Einfluss der verschiedenen Varianten auf den Unterdruck untersuchen zu können, wurde dieser mit einem Prandtlrohr bei einem Betrieb ohne Saatgut bestimmt (bei einer Manometeranzeige in der Zugmaschine von 80 mbar). In der

folgenden Übersicht wurden die Unterdrücke (Saugschlauch/Gebläse) für die verschiedenen Varianten zusammengestellt.

Originalzustand	Dämpfertonne	Schlauch ika (5,75m)	Schlauch ika (3,85m)	Schlauch ifl
53,8 mbar	53,9 mbar	62,1 mbar	65,5 mbar	65,9 mbar

Tab. 9-1: Vergleich Unterdruck

Aus der Tabelle wird ersichtlich, dass bei den Schlauchvarianten der Unterdruck nachteilig beeinflusst wird. Der Einsatz der Dämpfertonne hingegen führt zu keiner Funktionsbeeinträchtigung des EKS, so dass diese als Lösungsvariante zur Schalldruckminderung zum Einsatz kommen kann.

10 Übertragbarkeit auf andere Maschinen / Konstruktionsrichtlinien

Im Rahmen dieses Kapitels werden nach einer kurzen Darstellung der zwei Gruppen von geräuschverursachenden Komponenten unter Berücksichtigung der bei der Untersuchung des EKS gewonnenen Ergebnisse mögliche Maßnahmen zur Schallreduzierung erörtert. Diese Maßnahmen stellen natürlich auch für andere Landmaschinen - abhängig von der jeweiligen Art der Schallquelle - Lösungsmöglichkeiten zur Schallreduzierung dar.

10.1 Einteilung der geräuschverursachenden Komponenten

Bei der Einteilung von geräuschverursachenden Komponenten wird zwischen *aktiven* und *passiven* Komponenten unterschieden. Von aktiven Komponenten spricht man in diesem Zusammenhang, wenn das Bauteil selbst Verursacher der Schallabstrahlung ist. Als passiv werden diejenigen bezeichnet, die durch ein anderes Bauteil angeregt werden, und dann Schall abstrahlen.

Mögliche Geräuschverursacher bei Landmaschinen sind in erster Linie:

- Motoren (z.B. von Schleppern oder sonstigen Antrieben)
- Gebläse, Luftströme (EKS)
- Mechanische Komponenten

Abhängig von der jeweiligen Gruppe von Geräuschverursacher ist die Wahl der geeigneten Maßnahmen zur Schallreduzierung.

10.2 Darstellung der verschiedenen Maßnahmen zur Schallreduzierung

Grundsätzlich wird zwischen zwei verschiedenen Ansätzen zur Schallminderung unterschieden. So besteht neben der "Bekämpfung" der Ursache durch konstruktive Maßnahmen (sogenannte primären oder aktiven Maßnahmen) noch die Möglichkeit dem Problem der Schallreduzierung mit sekundären bzw. passiven Maßnahmen entgegenzutreten, denen sowohl die Reduzierung der Schallübertragung (Dämmung) als aber auch die der Schallabstrahlung (Dämpfung) zuzuordnen ist.

10.2.1 Dämpfung und Absorption

Schalldämpfer

Mit Hilfe von Schalldämpfern kann die Schallübertragung in Kanälen, Rohrleitungen oder Öffnungen reduziert werden, ohne dabei den Mediumtransport zu unterbinden [DIE 99].

Die Gruppe der Schalldämpfer lässt sich in folgende drei Gruppen unterteilen [DIE 99]:

- Dissipative Schalldämpfer (Absorptionsschalldämpfer, Relaxationsschalldämpfer, Drosselschalldämpfer): Die Schallenergie wird durch Absorption irreversibel in Wärme umgewandelt.
- Reflexionsschalldämpfer bzw. Impedanzschalldämpfer (Resonanzschalldämpfer, Interferenzschalldämpfer): Die Weiterleitung des Schalls wird mittels eines Impedanzsprunges (Dämmung) behindert.
- Kombination aus dissipativen Schalldämpfern und Impedanzschalldämpfern

Die Auswahl eines geeigneten Schalldämpfers wird von den zu erwartenden Betriebsbedingungen (Medieneigenschaften, Strömungsgeschwindigkeiten, Druckverluste und Baugröße) und dem zu bedämpfenden Frequenzspektrum bestimmt.

Im folgenden Abschnitt wird auf einen Vertreter der Dissipativen Schalldämpfer – den Absorptionsschalldämpfer – näher eingegangen, da dieser zur Lösung des Lärmproblems am EKS am besten geeignet erscheint. Auf eine detaillierte Beschreibung der anderen Schalldämpfer wird an dieser Stelle verzichtet.

Absorptionsschalldämpfer wandeln die Energie der in das Absorptionsmaterial eintretenden Druckwelle in Wärme um. Die Schalldämpfung erfolgt somit breitbandig im mittleren und höheren Frequenzbereich von ca. 150 – 5000 Hz und ist nicht nur auf einzelne schmale Frequenzbereiche, wie beim Reflexionsprinzip begrenzt. Die maximale Dämpfung eines solchen Dämpfers liegt bei 40 – 50 dB(A). Abb. 10-1 zeigt die Prinzipskizze eines Absorptionsschalldämpfers.

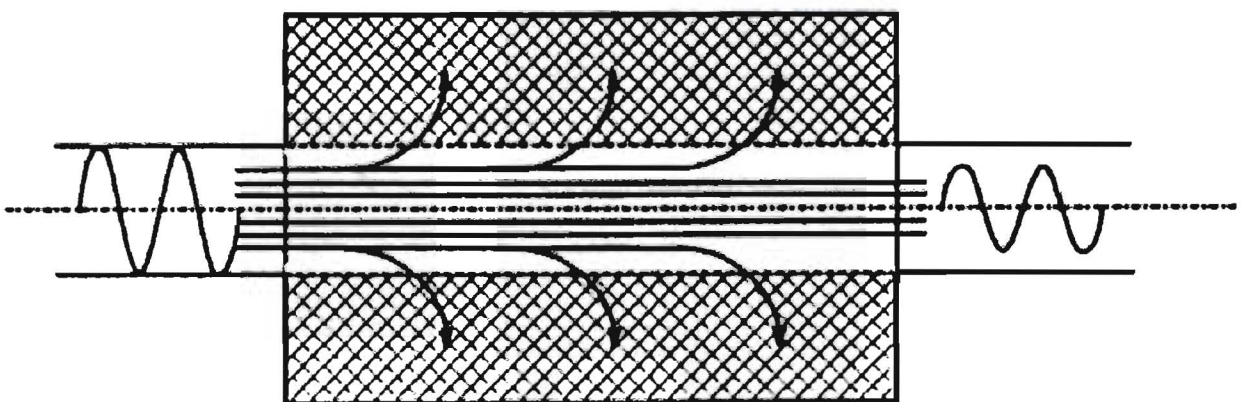


Abb. 10-1: Prinzipskizze eines Absorptionsschalldämpfers [BIE 99]

Die einfachste Art einen Absorptionsschalldämpfers zu konstruieren ist die Auskleidung der Kanalwandung mit schallabsorbierenden Materialien. Kriterien zur Auswahl geeigneter Ab-

sorptionsmaterialien stellen je nach Betriebsbedingungen die thermischen, chemischen und mechanischen Eigenschaften der Materialien dar. Von großer Bedeutung sind dabei Brennbarkeit, Resistenz gegen Öl, Abrieb, Verrottung und Verarbeitbarkeit. [DIE 99]

Mit der Näherungsformel nach Piening kann überschlägig die Dämpfung eines Absorptionsschalldämpfers berechnet werden:

$$D = \frac{2,2}{d} \cdot \left(\alpha_s + \frac{\alpha_s}{2} \right) [dB/m]$$

mit D: Dämpfung

d: Abstand der Absorptionsschichten

α_s : Schallabsorptionskoeffizient

Absorber

Die Gruppe der Absorber wird in *Poröse Absorber*, *Resonanz- und Plattenabsorber* unterteilt. Die Betrachtung der Absorber wird an dieser Stelle auf die Gruppe der Resonanzabsorber begrenzt, da diese zukünftig auf Grund ihrer für den Einsatz am EKS günstigen Eigenschaften, wie Witterungsbeständigkeit und geringe Einbaugröße auch eine mögliche Lösung zur Lärminderung am EKS darstellen könnten. Der Resonanzabsorber arbeitet in einem engen Frequenzband, so dass diskrete Frequenzen gezielt absorbiert werden können.

Das Prinzip des Resonanzabsorbers basiert auf dem Feder – Masse – Dämpfungssystem. Dabei stellt eine in der Öffnung schwingende Luftsäule die Masse und das mit Luft gefüllte Volumen die Feder dar. (Abb. 10-2)

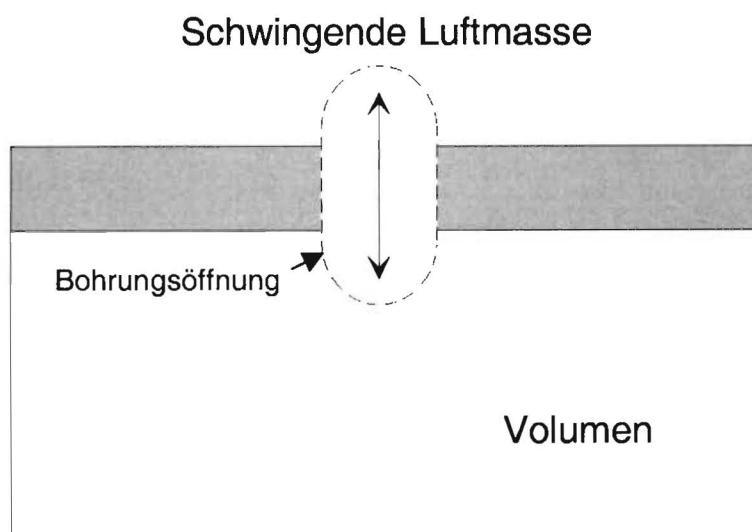


Abb. 10-2: Resonanzabsorber (Helmholtzresonator)

Trifft nun Schall auf eine Anordnung, wie sie beim Helmholtzresonator vorzufinden ist, beginnt die Masse in der Bohrung zu schwingen. Das Volumen wirkt dabei wie eine Feder, während die Reibung in der Bohrung dämpfend wirkt. Die Schallenergie wird dadurch in Wärme umgewandelt. Die maximale Absorption des Helmholtzresonators wird im Bereich der Resonanzfrequenz erreicht. Daher ist die nahezu beliebig einstellbare Resonanzfrequenz des Resonanzabsorbers von besonderer Bedeutung.

Zur Beschreibung des Absorptionsverhaltens von Helmholtzresonatoren bzw. Resonanzabsorbern steht eine zwei- und eine dreidimensionale Theorie zur Verfügung. Die zweidimensionale Theorie ermöglicht bereits eine grobe Auslegung der Resonatoren unter vereinfachten Bedingungen.

Für den Einsatz am EKS könnte der Einsatz von sogenannten Wabenstrukturen (Mehrlochresonator) für die Resonatorvolumina von großer Bedeutung sein, da auf diese Art das zur Verfügung stehende Volumen besser genutzt, die Verlustleistung weiter gesteigert, die Integration vereinfacht und das zusätzliche Strukturgewicht minimiert werden kann. Für den Einsatz am EKS müsste der Einsatz von Sieben oder Folien vor den Resonatorbohrungen bzw. vor den Waben zum Schutz vor Verschmutzung erörtert werden.

10.2.2 Dämmung/Kapselung

Bei der Luftschalldämmung wird im Gegensatz zur Schalldämpfung, wo man sich des Effektes der Absorption bedient, der Effekt der Reflexion ausgenutzt, um den Schall an der Weiterleitung zu hindern.

Von einer Kapselung spricht man, wenn eine komplette Maschine, eine Maschinengruppe oder auch nur ein Teilaggregat mit einem vollständig geschlossenen, schallisolierendem Gehäuse umgeben wird.

Nicht selten werden die Effekte der Dämmung und der Dämpfung, wie bei dem in Abb. 10-3 dargestellten Schalldämpfer, kombiniert.

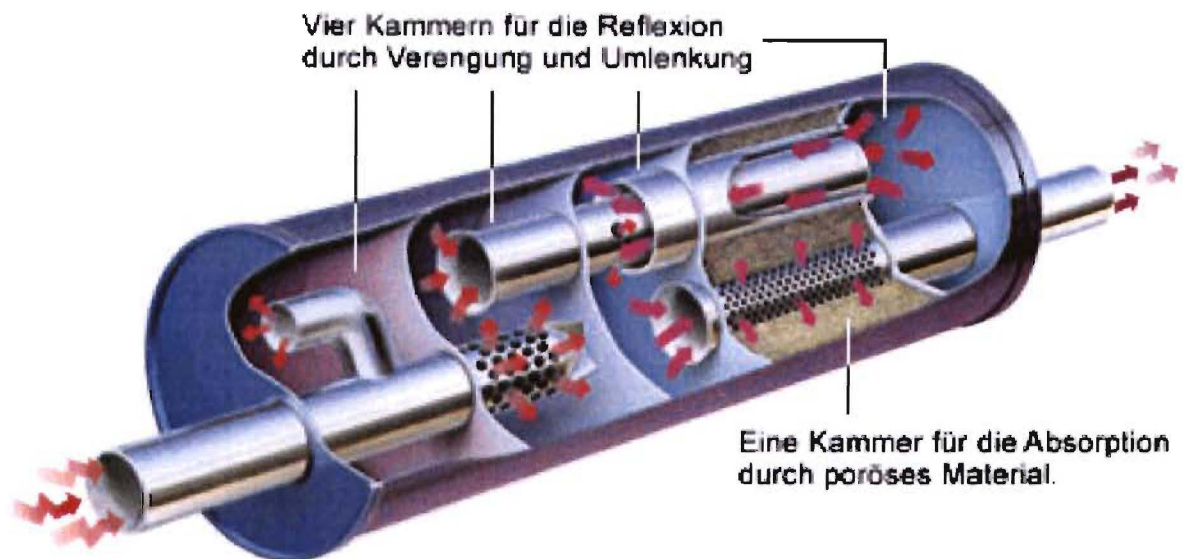


Abb. 10-3: Kombination aus Reflexion und Absorption

Durch das Eintreten der Schallwellen in die poröse Absorptionswolle wird einerseits Schallenergie in Wärme umgewandelt. Zusätzlich werfen Hindernisse die Schallwellen zurück oder lenken sie um. Dadurch treffen die Wellen aufeinander und löschen sich im Idealfall gegenseitig aus (Reflexion).

10.3 Gestaltungsregeln

In diesem Kapitel sind die wichtigsten Regeln zusammengefasst, die bei der Gestaltung eines Bauteils, im Hinblick auf die Minimierung von Luft- bzw. Körperschall von großer Bedeutung sind. Diese Regeln sind allgemeingültig und somit auch im Landmaschinenbau anwendbar.

10.3.1 Luftschallreduzierung

Wichtigster Aspekt bei der Luftschallreduzierung ist zunächst die strömungstechnisch optimale Gestaltung des Bauteils. Ist dieser Aspekt ausreichend berücksichtigt, bzw. bei einem bereits existierenden Bauteil nachträglich nicht mehr zu optimieren, können Schalldämpfer zur Reduzierung des Luftschalls eingesetzt werden. Nachfolgend sind die verschiedenen Gestaltungsregeln zur Luftschallreduzierung zusammengefasst dargestellt [DIE 99]:

- Verminderung von Turbulenzintensitäten
 - Verminderung des Arbeitsdrucks
 - Verminderung von Druckänderungen
 - Minimierung der Strömungsgeschwindigkeiten

- Optimierung von Freistrahlauslässen zur Minimierung der dort auftretenden Geschwindigkeitsänderungen
- Minimierung der Umfangsgeschwindigkeit von Rotoren
- Vermeidung von Hindernissen in der Strömung
- Verbesserung der Strömungsführung (z.B. durch Verwendung von Leitblechen und sogenannten Z - Kanälen)
- Anordnung von Öffnungen an der günstigsten Seite
- Verwendung von Schalldämpfern oder Schallschirmen vor der Öffnung
 - Verwendung von Absorptionsschalldämpfern für breitbandige Geräusche
 - Vermeidung von Strömungsgeschwindigkeiten des Mediums von mehr als 20 m/s in Absorptionsschalldämpfern
 - Verwendung von Reflexionsschalldämpfern für tieffrequente Geräusche

Verwendung von pneumatischen Entspannungsschalldämpfern für Druckauslässe

10.3.2 Körperschallreduzierung

Um die Abstrahlung von Körperschall soweit wie möglich zu reduzieren, müssen die nachfolgend aufgelisteten Maßnahmen und Gestaltungsregeln berücksichtigt werden [DIE 99]:

- spezielle dämpfende Beschichtung
- bedämpfte Sandwichplatten anstelle von einzelnen Blechen
- Verkleinerung der abstrahlenden Fläche
- Verwendung von gelochten Platten (Ausnutzen des akustischen Kurzschlusses)
- zusätzlich montierte dünne Platten mit einer geringen Zahl von Verbindungen (durch die Strömung der Luftschicht zwischen den Platten wird eine Dämpfung erzeugt)
- hochdämpfendes Material anstelle von Material mit niedriger innerer Dämpfung
- zusätzliche Dämpfung zur Verminderung der Körperschallübertragung im Bereich diskreter Eigenfrequenzen
- Anwendung von Dämpfung in der Nähe der Anregungsstelle
- zusätzliche Dämpfung an dünnen Platten

11 Fazit

Die Reduktion von Schallemissionen bei landwirtschaftlichen Geräten stand im Mittelpunkt des Forschungsvorhabens. Am Beispiel der detaillierten Untersuchung des Amazone Airplanters ED 451 K wurden die Einflüsse auf die akustischen Eigenschaften landwirtschaftlicher Geräte aufgezeigt.

Die Anwendung der Vorgehensweise ausgehend von der Untersuchung des Gesamtsystems bis hin zur prüfstandtechnischen Analyse der an der Schallemission beteiligten Systemkomponenten ist für die landwirtschaftliche Fahrzeugtechnik neu. Bereits die zeitgleiche Messung von Ackerschlepper und Einzelkornsäugerät mittels einer Vorbeifahrtmessung bringt erste Hinweise auf die Hauptgeräuschquellen solcher Landmaschinen. Die anschließende Teilschallquellenanalyse mittels Schalldruck- und Schallintensitätsmessung auf dem Prüfstand ist ebenso für Landmaschinen anwendbar und hat das Sauggebläse des Einzelkornsäugerätes als Hauptlärmquelle identifiziert.

Als Verbesserungsmaßnahme wurde ein Schalldämpfer entwickelt, der in die Ausblassöffnung des Sauggebläses eingebracht wurde. Hierdurch konnte der Schallpegel im Mittel um ca. 7 dB(A) gesenkt werden ohne die Gerätefunktionalität (Beibehaltung des Unterdrucks) einzuschränken.

Wichtig in diesem Zusammenhang ist, dass die großen Blechflächen vom Dünger- und Saatgutbehälter nicht entscheidend zum Gesamtpegel beitragen und eine untergeordnete Rolle spielen. Daher müssen hier zunächst auch keine zusätzlichen Dämpfungsmaßnahmen aufgebaut werden.

Zudem wurden basierend auf den Untersuchungsergebnissen Gestaltungshinweise zur Luftschallreduzierung erarbeitet und Hinweise zur Dämpferauslegung vorgestellt. Auf diese Weise konnten Schallminderungsmaßnahmen entwickelt werden und am Prüfstand und im Gesamtfahrzeugversuch überprüft werden. Diese Vorgehensweise ist somit auf andere pneumatische Geräte übertragbar und bildet die Grundlage für Schallminderungsmaßnahmen bei landwirtschaftlichen Geräten.

12 Literatur

- [AMZ 00] AMAZONEN – WERKE
Homepage
2000
- [BEC 99] BECKMANN, T.
Geräusch- und Schwingungsuntersuchungen an einem
Fahrzeug hinsichtlich des Hochdrehzahlbrumms
Studienarbeit am Institut für Kraftfahrwesen Aachen
Aachen, 1999
- [BIE 00] BIERMANN, J. W.
Haus der Technik e.V.
Kraftfahrzeugakustik
Kapitel 3, S. 1-3
Aachen, 2000
- [BIE 99] BIERMANN, J. W.
Geräuschverhalten von Kraftfahrzeugen
Umdruck zur Vorlesung Geräuschverhalten
von Kraftfahrzeugen
Aachen, 1999
- [BOS 99] BOSCH
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
Aachen, 1999
- [DIE 99] DIETZ, P.; GUMMERSBACH, F.
Lärmarm konstruieren XVII
Systematisch Zusammenstellung
maschinenakustischer Konstruktionsbeispiele
Dortmund, 1999
- [HEC 95] HECKER, R.
VDI Berichte, Nr. 1213
Geräusch- und Schwingungsmessungen an handgeführten vibrierenden Bo-
denverdichtungsmaschinen zum Zwecke der Normung
S. 181 - 193
VDI, Düsseldorf, 1995
- [HEG 00] HEGE, H.
2nd ISHS – Symposium Mechanization of Vegetable Production,
Bonn, 14. – 16. Juni 2000
Entwicklungslinien von Einzelkorn- Sägeräten

- [HIN 88] HINZ, T.
Landtechnik
Lärmemissionen aus der Landwirtschaft
Band 43, Heft 12, S. 519 – 521, 1988
- [HOE 92] HÖHN, K., STREIT, H.
Landtechnik
Zur Dynamik des Sävorganges
Einfluss der Saatbeschaffenheit auf die Dynamik des Sävorganges an Einzel-
kornmaschinen
Band 47, Heft 7/8, S. 330 – 333, 1992
- [IPP 91] IPPEN, H.
Landtechnik
Geräuschreduzierung – Der Weg zu einer leisen Traktorkabine
Band 46, Heft 10, S. 482 – 486, 1991
- [IRM 95] IRMER, V.
VDI Berichte, Nr. 1213
Tendenzen bei der Festlegung von Geräuschmessverfahren in der europäischen
Baumaschinengesetzgebung
S. 173 - 180
VDI, Düsseldorf, 1995
- [KLI 90] KLINGENBERG; H.
Automobil-Messtechnik
Band A: Akustik
Springer Verlag, 1990
- [KRO 98] KROMER, K.-H.
Agrartechnik II
Arbeitsblätter zur Vorlesung und Übung
XXX, Bonn, 1998
- [LAZ 95] LAZARUS, H.
VDI Berichte, Nr. 1213
Anforderungen der Europäischen Union und der nationalen Behörden an ge-
normten Verfahren zur Bestimmung der Geräuschemission
S. 1 - 17
VDI, Düsseldorf, 1995
- [RAD 91] RADEMACHER, T.
Profi
Amazone Airplanter ED 450 K – Exakt säen mit Kunststofflochscheiben
Heft 2, S. 22 – 25, 1991

- [REC 99] RECKER, O.
Analyse und Reduzierung der Lärmemissionen
von ummantelten Hubschrauber-Heckrotoren
GCA-Verlag, 1999
- [SCH 92] SCHMIDT, M.
Zeitschrift für Lärmbekämpfung
Die kombinierte Wirkung des Lärms und der Ganzkörpervibration auf das Gehör
des Landmaschinenfahrers
Band 39, Heft 2, S. 43 - 51, 1992
- [SCH 98] SCHRÖDL, J., DAMEROW, L., KROMER, K.-H.
Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft Einzelkornsäma-
schinen für Gemüse, Bauarten und Typentabellen
Arbeitsblatt, Lfd. Nr. 0645, 1998
- [SCK 91] SCHÜNKE, U.
Agrartechnik
Einzelkornsäegeräte – Was Sie Ihren Kunden empfehlen sollten
Band 70, Heft 11, S. 122 – 124, 126, 128, 1991
- [STR 92] HÖNSCHER, A.; STROPPEL, A.
Landtechnik
Die Traktorzapfwelle morgen
Band 47, Heft 10, S. 480, 483 - 484, 1992
- [STR 93] STREIT, H.
Landtechnik
Genauigkeit der Saatgutablage
Einfluss von Vertikalbewegungen des Einzelkornsäegerätes auf die Längsvertei-
lung des Saatgutes
Band 48, Heft 1/2, S. 45 – 47, 1993
- [TEN 00] TENHUMBERG, C., DAMEROW, L., KROMER, K.-H.
2nd ISHS – Symposium Mechanization of Vegetable Production,
Bonn, 14. – 16. Juni 2000
Optische Vermessung von Saatgut
- [WIT 81] WITTE, E.
Landtechnik
Lärmbelastung von Schlepper- und Mähdrescherfahrern
Band 36, Heft 10, S. 486 – 489, 1981

- [WIT 84] WITTE, E.
Agrartechnik international
Wieviel Lärm erzeugen Anbaugeräte?
Band 63, Heft 1, S. 8 - 11, 19