

1 Einführung

In der heutigen Zeit ist in der Bevölkerung das Bewußtsein gegenüber Umwelteinflüssen im Vergleich zu früheren Jahren deutlich gestiegen. Dabei spielt die Beeinflussung der Lebensqualität durch Lärmemissionen eine immer größere Rolle. Um die Beeinträchtigung der Umwelt durch Verkehrslärm zu reduzieren, werden vom Gesetzgeber und der Automobilindustrie große Anstrengungen unternommen, die von Fahrzeugen ausgehende Geräuschemission zu reduzieren. Während bis 1980 die Gesetzgebung in der nationalen StVZO noch einen Geräusch-Grenzwert von 84 dB(A) in der beschleunigten Vorbeifahrt (ISO 362) erlaubte, ist seit dem 1. Oktober 1995 nach EU-Richtlinie 92/97 EWG nur noch ein Maximalwert von 74 dB(A) zulässig.

Die Lärmbekämpfung ist damit neben der Verbrauchs- und Schadstoffreduzierung einer der Schwerpunkte in der Fahrzeugentwicklung. Dabei stehen sowohl die Reduktion des Außengeräusches als umweltbelastender Faktor als auch die gestiegenen Komfortansprüche der Kunden im Blickfeld der Entwicklung. Dieses Ziel kann nur durch die Reduktion aller wichtigen Geräuschquellen am Fahrzeug erfüllt werden [39,68].

Bei der Reduktion der Geräuschemission von Fahrzeugen hat der Motor als eine Hauptgeräuschquelle einen hohen Stellenwert und ist dabei zugleich die Komponente, die unter akustischen Gesichtspunkten am schwierigsten zu optimieren ist [11]. Dabei nimmt neben der Reduzierung des Summenpegels die Verbesserung der Klangcharakteristik von Motoren eine immer wichtigere Rolle ein. Um dieses Ziel zu erreichen, ist eine genaue Kenntnis der dynamisch wirkenden Kräfte im Motor sowie deren Übertragungswege in der Motorstruktur bis zur Abstrahlung erforderlich. Die Ermittlung des Übertragungsverhaltens hat besonders beim direkteinspritzenden Dieselmotor einen großen Stellenwert, da bei diesem ein hoher Anteil des abgestrahlten Geräusches durch die Anregung infolge des Verbrennungsprozesses im Zylinder hervorgerufen wird [37,51,52,56]. Die Zusammenhänge der Kraftanregung aus dem Verbrennungsprozeß und dem Übertragungsverhalten der Motorstruktur sollen in der vorliegenden Arbeit näher untersucht werden. Der Schwerpunkt der Betrachtung liegt dabei auf der Untersuchung der Verbrennung als Kraftanregung sowie deren Körperschallübertragung bis auf die Oberfläche der Motorstruktur. Ziel ist die Erarbeitung von Maßnahmen zur systematischen Reduktion der durch den Verbrennungsprozeß eingeleiteten Kräfte und Untersuchungen zum Körperschallübertragungsverhalten in der Motorstruktur.

Zur weiteren Einführung in die Thematik der Schallentstehung und der Erklärung der Zusammenhänge in der Motorakustik werden zunächst einige grundsätzliche Begriffe der Schallentstehung vorgestellt.

Bei der Schallentstehung wird zwischen der direkten und der indirekten Schallentstehung unterschieden. Bei der direkten Schallentstehung werden die Teilchen der die Maschine umgebenden

Luft durch Strömungsvorgänge in der Maschine unmittelbar zu Schwingungen, d.h. zu Luftschall, angeregt. Beispiele dafür sind Strömungsgeräusche von Lüftern oder Luftpulsationen in Ansaugsystemen [57]. Diese Art der Schallabstrahlung kann in der Motorakustik einen erheblichen Anteil des Gesamtgeräusches darstellen. Sie soll in der vorliegenden Arbeit aber nicht näher betrachtet werden.

Als indirekte Schallentstehung bezeichnet man den Mechanismus, bei dem ausgehend von den Erregerkräften die Struktur eine Körperschallanregung erfährt. An der Strukturoberfläche wird ein Teil der Körperschall-Schwingungsenergie auf das angrenzende Umgebungsmedium übertragen. Diese Energieübertragung bezeichnet man als Schallabstrahlung. Neben der Abstrahlung von Körperschall auf der Strukturoberfläche als Luftschall findet zusätzlich noch die Weiterleitung von Körperschall in angrenzende Strukturen statt. Sie lässt sich durch Abkoppelung reduzieren, ist aber meist nicht vollständig zu verhindern. Die Höhe der abgestrahlten Schalleistung steht in Abhängigkeit der Flächennormalenkomponenten der Schnelle einer abstrahlenden Strukturoberfläche, der lokalen geometrischen Oberflächengestaltung sowie der physikalischen Eigenschaften des Umgebungsmediums. Der Mechanismus der indirekten Schallentstehung lässt sich nach Kollmann [34] mit Hilfe der maschinenakustischen Grundgleichung veranschaulichen:

$$P(f) = r_0 c_L \mathbf{s}(f) \int_S v(f, \underline{x}) v^*(f, \underline{x}) dS \quad (1.1)$$

Mit $P(f)$ wird hier die bei der Frequenz f abgestrahlte Schalleistung bezeichnet. Mit $v(f, \underline{x})$ wird die komplexe bzw. mit $v^*(f, \underline{x})$ die konjugiert komplexe spektrale Amplitudendichte der über die Strukturoberfläche veränderlichen Flächennormalenkomponente der Schnelle bezeichnet. Die Integration erfolgt über die abstrahlungsfähige Oberfläche S der Struktur. Die Umsetzung des Körperschalls in Luftschall wird durch den Abstrahlgrad $\mathbf{s}(f)$ charakterisiert. Er ist das Verhältnis zwischen der tatsächlich abgestrahlten Schalleistung zur maximalen Schalleistung, die von einem Kolben mit gleicher Oberfläche wie der betrachteten Struktur bei gleicher Frequenz abgestrahlt werden kann. Mit der Ruhedichte r_0 und der Schallgeschwindigkeit c_L werden die Eigenschaften der umgebenden Luft beschrieben. Für den allgemeinen Fall einer Anregung frequenz- und ortsabhängiger Einzelkräfte $F_i(f, \underline{x}_i)$, die senkrecht zur Strukturoberfläche wirken, und mit \underline{x}_i als dem Ortsvektor der anregenden Kraft ergibt sich die Amplitudendichte der Schnelle am Ort \underline{x} zu:

$$v(f, \underline{x}) = \sum_i v_i(f, \underline{x}, \underline{x}_i) = \sum_i H_{v_i}(f, \underline{x}, \underline{x}_i) F_i(f, \underline{x}_i) \quad (1.2)$$

Das Körperschallübertragungsverhalten der Struktur wird dabei durch die Schnelleadmittanzfunktionen $H_{vi}(f, \underline{x}, \underline{x}_i)$ gekennzeichnet. Im Falle des Brennraumdruckes als dynamisch wirkender Kraft können die Einzelkräfte F_i durch die Zylinderdrücke p_i der einzelnen Zylinder ($i=1, \dots, n$) als Flächenkraft ersetzt werden.

Die Gleichungen (1.1) und (1.2) zeigen unterschiedliche Angriffspunkte auf, mit deren Hilfe eine Geräuschreduzierung erreicht werden kann. Dies sind die anregenden Kräfte $F_i(f, \underline{x}_i)$ an der Struktur, das Körperschall-Übertragungsverhalten $H_{vi}(f, \underline{x}, \underline{x}_i)$ sowie die Abstrahlung von Körperschall in Luftschall bzw. die Weiterleitung von Körperschall in angrenzende Strukturen. Bei der Umsetzung von geräuschreduzierenden Maßnahmen kann dann zwischen passiver und aktiver Lärminderung unterschieden werden. Im Rahmen der passiven Lärminderung setzt man die Anregungs- und Körperschalleigenschaften einer Struktur als gegeben voraus und ist bestrebt, die abgestrahlte Schalleistung beispielsweise durch eine Kapselung zu minimieren. Bei der Anwendung aktiver Lärminderungsmaßnahmen versucht man durch eine Beeinflussung des Anregungskraftspektrums oder eine Variation der physikalischen Parameter der Struktur ihr Übertragungsverhalten zu ändern und somit eine Reduzierung der Geräuschemission zu erzielen.

In der Motorakustik besteht beim Dieselmotor die Möglichkeit, durch gezielte Einstellung der Einspritzparameter die Verbrennung und somit den Zylinderdruckverlauf als anregende Kraft zu beeinflussen. Diese läßt sich jedoch nicht beliebig variieren, da allein durch den vorgegebenen Betriebspunkt (Drehzahl und Last) eine Grundanregung gegeben ist. Durch moderne Einspritzsysteme läßt sich jedoch eine Vielzahl von Parametern verändern, die eine direkte Auswirkung auf die Verbrennung und somit auf die Kraftanregung der Motorstruktur haben. Veränderungen des Verbrennungsablaufes haben jedoch auch Auswirkungen auf die gebildeten Schadstoffemissionen und den spezifischen Kraftstoffverbrauch und können daher nur in bestimmten Grenzen durchgeführt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird sowohl die Anregung als Einzelgröße als auch ihre Auswirkung im Gesamtsystem untersucht.

Weiteres Potential zur Reduzierung des Motorgeräusches liegt in der Beeinflussung des Körperschall-Übertragungsverhaltens der Motorstruktur. Dieses sollte dabei nach Möglichkeit auf die anregenden Kräfte optimiert werden. Damit kann eine strukturierte Verbesserung des Geräuschverhaltens des Gesamtaggregates erzielt werden. Das Übertragungsverhalten der Motorstruktur wird im Rahmen dieser Arbeit im Hinblick auf den zu erwartenden hohen Anteil der Geräusch Anregung durch den Verbrennungsprozeß des direkteinspritzenden Dieselmotors besonders berücksichtigt. Auf Basis eines identischen Grundtriebwerkes wird eine Strukturmodifikation des Zylinderkopfes in ihren Auswirkungen auf das Übertragungsverhalten untersucht. Damit soll das Potential von Strukturmodifikationen abgeschätzt werden.

Die Untersuchung des Geräuschverhaltens auf Basis experimenteller Methoden umfaßt die Bewertung aller für das Geräuschverhalten des Motors relevanten Größen wie Verbrennungsdruck,

Schwingamplituden an der Oberfläche der Motorstruktur und den abgestrahlten Luftschall. Durch die zeitgleiche Erfassung und Bewertung von Anregung und Auswirkung wird die Möglichkeit gegeben, die Ergebnisse im Frequenz- und Zeitbereich zu analysieren, sowie die Übertragungseigenschaften zu bestimmen. Eine Bewertung des dynamischen Verhaltens der Struktur und des Luftschalls im Zeitbereich gewinnt unter dem Aspekt des subjektiven Empfindens der Qualität des Motorgeräusches zunehmend an Bedeutung, da gerade beim direkteinspritzenden Dieselmotor die Impulshaltigkeit des Motorgeräusches das Klangbild prägt.

Schwerpunkt der Arbeit ist die experimentelle Untersuchung von Veränderungen des Verbrennungsablaufes sowie die Untersuchung einer Modifikation des Zylinderkopfes und deren Auswirkungen auf die Geräuschemission direkteinspritzender Dieselmotoren. Ziel ist dabei die Erarbeitung einer Methodik, die es erlaubt, die durch den Verbrennungsprozeß hervorgerufenen dynamisch wirkenden Kräfte systematisch zu reduzieren. Durch die parallele Untersuchung der Übertragungseigenschaften der Motorstruktur kann dann das Gesamtsystem bezüglich der Auswirkungen der Verbrennung im Körper- und Luftschall analysiert und in einem weiteren Schritt optimiert werden. Die Untersuchungen werden dabei unter Einbeziehung aller real vorhandenen Wechselwirkungen an Vollmotoren durchgeführt. Die Auswirkung der Modifikation des Übertragungsverhaltens des Zylinderkopfes wird zudem durch experimentelle Untersuchungen mit Fremdanregung verifiziert.

2 Motorakustik und Möglichkeiten der Lärminderung

Die Motorakustik ist das Teilgebiet der Maschinenakustik, das sich mit der Reduzierung der Schallemission von Motoren befaßt. Dabei sind die steigenden Anforderungen an die erzielbare Leistung sowie an die Verminderung von Motorgewicht, Verbrauch und Emission von Schadstoffen zu berücksichtigen. Aufgrund seines guten Wirkungsgrades und der mit modernen Einspritzsystemen erreichbaren geringen Schadstoffemissionen ist das dieselmotorische Brennverfahren mit Direkteinspritzung hier ein geeignetes Konzept zur Erreichung der geforderten Eigenschaften. Nachteilig jedoch sind die durch dieses Verbrennungsverfahren hervorgerufenen relativ hohen Geräuschpegel [58,67].

Die Schallabstrahlung eines Motors ergibt sich aus einer Vielzahl von Einzelschallquellen. Einerseits erzeugen der Motorblock und der Zylinderkopf unter Gas- und Massenkraftanregung Geräusche, andererseits sind diesbezüglich auch die übrigen Motorkomponenten, die Gaswechselorgane und die Nebenaggregate nicht zu vernachlässigen. Alle Einzelkomponenten tragen dabei durch spezifische Entstehungsmechanismen zur Schallemission des Gesamtaggregate bei. Das vordringlichste Ziel der Motorakustik ist es, die Mechanismen der Schallentstehung und ihre Wechselwirkungen untereinander zu analysieren sowie die Weiterleitung und die Schallabstrahlung aufzuklären. Daran anschließend sind Maßnahmen zur Beeinflussung der Schallentstehung und Weiterleitung zu entwickeln und einzusetzen, um eine wirkungsvolle Geräuschminderung zu erzielen. Im Fall der Motorakustik gliedern sich die Aufgaben in die Analyse der Kraftanregung, des Strukturübertragungsverhaltens und die Reduktion der Abstrahlung von Luftschall.

2.1 Geräuscentstehung bei Verbrennungsmotoren

Das Geräusch von Verbrennungsmotoren setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen, die auf verschiedene Anregungsmechanismen zurückzuführen sind. Abbildung 2.1 zeigt die Anteile der direkten und indirekten Schallabstrahlung von Motoren [57]. In der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich die indirekte Schallabstrahlung untersucht. Der indirekte Anteil des Luftschalls beim Motor entsteht durch die Einwirkung von dynamischen Betriebskräften (Gas-, Massen-, Stoß- und Federkräfte) auf eine elastische Motorstruktur, die dort zeitlich wechselnde Verformungen verursachen und in der Struktur weitergeleitet werden. In diesem Fall wird von Körperschall gesprochen, der an der Strukturoberfläche zur Luftschallabstrahlung führt.

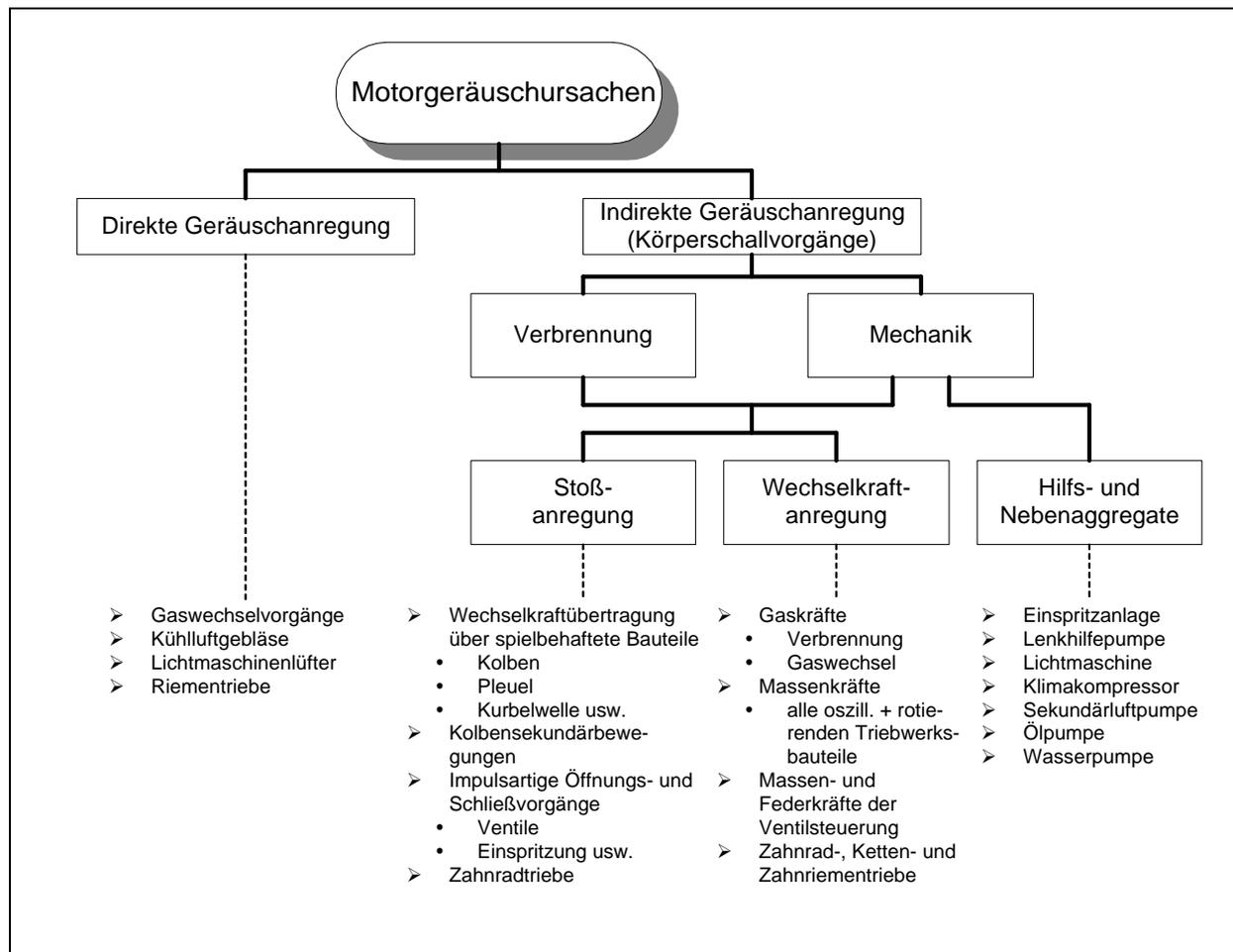


Abb. 2.1: Direkte und indirekte Geräuschregung [57]

Der indirekt erzeugte Luftschall kann zurückgeführt werden auf das direkte und indirekte Verbrennungsgeräusch [40] sowie das mechanische Geräusch diverser Motorkomponenten. Der mechanisch hervorgerufene Geräuschanteil spielt beim Dieselmotor im Betrieb unter Last eine meist untergeordnete Rolle [52]. Das Motorengeräusch wird dominiert vom direkten und indirekten Verbrennungsgeräusch.

Das indirekte Verbrennungsgeräusch entsteht z.B. im Kurbeltrieb beim Anschlagen relativ zueinander bewegter Bauteile nach dem Durchlaufen von Spielen (z.B. im Kurbeltrieb oder durch Kolbenbewegung) unter dem Einfluß von Betriebskräften (Massen-, Stoß- und Federkräfte, jedoch keine Gaskräfte) [31]. Die dadurch hervorgerufenen Anteile am Motorgesamtgeräusch werden dem mechanischem Geräusch zugeordnet, wobei der Einleitung des mechanischen Geräusches in das Kurbelgehäuse den Kurbelwellenhauptlagern eine besondere Bedeutung beizumessen ist [17].

Das direkte Verbrennungsgeräusch resultiert aus der Einwirkung des Verbrennungsdruckes auf die den Brennraum umgebenden Wände (Zylinderkopfboden, Zylinderrohr) und aus den Geräuschanteilen, die über den inneren Körperschalleitweg in das Kurbelgehäuse gelangen, ohne daß dabei Spiele durchlaufen werden [31]. Während nach Herrmann [31] und Challen [10] bei Ottomotoren der Anteil des direkten Verbrennungsgeräusches von untergeordneter Bedeutung ist, hat

auftretenden Druckgradienten sowie die zweite zeitliche Ableitung des Druckverlaufes. Der typische Verlauf eines Zylinderdruckspektrums besitzt im niedrigen Frequenzbereich einen Abfall von 20 dB/Dekade und fällt bei höheren Frequenzen bei modernen Motoren typischerweise mit 40 dB/Dekade ab [59] (Abb. 2.3).

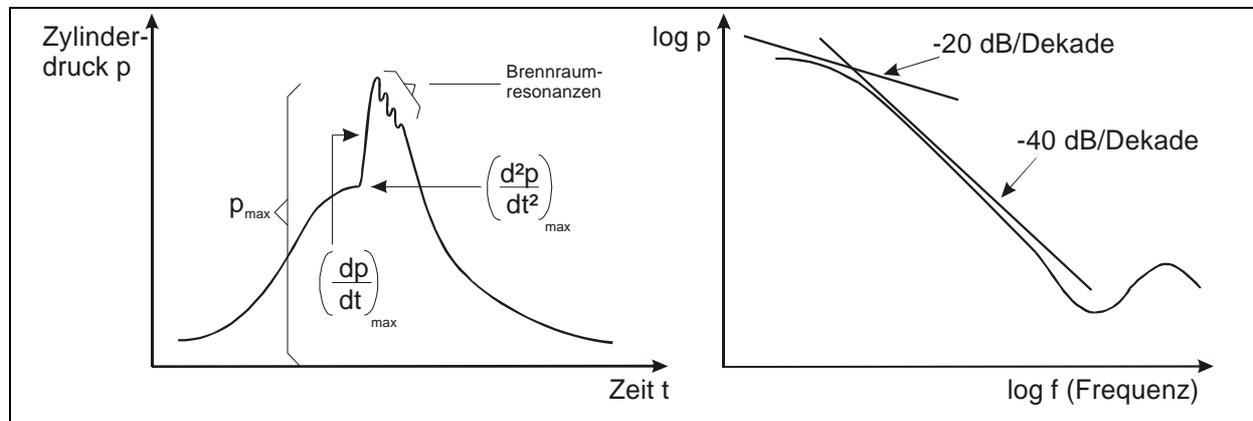


Abb. 2.3: Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruckspektrum [59]

In Untersuchungen an älteren Motoren, deren Einspritzsystem nur eine Einspritzung pro Arbeitszyklus erlaubt, können zum Teil auch Werte von nur 30 dB/Dekade festgestellt werden [45]. Dabei läßt sich nachweisen, daß bei diesen Brennverfahren der nach erfolgter Einspritzung und Gemischaufbereitung auftretende erste Druckanstieg bei Zündbeginn einen entscheidenden Einfluß auf das entstehende Motorgeräusch hat [63]. In Versuchen zeigt sich, daß eine Verlagerung des Brennbeginns nach spät zu einer Pegelabsenkung des Zylinderdruckspektrums und somit auch zu einer Reduktion des Motorengeräusches führt. Durch eine weitere Verlagerung der Verbrennung zu späteren Einspritzzeitpunkten werden jedoch die Abgasemissionen negativ beeinflusst, und es kommt unter anderem zu einer deutlichen Erhöhung der Partikelemissionen. Durch die Kombination der Verlagerung des Einspritzzeitpunktes und der Variation des Einspritzdruckes können auf diese Weise Optimierungen der Verbrennungsanregung durchgeführt und somit das als unangenehm empfundene Verbrennungsgeräusch reduziert werden [16].

Im Rahmen von Untersuchungen zur Reduktion von Abgasemissionen wird meist auch der Einfluß auf das Geräuschverhalten bewertet. Dabei kann nachgewiesen werden, daß eine hohe Abgasrückführrate (AGR) das Motorengeräusch reduziert [16,24]. Dies führt aber zugleich auch zu einer deutlichen Zunahme der Partikelemissionen. Durch die Verwendung von Turboladern zur Anhebung der spezifischen Leistung und des Drehmomentes verringern sich im Betriebsbereich mit ansteigendem Ladedruck die auftretenden Druckgradienten durch kürzere Zündverzögerungen, was sich ebenfalls positiv auf das Geräuschverhalten auswirkt. Im Bereich niedriger Drehzahlen und Lasten, wo kaum Ladedruck aufgebaut wird, kann jedoch kein Vorteil bezüglich des Geräuschverhaltens erreicht werden [29,66].

Untersuchungen zum Einfluß einer zusätzlichen Voreinspritzung zeigen deren positiven Einfluß auf das Geräuschverhalten [16,19,53], da dadurch das Spektrum des Brennraumdruckes im Frequenzbereich oberhalb 500 Hz deutlich abgesenkt werden kann. Der Pegel im Körperschall sinkt um 5 dB(A) und das Motorgesamtgeräusch um 2 dB(A). Die Reduktion findet in einem Frequenzbereich von 500 Hz bis 3200 Hz statt. Bei kleinvolumigen PKW-Motoren können durch die Voreinspritzung die Geräuschpegel im Teillastbetrieb um bis zu 3 dB(A) abgesenkt werden [36].

Während des Verbrennungsablaufes können im Brennraum Resonanzen angeregt werden, die zu einer Erhöhung des Geräuschpegels führen. Sie treten meist im Frequenzbereich zwischen 3000 Hz und 7000 Hz auf und können für als unangenehm empfundene hochfrequente und impulshaltige Anteile am Motorgesamtgeräusch verantwortlich sein, ohne jedoch den Summenpegel des Schalldrucks zu beeinflussen. Untersuchungen zur Identifikation und die Beschreibung des Einflusses auf das Motorengeräusch wurden von Schneider [59] durchgeführt. Dabei wird aufgezeigt, daß diese Raumresonanzen stark durch die Geometrie des Brennraumes und der Kolbenmulde beeinflusst werden.

Die angeführten Maßnahmen wie Turboaufladung, Voreinspritzung und Abgasrückführung können sowohl das Emissionsverhalten als auch das Geräuschverhalten positiv beeinflussen. Untersuchungen zur weiteren Reduktion der Verbrennungsanregung durch diese Technologien zeigen jedoch, daß eine Verbrennungsabstimmung unter akustischen Gesichtspunkten oft zu Nachteilen im Emissionsverhalten führen kann.

Durch die Weiterentwicklung moderner elektronischer Einspritzsysteme und der gezielten Abstimmung der zur Verfügung stehenden Parameter ist man besser in der Lage, am Beginn der Schallentstehungskette Einfluß auf den Verbrennungsprozeß zu nehmen. Die Vielzahl der Parameter stellt jedoch hohe Anforderungen an eine systematische Abstimmung des Verbrennungsprozesses zur Einhaltung der Emissionsvorschriften. Die Möglichkeiten der gezielten Abstimmung der Voreinspritzung, Einspritzzeiten und Einspritzdrücke sowie die Regelung der Abgasrückführung und Aufladung stellen aber auch ein großes Potential zur weiteren Reduktion des Verbrennungsgeräusches zur Verfügung. Die Abstimmung muß aber immer unter Berücksichtigung der Auswirkungen auf die Abgasemissionen erfolgen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll aufgezeigt werden, in welchem Maße sich eine Beeinflussung der Kraftanregung durch den Zylinderdruckverlauf auf den abgestrahlten Luftschall eines Motors auswirkt. Die Untersuchungen sollen dabei die Auswirkungen auf das Zylinderdruckspektrum bei Änderung des Zylinderdruckverlaufes näher beleuchten. Dazu werden verschiedene Parametervariationen durchgeführt, um die Einflußgrößen im Verbrennungsablauf zu identifizieren, mit denen man die Pegel des Druckspektrums absenken kann, ohne Nachteile im Emissionsverhalten in Kauf nehmen zu müssen.

Neben experimentellen Untersuchungen wird der Druckverlauf in einem weiteren Schritt analysiert und Potential zur Geräuschreduktion aufgezeigt. Dabei werden ausgehend von experimentell ermittelten Druckverläufen durch eine mathematische Formulierung Varianten des Druckverlaufes erzeugt und ihre Auswirkungen im Spektrum beschrieben. Ziel dieser Untersuchungen ist die Identifikation von Einflußgrößen, mit deren Hilfe eine Optimierung der Verbrennung unter akustischen Gesichtspunkten bereits in einer frühen Phase der Brennverfahrensentwicklung ermöglicht wird.

2.3 Das Körperschallübertragungsverhalten

Das Übertragungsverhalten der Motorstruktur bietet neben der Kraftanregung durch die Verbrennung Potential zur Beeinflussung des Geräusches. So kann man durch die Verbesserung des Übertragungsverhaltens mit Hilfe verschiedener Maßnahmen einen erheblichen Beitrag zur Reduktion des Motorengeräusches leisten [19]. Eine Maßnahme kann eine Versteifung der Struktur sein, die eine Verschiebung der Eigenfrequenzen zu höheren Frequenzen sowie meist auch eine Amplitudenreduktion bewirkt. Dies führt dazu, daß die Eigenfrequenzen in Bereiche verschoben werden, in denen mit zunehmender Frequenz die Pegel der anregenden Kräfte abfallen. Die Anhebung der Dämpfung von Strukturen ist eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung des Übertragungsverhaltens [22]. Durch die Erhöhung der Dämpfung wird dem System Energie entzogen, wobei die Reibung in Fügstellen (Fügstellendämpfung) und die molekularen Versetzungsvorgänge (Werkstoffdämpfung) die bekanntesten Dämpfungsmechanismen sind. Die Trennung von schallabstrahlenden Flächen durch Entkoppelung von der kraftführenden Struktur stellt eine weitere Möglichkeit zur Reduktion des Motorgeräusches dar [50,62,64]. Bevorzugt werden geschwindigkeitserregte Bauteile wie Zylinderkopfhauben, Steuergehäusedeckel und Ölwannen über elastische Verbindungen von der übrigen Motorstruktur abgekoppelt [18]. Eine Abkopplung von Bauteilen bedeutet jedoch einen zum Teil erheblichen Mehraufwand in der Produktion und somit erhöhte Kosten.

Im Zuge der akustischen Optimierung von Motoren an den geräuschdominierenden Bauteilen wie Motorblock oder Ölwanne treten Bauteile in den Vordergrund, die bisher aus akustischer Sicht eine eher untergeordnete Rolle spielten. Der Zylinderkopf stellt in diesem Zusammenhang eine wichtige Komponente dar. Durch den hohen Anteil der mechanischen Anregung aus dem Ventiltrieb und infolge steigender maximal auftretender Brennraumdrücke erhöht sich die Belastung und somit deren Anteil am Motorgeräusch. Nach Kalser [32] kann der Zylinderkopf bei hohen Drehzahlen und Lasten einen Anteil von bis zu 55% am Motorgesamtgeräusch beitragen. Durch die Anregung des Zylinderkopfes werden die Anbauteile wie Ventildeckel und Ansaug- sowie Abgaskrümmen

fußpunkterregt. Der Körperschall wird vom Zylinderkopf auf die Anbauteile übertragen und von diesen als Luftschall abgestrahlt, was um so kritischer ist, weil diese einen erheblichen Anteil an der gesamten abstrahlrelevanten Fläche des Motors haben. Zusätzlich ist das Zylinderkopfgeräusch aufgrund der Strukturabmessungen und der meist steifen Strukturauslegung hochfrequent und wird in vielen Fällen als unangenehm empfunden.

Beim Zylinderkopf kann der durch den Ventiltrieb hervorgerufene Anteil des Geräusches sehr hoch sein, da im Ventiltrieb funktionsbedingt hohe Beschleunigungen auftreten und Stöße unvermeidbar sind [18,19]. Zur akustisch optimalen Auslegung von Motorstrukturen wie dem Zylinderkopf sollten daher die Kräfte, die durch den Ventiltrieb hervorgerufen werden, soweit wie möglich reduziert und ihre Einleitung in die Struktur optimiert werden. Diese Kräfte können dabei Schalldruckpegel in gleicher Höhe erzeugen wie durch die Verbrennung. Während bei Ottomotoren im Frequenzbereich oberhalb 2 kHz bis 3 kHz meist die Geräuschanteile, die durch die Mechanik hervorgerufen werden, dominieren [48], geschieht dies nach Kanda [33] beim direkteinspritzenden Dieselmotor oberhalb 800 Hz durch den Anteil des Geräusches der durch die Verbrennung hervorgerufen wird. Dieser kann daher durch eine Modifikation beeinflusst werden. Leipold [38] erläutert, daß die Struktur im Frequenzbereich von 800 Hz bis 2500 Hz nicht eine besonders intensive Anregung erfährt, sondern dort eine Schwäche im Übertragungs- und Dämpfungsverhalten aufweist. Aus dieser Sicht ist es seiner Ansicht nach wünschenswert, diese Schwäche durch konstruktive Eingriffe zu beseitigen, um damit das Problem des Verbrennungsgeräusches zu reduzieren.

Berechnungen der Körperschallpegel und der Luftschallabstrahlung verschiedener Zylinderkopfstrukturen zeigen im unteren Bereich des Kopfes geringere Körperschallpegel [30]. Die durch die Verbrennung hervorgerufene Anregung trifft auf die Bodenplatte des Zylinderkopfes, die in der Regel relativ steif ausgeführt ist. Unterstützt wird diese Steifigkeit beim Zylinderkopf eines Vierventil-Motors mit Direkteinspritzung durch die Ein- und Auslaßkanäle und die in der Regel zentrale Positionierung der Einspritzdüse. Erst oberhalb des Zwischendecks, das den Wasserraum vom Ölraum mit Ventiltrieb trennt, treten Schwingungen auf, die zu einer Geräuschabstrahlung führen. Die Zylinderkopfhäube wird dabei ebenfalls zu Schwingungen angeregt. Nach Priede [46] liegt das den Luftschall dominierende Geräusch im Frequenzbereich zwischen 900 Hz und 2000 Hz. Er erwähnt bei der Aufteilung der Geräuschpfade den Zylinderkopf als einen der Motorstrukturbauteile, der direkt durch die Verbrennung angeregt wird. Zur Optimierung der durch die Anregung resultierenden Oberflächenschwingung wird vorgeschlagen, die Struktur an den geräuschabstrahlenden Stellen gezielt zu versteifen oder Körperschallbrücken zu vermeiden.

Voraussetzung zum Erreichen einer akustisch günstigen Strukturgestaltung ist eine möglichst frühe Einbeziehung akustischer Bauteilberechnungen in den Konstruktionsprozeß mit einer Empfehlung zur Optimierung der Struktur. Neben den Berechnungsergebnissen sollten zu einem frühen Zeitpunkt auch Ergebnisse aus Versuchen in die Konstruktion einfließen. Mit Hilfe dieser Versuchsergebnisse besteht die Möglichkeit, Berechnungsmodelle zu verbessern und somit den Entwicklungsprozeß effektiv zu

gestalten. Versuchsergebnisse in einem frühen Stadium der Konstruktion sind aufgrund des oft geringen Reifegrades des Gesamtaggregates in einem Akustikprüfstand mit reinen Luftschallmessungen nicht immer zufriedenstellend. Eine Alternative dazu bieten Körperschallmessungen an Teilstrukturen (z.B. Zylinderkopf) auf der Motoroberfläche.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit zur Untersuchung des Strukturübertragungsverhaltens von zwei unterschiedlichen Zylinderkopfkonzepthen werden durch reine Körperschallmessungen bereits in einem frühen Erprobungsstand vergleichende Messungen zur Optimierung der Struktur durchgeführt. Neben der Ermittlung des Strukturübertragungsverhaltens im Versuchsbetrieb werden die Konzepte der Zylinderkopfgestaltung mittels Fremdanregung in ihrem Schwingverhalten und der Abstrahlcharakteristik untersucht und die Ergebnisse abgeglichen. Die Verifikation dieser Untersuchung erfolgt in einem reflexionsarmen Prüfstand.

2.4 Signal- und Systemanalyse

Eine wichtige Fragestellung bei der Durchführung experimenteller Untersuchungen betrifft die Wahl der Analysemethodik. Durch sie wird bestimmt, welche Aussagen nach der Durchführung von Messungen aus den Daten gewonnen werden können. Prinzipiell kann dabei zwischen einer reinen Signalanalyse und einer Systemanalyse unterschieden werden [60].

Unter Verwendung von Methoden der Signalanalyse läßt sich die Antwort eines schwingungsfähigen Systems während des Betriebs beurteilen. Das System wird dabei in einem vorgegebenen Betriebszustand betrieben. Auf Basis der Meßdaten wird die Systemantwort untersucht und analysiert. Im Anschluß können dann Maßnahmen definiert werden, die für eine Verbesserung des Systems für diesen Betriebszustand geeignet erscheinen. Die Ursache der Signale, also ihre Entstehung und ihre Weiterleitung, wird dabei nicht näher analysiert und auch eine Übertragung der Ergebnisse auf weitere Betriebspunkte oder neue Strukturen ist meist nur schwer möglich. Eine Identifikation des Systemverhaltens erfolgt nicht. Dies bedeutet jedoch nicht, daß durch diese Methodik keine Geräuschminderung zu erzielen ist.

Wenn im Rahmen experimenteller Untersuchungen das Systemverhalten identifiziert wird, spricht man von einer Systemanalyse. Ziel der Systemanalyse ist die Ermittlung von relevanten Anregungsmechanismen und die Untersuchung bzw. Identifikation des Übertragungsverhaltens. Dies kann dann unabhängig von der Anregungskraft durch ein physikalisches Ersatzmodell oder ein mathematisches Modell beschrieben werden. Neben der Ermittlung des Übertragungsverhaltens ist eine Analyse der anregenden Kräfte von großer Bedeutung.

Zur Wahl einer geeigneten Analysemethodik ist es wichtig, sich über die zu erwartende Signalstruktur Klarheit zu verschaffen. Bei rein periodischen Signalen reicht dazu meist eine Betrachtung im Frequenzbereich aus, da sich das Signal über der Zeit in seiner Struktur nicht verändert.

Körper- und Luftschall von Dieselmotoren weisen dagegen im Zeitbereich neben periodischen Anteilen über ein gesamtes Arbeitsspiel (zwei Umdrehungen der Kurbelwelle) auch deutliche aperiodische Anteile auf, die durch die Impulshaltigkeit der Anregung hervorgerufen werden. Reine Pegelbetrachtungen im Frequenzbereich reichen somit für eine Signalanalyse oft nicht aus, da die zeitliche Zuordnung der einzelnen impulshaltigen Anteile im Körper- und Luftschall nicht ausreichend beschrieben wird.

In diesem Zusammenhang wird von Priede [47] und Hauser [28] erläutert, daß die Signale im Körper- und Luftschall bei Dieselmotoren einen transienten Charakter haben, der durch die aufgebrachten Kräfte der Verbrennung hervorgerufen wird. Zur Erfassung der transienten Anregung der Struktur durch die Verbrennung und zur Bewertung der Auswirkung auf das Schwingverhalten ist es erforderlich, geeignete Meß- und Analysemethoden zu verwenden, die eine Beurteilung der Anregung und des daraus folgenden Schwingverhaltens als Strukturantwort ermöglichen. Zur Erfassung und Bewertung solcher Signale werden verschiedene Verfahren beschrieben.

Aoyama [4] und Hauser [28] stellen Untersuchungen vor, bei denen die Verhältnisse der Strukturanregung infolge der Verbrennung zur Schwingantwort auf der Strukturoberfläche sowie zum abgestrahlten Luftschall betrachtet werden. Basis der Analyse bilden Messungen, bei denen alle Signale (Zylinderdruck, Körperschall und Luftschall) nur im Zeitfenster der Verbrennung eines einzelnen Zylinders erfaßt werden und damit der Einfluß benachbarter Zylinder ausgeblendet werden kann. Von Hauser wird weiterhin vorgeschlagen, dieses nun als einzelnen Impuls zu betrachtende Signal des Körperschalls durch eine erneute Periodisierung einer Analyse besser zugänglich zu machen. Auf diese Weise ist es möglich, trotz kurzer Signallänge eine schmalbandige Analyse des zu betrachtenden Einzelereignisses durchzuführen. Bei gleichzeitiger Erfassung von Zylinderdruck und Körperschallsignal kann die Auswirkung der Verbrennung auf das Schwingverhalten von jedem Zylinder zu einzelnen Körperschallmeßstellen untersucht werden. Diese Möglichkeit ist besonders für Motorteile mit hoher mechanischer Impedanz (Kurbelgehäuse, Zylinderkopf) geeignet, da die Schwingungen der betroffenen Strukturteile schnell abklingen.

Eine Signalanalyse von Einzelsignalen gibt jedoch noch wenig Aufschluß über Ansätze der weiteren Geräuschoptimierung. Erst durch die parallele Aufzeichnung und anschließende Analyse der Einzelsignale kann man das nötige Systemverständnis erhalten, um weiteres Optimierungspotential zu erschließen. Eine Möglichkeit stellt die Ermittlung von Übertragungsfunktionen dar, die ausgehend vom Zylinderdruck zum Körperschall der Struktur im ausgeschnittenen Zeitfenster ermittelt werden können.

3 Untersuchungsverfahren und Analysemethoden der Motorakustik

Die im Rahmen der Motorenentwicklung eingesetzten Untersuchungsverfahren und Methoden tragen in erheblichem Maße zu einer effizienten Geräuschreduktion bei. Eine umfassende Beschreibung von verwendeten Verfahren zur Akustikentwicklung von Motoren kann hier jedoch nicht gegeben werden. Sie werden u.a. von Priede oder Mollenhauer ausführlich dargestellt [41,46,47]. Auf die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Verfahren soll im folgenden eingegangen werden. Im wesentlichen wird dabei auf die experimentellen Untersuchungsverfahren eingegangen, die einen Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit bilden:

- Meßverfahren im Motorbetrieb
- Verfahren zur Strukturidentifikation
- Verfahren zur Analyse des Zylinderdrucks

Neben den Untersuchungsverfahren im Motorbetrieb werden die Grundlagen zur Signalverarbeitung sowie die Anwendung eines Abschätzverfahrens und die experimentelle Schallintensitätsmeßtechnik vorgestellt.

3.1 Meßverfahren im Motorbetrieb

Körperschall- und Luftschallmessungen werden in einer Vielzahl von Anwendungsfällen zur Ermittlung eines akustischen Ist-Zustandes durchgeführt und ermöglichen vergleichende Aussagen von Motoren untereinander oder den Vergleich verschiedener Varianten innerhalb des Entwicklungsprozesses. Solche Messungen dienen dabei vor allem zur Indikation von Quellen und der Quantifizierung des Motorgeräusches [60]. Um eine Vergleichbarkeit zu realisieren, werden Analysen häufig in Terz- oder Oktavauflösung durchgeführt. Eine Schmalbandanalyse mit Darstellung über der Drehzahl (Wasserfall- oder Campbell-Diagramm) liefert detaillierte Informationen zur akustischen Charakterisierung des Motorzustandes. Zur Darstellung von zeitlich strukturierten Signalen im Luftschall bieten sich zur Identifikation von speziellen Problemen die Short-Time-FFT oder Waveletanalysen an. Die Betrachtung des Zeitsignals und die Filterung in bestimmten Frequenzbereichen kann zur Darstellung des impulshaltigen Charakters eines Signals einen guten

Beitrag leisten. Zudem bleibt die exakte zeitliche Zuordnung zwischen der Anregung und der Auswirkung im Körperschall erhalten.

Der Gesamtpegel des Motorengeräusches wird im allgemeinen in einem reflexionsarmen Prüfstand an fünf Positionen in einem Abstand von 1 m rund um den Motor bestimmt und in dB(A) angegeben. Dies ist das am meisten verbreitete Verfahren, um das Motorgeräusch vergleichbar zu quantifizieren. Dabei wird das Motorgeräusch als Funktion der Drehzahl und Last unter für alle Motoren vergleichbaren und reproduzierbaren Bedingungen bestimmt. Vergleichsmessungen von Motorvarianten können somit bezüglich des Einflusses auf ihre Schallabstrahlung untersucht werden. Der Nachteil dieses Vorgehens ist jedoch, daß die eigentlichen Schwachstellen des untersuchten Motors nur unzureichend erkannt werden, da die Ursachen (Quellen) nicht identifiziert werden.

Aufgrund der komplexen Struktur eines Motors ist zu erwarten, daß einige Bereiche der Motoroberfläche einen großen Anteil zum Gesamtgeräusch beitragen. Durch die lokale Abdeckung der Oberfläche von abstrahlenden Flächen kann man den Beitrag der Fläche am Gesamtpegel des Motorgeräusches bestimmen. Diese Methode kann auch angewendet werden, indem man den gesamten Motor abdeckt und durch Aufdeckung von Teilflächen direkt den von dieser Fläche abgestrahlten Luftschall bestimmt. Man spricht in diesem Zusammenhang von einer Teilschallquellenanalyse nach der Fenster- oder Abdeckmethode. Sie ist gut dazu geeignet, den Beitrag einzelner Bauteile am Luftschall quantitativ zu bestimmen.

Die Entwicklung der Schallintensitätsmeßtechnik erlaubt heutzutage einen guten Beitrag im Prozeß der Schallquellenortung auf der Motoroberfläche. Die Grundlagen der Schallintensitätsmeßtechnik werden in Kapitel 3.6 beschrieben.

Alternative Methoden für die Untersuchung von lokalen Schwingungen auf der Motoroberfläche sind die Bestimmung der Oberflächenintensität [11], sowie die Anwendung von Laser-Scanning-Vibrometern [15].

3.2 Verfahren zur Strukturidentifikation

Neben den Methoden zur Analyse des Ist-Zustandes des Motors im Betrieb sind die Verfahren von entscheidender Bedeutung, die zur Identifikation von Struktureigenschaften im Rahmen der Optimierung des Schwingverhaltens von Motoren angewendet werden.

Von Flotho und Spessert [21] wird der Optimierungsprozeß eines Motorblocks in zwei Schritte untergliedert. Dies ist im ersten Schritt das Entwurfsstadium und im zweiten das Prototypenstadium. Im Entwurfsstadium wird mit Hilfe der FE-Methode eine Optimierung durchgeführt. Im Prototypstadium gewinnen die Modalanalyse und der Vergleich von modifizierten Motorstrukturen

mit Hilfe der Banger- oder Impulsklangmethode [21] eine zentrale Rolle. Diese Ergebnisse werden anschließend zur Umsetzung von Verbesserungsvorschlägen sowie zum Abgleich der Simulation verwendet. Dabei wird davon ausgegangen, daß bei diesen Untersuchungen von ausgeführten Modifikationen nicht nur eine qualitative, sondern auch eine (aufgrund der unterschiedlichen Rahmenbedingungen etwas eingeschränkte) quantitative Übertragbarkeit auf Versuche im gefeuerten Motorbetrieb zu erwarten ist.

In der vorliegenden Arbeit wird eine rein experimentelle Betrachtung von Strukturmodifikationen im Prototypstadium durchgeführt, deshalb werden im folgenden die Möglichkeiten der Ermittlung der Struktureigenschaften im Versuch beschrieben.

Die Modalanalyse ermöglicht die Ermittlung von modalen Parametern der Struktur (Eigenfrequenzen, Eigenformen und Dämpfung) und dient zugleich dem Abgleich von FE-Modellen zur numerischen Strukturoptimierung. Aus der Betrachtung der Schwingformen lassen sich Schwachstellen der Struktur erkennen. Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung des Strukturverhaltens ist eine Shakeranregung der Struktur an Stellen, an denen im Motorbetrieb die größten Kräfte eingebracht werden. Dieses Verfahren dient zur Identifikation von Körperschalleitwegen. Es wurde u.a. von Welte [72] angewendet, um den Einfluß unterschiedlicher Anbindungen der Kurbelwellenhauptlager beim Ottomotor zu beurteilen. Von Spessert [65] wurde das Verfahren verwendet, um den inneren Körperschalleitweg der Verbrennung beim Dieselmotor zu beschreiben. Bei beiden Autoren wird eine Körperschallanregung durch Shaker im Bereich der Kurbelwellenhauptlager eingesetzt. Die Bestimmung des Übertragungsverhaltens der Struktur am nicht betriebenen Motor erlaubt eine Analyse der Hauptübertragungswege der wirkenden Kräfte sowie deren Weiterleitung in der Struktur. Durch die Einbringung der unkorrelierten Kräfte an verschiedenen Punkten kann das Übertragungsverhalten von verschiedenen Anregungspunkten untersucht werden [70,71].

Zur Bestimmung des gesamten Übertragungsverhaltens durch die Verbrennungsanregung wurden Verfahren entwickelt, bei denen die Kraft direkt im Brennraum aufgebracht wird. Diese wird dabei entweder mit Hilfe einer Hydraulikeinheit [21] oder durch die Explosion eines eingebrachten Gases erzeugt [11]. Der Anstieg und die Form des Anregungsspektrums sollen dabei annähernd dem Verbrennungsprozeß im Betrieb entsprechen. Anderton [3] versucht mit Hilfe von experimentell ermittelten Strukturübertragungsfunktionen die Oberflächenschnelle auf der Motorstruktur durch Berechnung vorherzusagen. Diese Berechnung dient zur Abschätzung der zu erwartenden Oberflächenschnelle in Terzpegeln auf Basis von Zylinderdruckspektren. Die Linearität des Übertragungssystems von Brennraumdruck zum Körperschall konnte von Kanda [33] in einem Frequenzbereich oberhalb 500 Hz mit Hilfe der Kohärenz-Methode nachgewiesen werden.

Von Spessert [65] wird hervorgehoben, daß eine Vorhersage der Auswirkungen von einzelnen Modifikationen am Kurbelgehäuse bzw. Motorblock auf das Schwingverhalten aufgrund allgemeiner

Gleichungen oder konstruktiver Regeln bisher nicht möglich ist. Für jede grundlegende Modifikation sollte die Wirksamkeit der Maßnahme durch verschiedene Verfahren verifiziert werden.

Als Verfahren dazu haben sich

- Nachmessungen im gefeuerten Motorbetrieb,
- rechnerische Überprüfung mit Hilfe der Finiten-Element Methode und
- Nachprüfung in Prinzipversuchen mit der Modalanalyse

als sinnvoll erwiesen.

3.3 Analyseverfahren des Zylinderdruckverlaufs

Für die Anregung der Motorstruktur beim direkteinspritzenden Dieselmotor ist der Zylinderdruckverlauf maßgebend. Das Spektrum des Zylinderdrucks wird von verschiedenen aus dem zeitlichen Verlauf ableitbaren Größen bestimmt. Nach Flotho und Spessert [20] wird das Spektrum des Zylinderdrucks in Abhängigkeit von der Drehzahl (n) bis zu einer Frequenz von ca. $10 \cdot n$ vom Spitzendruck p_{\max} und bis zu einer Frequenz von $40 \cdot n$ vom maximalen Druckanstieg $(dp/dt)_{\max}$ bestimmt, darüber hinaus vom Maximum der Druckanstiegsgeschwindigkeit $(dp^2/dt^2)_{\max}$ (Abb.3.1).

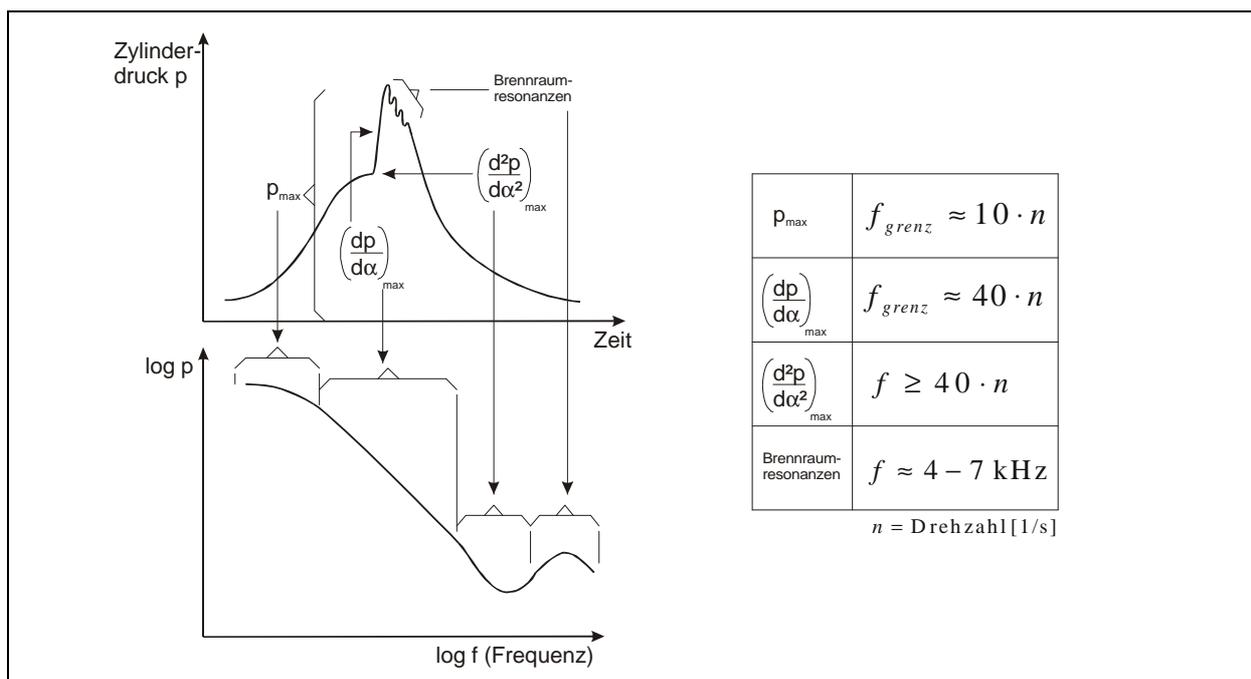


Abb. 3.1: Zylinderdruckverlauf und Zylinderdruckspektrum [20]

In der Praxis der Verbrennungsentwicklung wird der Druckanstieg sowie die Druckanstiegsgeschwindigkeit meist in Abhängigkeit des Kurbelwinkels α angegeben ($dp/d\alpha$ bzw. $dp^2/d^2\alpha$). Da bei konstanter Drehzahl $\alpha \sim t$ ist, können beide Angaben bei bekannter Drehzahl ineinander umgerechnet werden. Für den A-bewerteten Pegel des Motorgeräusches sind in der Praxis die durch Druckanstieg bzw. Druckanstiegsgeschwindigkeit bestimmenden Frequenzbereiche von 800 Hz bis zu 7 kHz maßgebend. Bei höheren Frequenzen kann es zudem zur Ausbildung von Eigenschwingungen im Brennraum kommen, die zu einem Anstieg im Anregungsspektrum führen und die Lästigkeit des Motorgeräusches erhöhen [55,59,73]. Der für ein geringeres Geräusch günstigere Verbrennungsablauf wird demnach durch einen Zylinderdruckverlauf mit niedrigen Druckgradienten erreicht und ist somit stark von den Bedingungen im Brennraum bei Zündbeginn abhängig [35]. Das Motorgeräusch kann durch eine Optimierung des Zylinderdruckverlaufs beeinflusst werden, solange die Verbrennung einen dominierenden Anteil am Gesamtgeräusch hat. Der Geräuschanteil, der durch die Verbrennung entsteht, wird bei einer Vielzahl von untersuchten Motoren im Frequenzbereich von 800 Hz bis zu 3 kHz als dominierende Anregungsquelle beschrieben [15,41,72] und stimmt so mit dem Frequenzbereich überein, in dem im Luftschall meist die höchsten Pegel auftreten.

Zur Bewertung der Kraftanregung der Motorstruktur durch den Zylinderdruckverlauf werden im wesentlichen drei verschiedene Verfahren angewendet:

- Korrelationsanalyse
- Berechnung des direkten Verbrennungsgeräusches mit Hilfe des Strukturdämmmaßes
- Kohärenzanalyse und Bestimmung der Übertragungsfunktionen

Allen Verfahren liegt dabei zu Grunde, daß versucht wird, aus der Beurteilung der im Zylinder ablaufenden Verbrennung eine Aussage über das zu erwartende Geräuschverhalten des Motors zu treffen.

Korrelationsanalyse

Mit Hilfe von Korrelationsanalysen lassen sich Abhängigkeiten in einem System betrachten. Die Eingangs- und Ausgangsgrößen des Systems sind dabei frei wählbar. Ziel des Einsatzes der Korrelationsanalyse ist die Identifikation von Zusammenhängen zwischen Ursache (Verbrennung) und Auswirkung (Luftschall). Als Eingangsgröße wird dabei meist auf thermodynamische Größen der Verbrennung zurückgegriffen [27,55], wie z.B.:

- maximaler Spitzendruck
- maximaler Druckgradient ($dp/d\alpha$)
- zweite Ableitung des Druckverlaufes ($d^2p/d\alpha^2$)
- indizierter Mitteldruck (p_{mi})

Diese aus dem Druckverlauf gewonnenen Kenngrößen werden mit Größen im Luftschall korreliert. Dabei können Korrelationen zum gemessenen Summenpegel oder zu Pegeln einzelner Frequenzbänder sowie Terz- oder Oktavpegeln hergestellt werden.

Von Schlünder [55] werden Korrelationsanalysen an einem direkteinspritzenden Dieselmotor vorgestellt, bei denen thermodynamische Kenngrößen des Verbrennungsprozesses mit dem Summenpegel sowie dem Pegel von zwei Frequenzbereichen (3-5,8 kHz bzw. 5,8-9 kHz) korreliert werden. Es kann gezeigt werden, daß die höchsten Korrelationskoeffizienten ($k = 0,8$) bei der Betrachtung vom maximalen Druckgradient zum Summenpegel ermittelt werden. Die Auswertung von Korrelationsanalysen erlaubt die Ermittlung von Parametern, durch die sich der Pegel des Motorengeräusches beeinflussen läßt. Eine Anwendung der Korrelationsanalyse bei Einspritzsystemen, die mehrere Einspritzvorgänge pro Arbeitsspiel zulassen, gestaltet sich schwierig, da sich die Anzahl der möglichen Parameter erhöht und die Komplexität der Analyse zunimmt.

Leipold [37] spricht im Zusammenhang mit den Verfahren zur Beurteilung des Verbrennungsgeräusches von direkten und indirekten Verfahren. Die Korrelationsanalyse wird dabei zu den indirekten Verfahren gezählt, da eine Bewertung auf Basis von Messungen der Ausgangsgrößen (Luft- oder Körperschall) gemacht wird. Es wird die Überlagerung von Geräuschanteilen des direkten und indirekten Verbrennungsgeräusches sowie von mechanischen Geräuschen (z.B. Ventiltrieb) gemeinsam bewertet. Eine Trennung der Einzelanteile ist nicht möglich.

Berechnung des direkten Verbrennungsgeräusches mit Hilfe des Struktur-Übertragungsmaßes

Neben den Korrelationsanalysen ist die Berechnung des direkten Verbrennungsgeräusches mit Hilfe des Struktur-Übertragungsmaßes eines der am häufigsten verwendeten Verfahren zur Beurteilung der Verbrennungsanregung. Nach Leipold [37] zählt diese Methode zu den direkten Verfahren der Beurteilung der Verbrennungsanregung. Das bedeutet, daß der Zylinderdruck hinsichtlich seines Einflusses auf das Motorengeräusch direkt bewertet wird. Eine Berücksichtigung weiterer Geräuschanteile erfolgt nicht.

Zur Untersuchung des direkten Verbrennungsgeräusches wird hinsichtlich der Motorstruktur häufig von der Modellvorstellung eines linearen Übertragungssystems ausgegangen [57], was auch von Kanda [33] bestätigt wird. Zur Ermittlung des Übertragungsmaßes wird der Zylinderdruck als Eingangssignal und der im Abstand von einem Meter gemessene Luftschall als Ausgangssignal

verwendet. Kennzeichnend für das Übertragungsverhalten ist das Übertragungsmaß $L_{\ddot{u}}$, das aus der Differenz der Pegel von Eingangssignal und Ausgangssignal gebildet wird. Das Übertragungsmaß ist dabei eine Funktion der Frequenz und wird meist in Terzbandbreite angegeben [51]. Die Bestimmung des Übertragungsmaßes beruht auf der Messung verschiedener Motoren und man erhält so ein Standardübertragungsmaß, mit dem die Kraftanregung durch die Verbrennung bei unterschiedlichen Motoren vergleichbar ermittelt werden kann. Vereinfachend wird meist vorausgesetzt, daß der Anteil des mechanischen Geräusches bei Veränderung der Verbrennung sich nicht in seinem Pegel ändert und der Anteil des mechanischen Geräusches unter dem des Verbrennungsanteils liegt.

Von Russel [51,52] wird das in Terzpegeln ermittelte Übertragungsmaß in einen stetigen Funktionsverlauf überführt. Somit wird ermöglicht, schmalbandig ermittelte Druckspektren mit dem Übertragungsmaß zu gewichten (Abb. 3.2). Unterschiede im spektralen Verlauf des direkten Verbrennungsgeräusches treten so deutlicher hervor. Zur einfachen Bewertung der Verbrennungsanregung wird vom ermittelten direkten Verbrennungsgeräusch der Summenpegel gebildet und als Vergleichswert herangezogen.

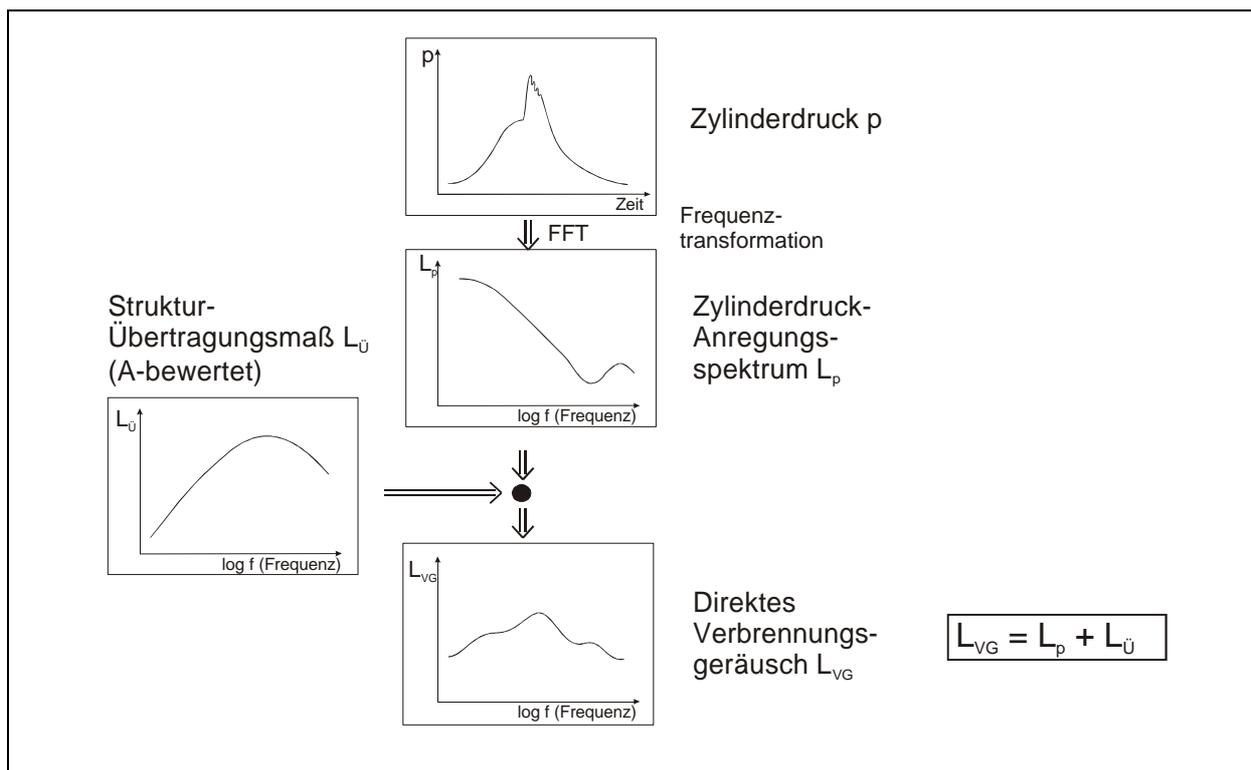


Abb. 3.2: Zusammenhang Verbrennungsgeräusch, Zylinderdruckspektrum, Übertragungsmaß [57]

Die Auswertung des direkten Verbrennungsgeräusches und die Angabe eines Summenpegels reduziert die Komplexität des ermittelten Anregungsspektrums. Durch dieses Verfahren werden jedoch die Pegelanteile bei höheren Frequenzen nur unzureichend bzw. gar nicht bewertet. So kann zum Beispiel die Reduktion des Pegels oberhalb 2 kHz zu einer deutlichen Verbesserung des Motorengeräusches in diesem Frequenzbereich führen. Der Summenpegel wird hingegen dadurch nicht oder nur wenig

beeinflußt, da er von anderen Frequenzbereichen dominiert wird. Pischinger [44] zeigt in Untersuchungen, daß bei der Bildung der Differenz vom Zylinderdruckspektrum zum Spektrum des abgestrahlten Schalldrucks Unregelmäßigkeiten bezüglich der Annahme eines linearen Übertragungssystems auftreten. Daraus schloß er, daß die bestehende Modellvorstellung der Existenz eines auf die beschriebene Art ermittelten Dämmmaßes für die Betrachtung der gesamten Motorstruktur zu überdenken sei [44].

Ermittlung von Übertragungsfunktionen und Kohärenzanalyse

Bei der Analyse des Übertragungsverhaltens von Systemen wird häufig die Ermittlung der Übertragungsfunktion und die Bestimmung der Kohärenz angewendet [55]. Dabei wird ein einfaches kausales, lineares und zeitinvariantes Systemverhalten vorausgesetzt (Abb. 3.3). Als Eingangssignal wird der Zylinderdruckverlauf und als Ausgangssignal je nach Anwendungsfall ein Luft- oder Körperschallsignal verwendet. Das Ausgangssignal wird dabei durch das Übertragungsverhalten der Struktur, sowie durch eventuell vorhandene Störanteile bestimmt. Die signalanalytische Beschreibung zur Ermittlung von Übertragungsfunktionen wird in Kap. 3.4 angegeben.

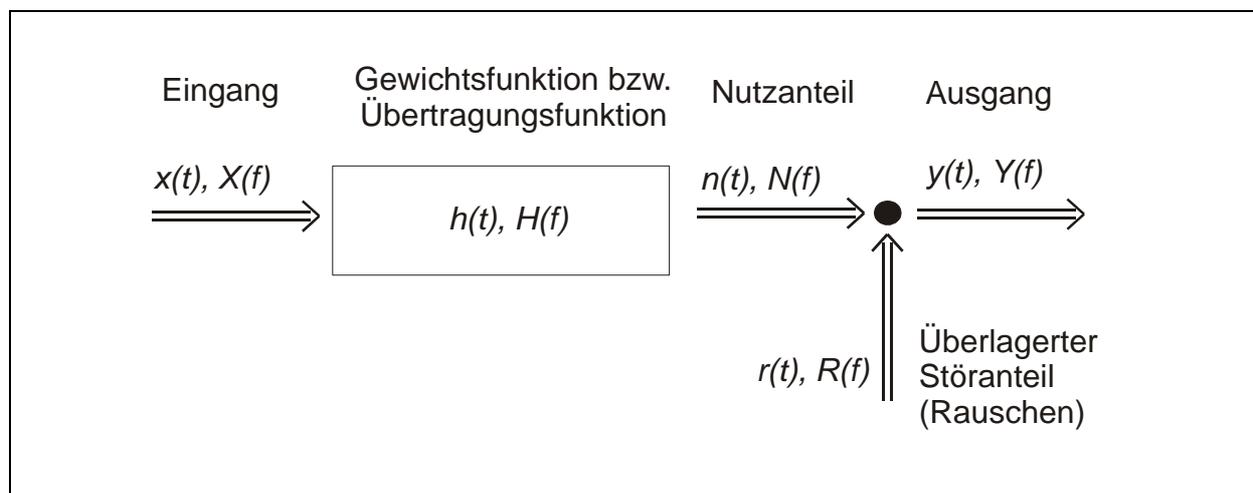


Abb. 3.3: Übertragungssystem [55]

Für die Ermittlung der Übertragungsfunktion müssen dabei zwei Grundvoraussetzungen erfüllt sein:

- Der Störanteil wird nicht vom Eingangssignal verursacht.
- Das Übertragungssystem muß den Voraussetzungen für die Beschreibung durch eine lineare Differentialgleichung genügen („lineares System“).

Überträgt man diese allgemeine Systembetrachtung auf den Anwendungsfall zur Beurteilung des Einflusses der Zylinderdruckanregung als Eingangssignal auf ein Ausgangssignal (z.B. Körperschall), so entspricht der Nutzanteil des Ausgangssignals dem Anteil, der durch den Zylinderdruckverlauf hervorgerufen wird. Der Störanteil beinhaltet dabei den mechanischen Geräuschanteil. Die Ermittlung einer Übertragungsfunktion mit Hilfe der digitalen Signalverarbeitung ermöglicht über eine reine Amplitudenbetrachtung auch die Identifikation von Frequenzanteilen im Ausgangssignal, die nicht oder nur gering durch den Zylinderdruckverlauf hervorgerufen werden. Dies kann durch die Betrachtung der ermittelten Kohärenz erfolgen. Die Kohärenz wird, wie auch das Ein- und Ausgangssignal, über der Frequenz angegeben. Sie wird $g^2 = 1$, wenn das Ausgangssignal durch das Eingangssignal hervorgerufen wird. Kleinere Werte, bis hin zu Null, ergeben sich durch die Überlagerung des Ausgangssignals mit Störsignalen bzw. Signalanteilen, die nicht durch das betrachtete Eingangssignal hervorgerufen werden.

Zur Ermittlung von Optimierungsmaßnahmen zur Reduktion der Kraftanregung durch den Verbrennungsprozeß müssen das Anregungsspektrum, das Übertragungsverhalten und der resultierende Luftschall analysiert werden. Zur Ermittlung des Potentials können verschiedene Methoden angewendet werden:

Reduktion des Eingangsignals:

- Analyse des Zylinderdruckverlaufes und Bewertung von Möglichkeiten zur Reduktion des Pegels des Zylinderdruckspektrums

Reduktion der Körperschallübertragung:

- Ermittlung des Struktur-Übertragungsverhaltens zur Beurteilung der Körperschallübertragung der durch den Verbrennungsprozeß eingeleiteten Kräfte bis zur Motoroberfläche

3.4 Signalanalyse – Definitionen und Anwendung

Die Anwendung der digitalen Signalanalyse ist bei der Auswertung akustischer und schwingungstechnischer Daten neben den statistischen Verfahren wie Mittelwertbildung, Ermittlung von Standardabweichungen und anderen Größen von großer Bedeutung. Durch sie ist es möglich, die Beziehungen zwischen Ein- und Ausgangssignalen eines Systems und damit seine dynamischen Eigenschaften vollständig zu beschreiben. Die allgemeine Formulierung der Signalanalysetheorie geht von linearen, zeitinvarianten und kausalen Systemen aus [7,8].

Durch die Signalanalyse ist es möglich, das komplexe Übertragungsverhalten von Systemen in einzelne Frequenzbereiche zu unterteilen, mit denen sich das System identifizieren lässt. Das dadurch erhaltene Ergebnis kann für eine gezielte Geräuschminderung verwendet werden. Typische Anwendungsgebiete der Signalanalyse umfassen dabei [7]:

1. Bestimmung der Systemeigenschaften aus Eingangs- und Ausgangssignalen
2. Vorhersage von Ausgangssignalen aus den Systemeigenschaften und Eingangssignalen
3. Identifikation von Eingangssignalen aus den Ausgangssignalen und den Systemeigenschaften

Im folgenden werden einzelne Funktionen der Signalanalyse näher erläutert.

Zeitsignale $x(t)$ und $y(t)$ und Frequenzspektren $X(f)$ und $Y(f)$

Basis der Signalanalyse ist die Fouriertransformation. Durch sie ist die Überführung von Zeitsignalen in den Frequenzbereich und umgekehrt möglich. Für die Transformation in den Frequenzbereich lässt sich dieser Zusammenhang durch die Gleichung

$$X(f) = \mathfrak{F}[x(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.1)$$

beschreiben. Die Fouriertransformierte einer reellen Funktion $x(t)$ ist eine komplexe Funktion $X(f)$. Die rechentechnische Darstellung auf Digitalrechnern wird als Diskrete Fourier Transformation (DFT) bezeichnet, wobei X_k das endliche Frequenzspektrum der diskreten Stützstellen der Zeitfunktion x_n darstellt und mit dem Index k die Stützstellen im Frequenzbereich bezeichnet werden:

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x_n \cdot e^{-j \frac{2\pi nk}{N}} \quad (k = 0, 1, \dots, N-1) \quad (3.2)$$

Zur Durchführung der DFT ist die Fast Fourier Transformation (FFT) der am häufigsten eingesetzte Rechenalgorithmus [9].

Zeit- und Frequenzbereich sind über die Fouriertransformation (\mathfrak{F}) bzw. die inverse Fouriertransformation (\mathfrak{F}^{-1}) miteinander verknüpft. Die Rücktransformation vom Frequenz- in den Zeitbereich lässt sich durch die Gleichung

$$x(t) = \mathfrak{S}^{-1}[X(f)] = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) \cdot e^{j2\pi ft} df \quad (3.3)$$

beschreiben.

Die Frequenzspektren der Zeitsignale enthalten die Real- und Imaginärteile bzw. die Beträge und Nullphasenwinkel der Amplitudenvektoren für die berechneten diskreten Frequenzstützstellen. Der Informationsgehalt im Frequenzspektrum eines Signals ist identisch mit dem des Zeitsignals.

Die Frequenzspektren von Eingangssignal $X(f)$ bzw. $Y(f)$ bilden die Grundlage für alle weiteren Berechnungen der digitalen Signalanalyse.

Das Abtasttheorem nach Shannon, nach dem die Abtastfrequenz mindestens doppelt so hoch gewählt werden muß wie die höchste im Signal enthaltene Frequenz, ist bei der Aufzeichnung von Zeitsignalen besonders zu beachten. Vor der Digitalisierung sollten daher zur Begrenzung des Frequenzbereichs analoge Vorfilter (sog. Anti-Aliasing-Filter) eingesetzt werden [7]. Für die Transformation von Zeitsignalen in den Frequenzbereich werden diese in einzelne Zeitabschnitte gleicher Länge T_F (Zeitfenster) unterteilt. In der Motorakustik ist es vorteilhaft, die Fensterlängen dem motoreigenen Zyklus anzupassen, d.h. in der Regel wird die Fensterlänge ein Viertakt-Arbeitsspiel bzw. zwei Umdrehungen der Kurbelwelle betragen. Zur Analyse von kurzzeitig auftretenden Signalen, die von Zylinder zu Zylinder variieren können, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, den zu analysierenden Ausschnitt auf den entsprechenden Zeitausschnitt des Ereignisses zu begrenzen. Zweckmäßigerweise wird dies in Grad Kurbelwinkel vor bzw. nach dem zu erwartenden Ereignis, der Verbrennung, durchgeführt [2,4,44]. Auf Basis dieser Vorgehensweise wird es möglich, unerwünschte Störanteile zu unterdrücken, so daß die Abhängigkeiten von Eingangssignalen im interessierenden Zeitausschnitt besser analysiert werden können.

Auto- oder Wirkleistungsspektrum $S_{xx}(f)$ und $S_{yy}(f)$

Das Autoleistungsspektrum von Eingangssignal bzw. Ausgangssignal berechnet sich nach den Gleichungen

$$S_{xx}(f) = X^*(f) \cdot X(f) \quad (3.4)$$

und

$$S_{yy}(f) = Y^*(f) \cdot Y(f). \quad (3.5)$$

Durch die Multiplikation mit dem konjugiert komplexen Spektrum geht der Imaginärteil und damit die Phaseninformation verloren. Dieser Informationsverlust verhindert eine Umkehr dieser Operation.

Das Autoleistungsspektrum wird für Aussagen über den Frequenzgehalt der analysierten Signale herangezogen. Gebräuchlicher ist jedoch hierfür die Darstellung mit Hilfe des sogenannten RMS-Spektrums, das sich aus dem einseitigen Autoleistungsspektrum errechnen läßt:

$$X_{RMS}(f) = \sqrt{G_{XX}(f)} \quad (3.6)$$

Wie jedes Spektrum wird auch das Autoleistungsspektrum normalerweise als einseitiges Spektrum ($f \geq 0$) dargestellt, wobei dann gilt:

$$G_{XX}(f) = S_{XX}(f) \quad \text{bzw.} \quad G_{YY}(f) = S_{YY}(f) \quad \text{für } f = 0 \quad (3.7)$$

und

$$G_{XX}(f) = 2 \cdot S_{XX}(f) \quad \text{bzw.} \quad G_{YY}(f) = 2 \cdot S_{YY}(f) \quad \text{für } f > 0 \quad (3.8)$$

Kreuzleistungsspektrum $S_{xy}(f)$

Das Kreuzleistungsspektrum kann in Analogie zum Autoleistungsspektrum nach der Gleichung

$$S_{XY}(f) = X^*(f) \cdot Y(f) \quad (3.9)$$

berechnet werden. Das Ergebnis bleibt komplex und die gesamte Information (Betrag und Phase) bleibt erhalten. Wie beim Autoleistungsspektrum werden im allgemeinen die Kreuzleistungsspektren aus allen Zeitfenstern gemittelt. Das Kreuzleistungsspektrum wird meist als Basis für weiterführende Berechnungen herangezogen, da sein Phasengang identisch dem des Frequenzganges ist.

Frequenzgang $H(f)$

Der Frequenzgang (häufig auch als Übertragungsfunktion bezeichnet) ist die wohl am häufigsten verwendete Funktion in der digitalen Signalanalyse. Er dient zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Systemen, wobei in der Regel das System durch Einzelfrequenzgänge zwischen

jeweils zwei Meßpunkten beschrieben wird. In der Strukturakustik wird zur Systemidentifikation als Eingangsgröße $x(t)$ eine Kraft gewählt, während als Ausgangsgröße $y(t)$ meist die aus der Kraftanregung resultierenden Beschleunigungen, Schwingschnellen oder Auslenkungen herangezogen werden. Bei bekanntem Frequenzgang eines Systems kann theoretisch aufgrund einer beliebig vorgegebenen Anregung die Schwingungsantwort an jeder Meßstelle der Struktur berechnet werden. Die anschauliche Beziehung zur Berechnung der Übertragungsfunktion lautet wie folgt:

$$H(f) = \frac{Y(f)}{X(f)}. \quad (3.10)$$

Diese Funktion liefert jedoch nur unter idealen Bedingungen exakte Ergebnisse. In der Praxis sind die aufgezeichneten Signale durch Störsignale beeinträchtigt, so daß vielfach zwei Varianten der obigen Gleichung für die Berechnung der Übertragungsfunktion eingesetzt werden, bei denen durch Mittelung von Kreuzleistungsspektren nicht korrelierte Signalanteile unterdrückt werden. Durch Erweiterung von Gl. 3.10 mit den konjugiert komplexen Spektren $X^*(f)/X^*(f)$ erhält man

$$H_1(f) = \frac{S_{XY}(f)}{S_{XX}(f)}. \quad (3.11)$$

Diese Beziehung wird angewendet, wenn die Eingangsgröße $x(t)$ störungsfreier als die Ausgangsgröße $y(t)$ ermittelt werden kann. Durch Erweiterung von Gl. 3.10 mit dem Quotienten $Y^*(f)/Y^*(f)$ erhält man

$$H_2(f) = \frac{S_{YX}(f)}{S_{YY}(f)}. \quad (3.12)$$

Diese Beziehung wird angewendet, wenn das Ausgangssignal störungsfreier als das Eingangssignal vorliegt. Sind die beiden Zeitsignale $x(t)$ und $y(t)$ vollständig kohärent, so gilt

$$H(f) = H_1(f) = H_2(f). \quad (3.13)$$

Bei bekanntem Frequenzgang kann die Sprungantwort (oder Gewichtsfunktion) des Systems durch eine inverse Fouriertransformation ermittelt werden. Damit ist es möglich, bei Kenntnis des Frequenzgangs durch Faltung im Zeitbereich das Ausgangssignal zu berechnen.

$$y(t) = \int_0^{\infty} h(\mathbf{t}) x(t - \mathbf{t}) d\mathbf{t} \quad (3.14)$$

Kohärenzfunktion $g^2_{XY}(f)$

Diese Funktion ist ein Maß für den Grad der linearen Abhängigkeit zweier Signale, aufgetragen über der Frequenz. Sie berechnet sich nach der Gleichung

$$g^2_{XY}(f) = \frac{|G_{XY}(f)|^2}{G_{XX}(f) \cdot G_{YY}(f)}, \quad (3.15)$$

bzw. sie kann aus dem Quotienten $H_1(f)/H_2(f)$ errechnet werden:

$$g^2_{XY}(f) = \frac{H_1(f)}{H_2(f)}. \quad (3.16)$$

Bei vollständiger linearer Abhängigkeit ergibt sich für die Kohärenz im gesamten Frequenzbereich der Wert eins. Bei vollständiger Unabhängigkeit des Ausgangs- vom Eingangssignal wird der Wert der Kohärenzfunktion null. Die Kohärenz bei einem realen Schwingungssystem besitzt in der Regel nie den Wert eins, da immer unkorreliertes Rauschen in den Meßpunkten $x(t)$ und/oder $y(t)$ vorhanden ist, das System nichtlineares Verhalten aufweist oder das Ausgangssignal durch nicht berücksichtigte Eingangssignale beeinflusst wird.

3.5 Abschätzverfahren und Anwendbarkeit

Ein von Föller [23] entwickeltes Verfahren zur Abschätzung des zu erwartenden Spektrums einer Kraftanregung auf Basis weniger Parameter, die aus dem Zeitverlauf der wirkenden Kraft ermittelt werden können, soll für die Anwendbarkeit auf Zylinderdruckverläufe untersucht werden. Die Ermittlung der Parameter zur Abschätzung des Spektrums der Kraftanregung wird nachfolgend erläutert.

Das Verfahren beruht auf der Auswertung des zeitlichen Verlaufs einer Kraft sowie deren Ableitungen. Aus diesen Verläufen lassen sich Parameter zur Abschätzung des Anregungsspektrums bestimmen und ein Kurvenzug ableiten, der eine Einhüllende des zu erwartenden Pegelverlaufes des

Signals darstellt, die mit steigender Frequenz im Pegel abfällt. Der Abfall wird dabei stark von der Ableitbarkeit des Zeitverlaufes bzw. von der Höhe der auftretenden Gradienten bestimmt. Der Grad der Ableitbarkeit richtet sich nach den Sprungstellen der abgeleiteten Funktion. Die Entwicklung wird mit derjenigen Ableitung abgebrochen, die erstmals Unendlichkeitsstellen aufweist. Zur Veranschaulichung dient der in Abb. 3.4 dargestellte zeitliche Kraftverlauf mit der Periodendauer T und der Kraftamplitude F sowie den ersten beiden Ableitungen. Daraus ergeben sich die im folgenden mit $S_k^{(n)}$ bezeichneten Parameter. Dies sind die k-ten Sprunghöhen der n-ten Ableitung. Der Parameter $H_k^{(n)}$ beschreibt die Differenz zwischen benachbarten Maxima und Minima der zeitlichen Funktion $F(t)$ und deren Ableitungen $F^{(n)}(t)$. Weiter charakterisiert der Koeffizient I die Impulsfläche der Zeitfunktion und stellt somit ein Maß für den Energieinhalt der Funktion im Zeitbereich dar.

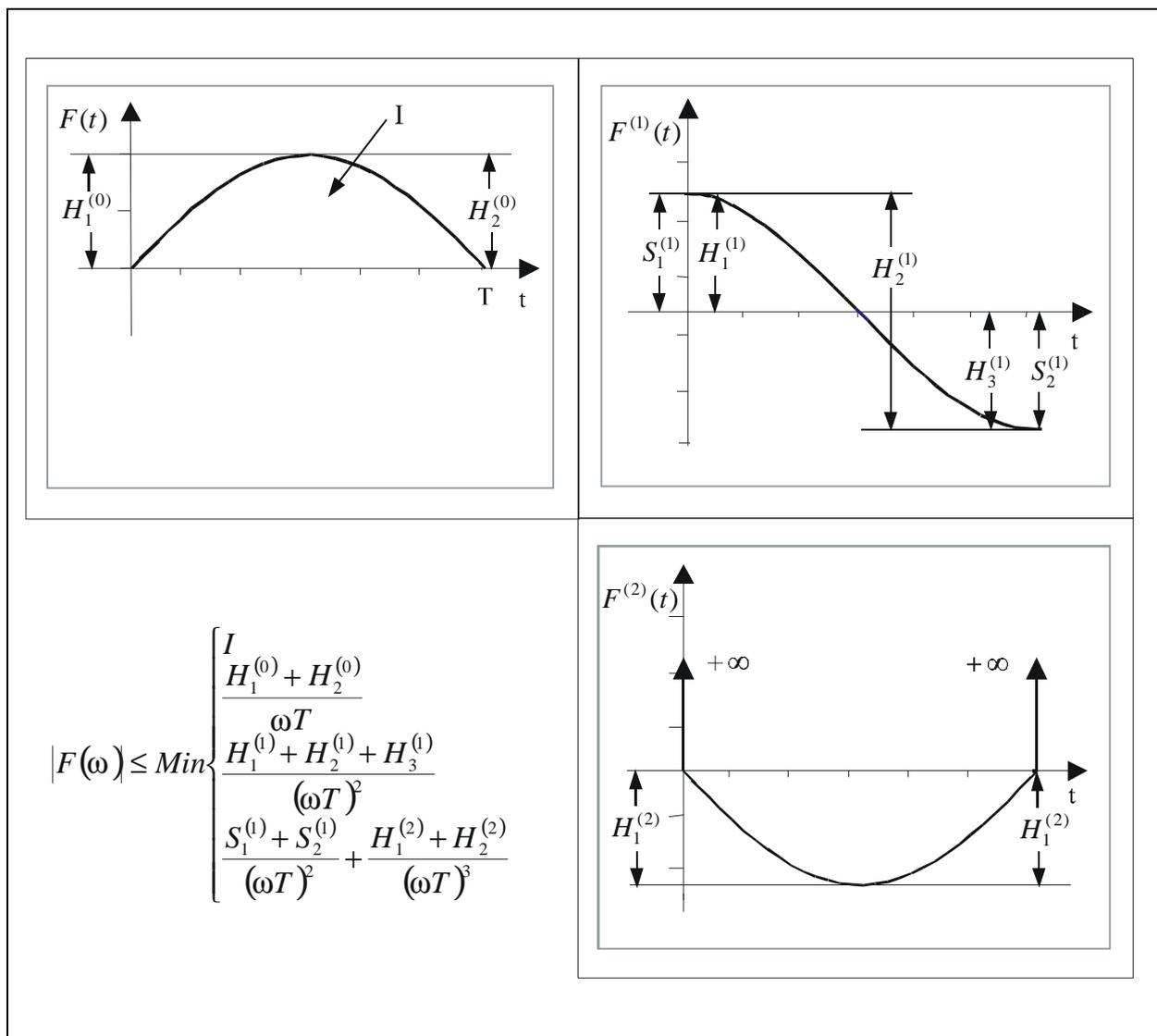


Abb. 3.4: Ermittlung von Parametern zur Abschätzung des Anregungsspektrums

Die in dem Abschätzverfahren aufgeführten Parameter lassen sich nach [23] in allgemeiner Form durch nachfolgende Ausdrücke bestimmen:

$$\text{Impulsfläche:} \quad I = \int_0^T |F(t)| dt \quad (3.17)$$

$$\text{Extremwerte:} \quad H^{(n)} = T^{n+1} \sum_1^k |\Delta F_k^{(n)}(t)| = T \sum_1^k H_k^{(n)} \quad (3.18)$$

$$\text{Sprungstellen:} \quad S^{(n)} = T^{n+2} \sum_1^k |\Delta F_k^{(n)}(t)| = T^2 \sum_1^k S_k^{(n)} \quad (3.19)$$

Durch die Pegelbildung der ermittelten Werte läßt sich das Amplitudendichtespektrum quantitativ abschätzen. Die einzelnen Werte stellen, als Funktion von ωT aufgefaßt und doppelt logarithmisch aufgetragen, Geradenzüge dar. Um das leistungsorientierte Anregungsspektrum zu konstruieren, trägt man die Pegelwerte der jeweiligen Koeffizienten an der Stelle $\omega T = 1$ auf. Die Steigung der Geraden wird dabei durch die Potenz (ωT) bestimmt. In der für die Anwendung zweckmäßigen Pegeldarstellung (als Intensitätsspektrum) stellt sich die Einhüllende des Anregungsspektrums folgendermaßen dar:

$$L_F \leq \text{MIN} \begin{cases} L_I \\ L_{H^{(0)}} - 20 \log(\omega T) \\ L_{H^{(1)}} - 40 \log(\omega T) \\ (L_{S^{(1)}} - 40 \log(\omega T)) + (L_{H^{(2)}} - 60 \log(\omega T)) \end{cases} \quad (3.20)$$

Der so erhaltene Kurvenzug zeigt eine Einhüllende als obere Abschätzung des zu erwartenden Spektrums des Kraftverlaufes. Vorteil dieses Verfahrens ist, daß man auf eine einfache Art eine zumindest grobe Abschätzung des zu erwartenden Spektrums erhält. Die Analyse beschränkt sich dabei auf die Auswertung weniger Parameter des Kraftverlaufes.

Das Ziel ist es, basierend auf diesen Erkenntnissen, den Verlauf der anregenden Kräfte so zu beeinflussen, daß zum einen die Amplituden der Anregung klein gehalten werden und zum anderen der Grad der Ableitbarkeit hoch ausfällt. Bei einer Variation des zeitlichen Verlaufs der Kraftanregung erhält man einen schnellen Überblick über das zu erwartende Anregungsspektrum.

3.6 Experimentelle Schallintensitätsuntersuchung

Neben der Messung von Luft- und Körperschall ist die Kenntnis der Charakteristik des abgestrahlten Luftschalls zur Erzielung einer Geräuschreduktion von großer Bedeutung. Für eine Reduktion ist es wichtig, Flächen der Struktur zu identifizieren, die einen hohen Beitrag zur Abstrahlung des Luftschalls liefern. Die Messung der Schallintensität liefert dazu gute Aussagen, da mit ihrer Hilfe die Abstrahlcharakteristik bestimmt werden kann. Durch die Nutzung der Richtungsinformation kann insbesondere bei Messungen nahe der Oberfläche der Struktur auf stark abstrahlende Bereiche geschlossen werden.

Von Crocker, Kollmann, Schösser und anderen [15,34,60,13] werden die Grundlagen und Anwendungen der Intensitätsmeßtechnik beschrieben und sollen hier kurz erläutert werden.

Der momentane Schallintensitätsvektor $\underline{j}(t)$ wird durch

$$\underline{j}(\underline{x}, t) := p(\underline{x}, t) \cdot \underline{v}(\underline{x}, t) \quad (3.21)$$

mit dem Geschwindigkeitsvektor

$$\underline{u}(\underline{x}, t) = \hat{u}(\underline{x}) \cos(\mathbf{w}t + \mathbf{j}_1) \quad (3.22)$$

und dem Schalldruck

$$p(\underline{x}, t) = \hat{p}(\underline{x}) \cos(\mathbf{w}t + \mathbf{j}_2) \quad (3.23)$$

am Ort mit dem Ortsvektor \underline{x} definiert. Die Richtung des Schallintensitätsvektors stimmt dabei mit der des Geschwindigkeitsvektors überein.

Die Wirkintensität wird durch die zeitliche Integration der momentanen Intensität $\underline{j}(t)$ über eine Periodendauer T berechnet. Dabei hängt die Wirk-Schallintensität nicht nur von den Amplituden des Druck- und Geschwindigkeitsvektors, sondern auch von deren Phasendifferenz ab. Daraus ergibt sich der effektive Intensitätsvektor in komplexer Schreibweise zu

$$\bar{\underline{j}} = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left\{ \hat{\underline{p}} \hat{\underline{u}}^* \right\}. \quad (3.24)$$

Die Intensität ist also im allgemeinen dreidimensionalen Fall eine vektorielle Größe. Mit Hilfe der Schallintensität läßt sich die abgestrahlte Schalleistung einer Maschine berechnen, indem um das zu betrachtende Objekt eine geschlossene Kontrollfläche S gelegt wird, über die die Schallintensität integriert wird. Innerhalb dieser Kontrollfläche darf sich dabei keine weitere Schallquelle befinden. Für die abgestrahlte Schalleistung gilt

$$P = \int_S \underline{j} \cdot \underline{n} dS. \quad (3.25)$$

Dabei stellt \underline{n} den nach außen gerichteten Normaleneinheitsvektor auf der Kontrollfläche S dar.

Dadurch, daß es sich bei der Schallintensität um eine vektorielle Größe aufgrund der Richtungsinformation durch den Geschwindigkeitsvektor \underline{v} handelt, erlaubt sie eine Beurteilung des Energieflusses und läßt somit Rückschlüsse auf Orte hoher Abstrahlung zu. Dabei sind Messungen im Nah- und Fernfeld möglich, da Geschwindigkeit und Druck bei Bestimmung der Intensität nicht in Phase liegen müssen. Zudem liefern außerhalb der Kontrollfläche liegende Störquellen keinen Beitrag zur gemessenen Schalleistung des Prüfobjektes.

Eine direkte Bestimmung des Geschwindigkeitsvektors ist meist schwierig. Die Ermittlung erfolgt dabei durch die Verwendung einer Sonde mit vier Mikrofonen, mit der alle drei Raumrichtungen gleichzeitig erfaßt werden können, oder mit einer Sonde mit zwei Mikrofonen, bei der die Intensität für jede der drei Richtungen in Einzelmessungen gemessen wird. Aus diesen Informationen kann dann der Geschwindigkeitsvektor und somit der Vektor der Schallintensität ermittelt werden [34].

3.7 Psychoakustik im Motorenbau

Motorengeräusche können durch Signalgrößen oder durch Wahrnehmungsgrößen beschrieben werden [74]. Signalgrößen sind objektiv meßbare physikalische Größen, Wahrnehmungsgrößen dagegen sind subjektive psychoakustische Größen. Beispiele für Signalgrößen sind Schalldruckpegel, A-bewerteter Schalldruckpegel, Schmalbandspektren oder Terzspektren. Bei all diesen Größen werden die speziellen Eigenschaften des menschlichen Gehörs wie räumliche Selektivität oder binaurale Signalverarbeitung [25] nicht oder nur völlig unzureichend berücksichtigt. Dagegen liefert die Psychoakustik Gesetzmäßigkeiten zur Berechnung der wahrgenommenen Lautheit, Schärfe, Rauigkeit, Tonhaltigkeit sowie weiterer Wahrnehmungsgrößen. Es hat sich herausgestellt, daß Signalgrößen keine hinreichende Beschreibung bei der Beurteilung von Motoren hinsichtlich ihres

empfundenen Geräusches liefern können. Unterschiedliche Motortypen, wie z.B. Otto- und Dieselmotoren, klingen trotz oft sehr ähnlicher Spektren deutlich verschieden.

Es sind verschiedene Berechnungsverfahren und Meßgeräte bekannt, den Wohlklang [6] oder die Lästigkeit [26] anhand objektiver Meßgrößen zu ermitteln. Von Schiffbänker [54] wird ein sog. Lästigkeitsindex berechnet und von Schulze [61] wird die Entwicklung eines statistischen Verfahrens vorgestellt, mit dem die Auswirkungen von Geräuschmaßnahmen an Motoren qualitativ untereinander verglichen werden können. Die psychoakustischen Grundlagen wurden überwiegend durch die Arbeiten von Zwicker [75] u. a. geschaffen, wobei die normierte ‘‘Zwicker-Lautheit‘‘ den prozentual größten Anteil zur Beschreibung der Lästigkeit von Höreindrücken besitzt (nach Schiffbänker [54] ca. 80 bis 85%).

Für die Beurteilung von kurzzeitigen Schalleindrücken wird von Zwicker [75] angegeben, daß das menschliche Gehör stationäre Vorgänge als solche erkennt, die länger als 200 ms dauern. Ein Einfluß der Zeitstruktur ist dann wahrnehmbar, wenn Schallereignisse kürzer sind als 200 ms, was häufig der Fall ist. Im eigentlichen Sinne können sie dann nicht mehr als stationär bezeichnet werden. Diese Ereignisse prägen in einem nicht unerheblichen Ausmaß den Klangeindruck von Motoren. Sie sind bei der Analyse der Geräusche von Dieselmotoren von besonderer Bedeutung und müssen bei der Signalanalyse berücksichtigt werden.

4 Versuchsträger und Meßaufbau

Das folgende Kapitel gibt einen Überblick über die verwendeten Versuchsträger, den Prüfstands Aufbau sowie den Meßaufbau und die Durchführung der Messungen.

4.1 Versuchsträger

Für die Untersuchungen stehen verschiedene Motoren einer Motorenbaureihe zur Verfügung. Dabei handelt es sich um vier direkteinspritzende Dieselmotoren mit Common-Rail Einspritzung, vier Ventilen pro Zylinder und zentraler Injektorlage zwischen den Ventilen. Motor A ist ein Vierzylinder-Diesel-Reihenmotor mit 2,2 Liter Hubraum. Der Einfluß von Strukturmodifikationen wird an einer Variante dieses Motors mit einem konstruktiv geänderten Zylinderkopf untersucht (Motor B). Weitere Untersuchungen werden an einem Achtzylinder-Dieselmotor in V-Bauweise sowie an einem Sechszylinder-Motor durchgeführt (Motor C und D). Die Zylinderköpfe der Motoren A, C und D sind weitgehend identisch. Das Konstruktionskonzept des modifizierten Zylinderkopfes (Motor B) unterscheidet sich in der Gestaltung der Struktur und in der Art der Ventilsteuerung, die im Gegensatz zur Tassensteuerung der übrigen Motoren als Rollensteuerung mit Kipphebeln ausgeführt ist. Eine Zusammenfassung der Daten der Versuchsmotoren wird in Tab. 4.1 gegeben. Die angegebene Daten zum maximalen Drehmoment und der Leistung entsprechen dem Programmstand zur Zeit der Untersuchung.

Versuchsmotor	Motor A 4-Zyl. Reihe	Motor B 4-Zyl. Reihe	Motor C 8-Zyl. V	Motor D 6-Zyl. Reihe
Brennverfahren	Diesel	Diesel	Diesel	Diesel
Einspritzsystem	Common-Rail	Common-Rail	Common-Rail	Common-Rail
Hubraum [cm ³]	2150	2150	3996	3225
Bohrung [mm]	88	88	86	88
Hub [mm]	88,4	88,4	86	88,4
Leistung [kW]	92	92	175	150
Drehmoment [Nm]	300	300	560	470
Zündfolge	1-3-4-2	1-3-4-2	1-5-4-2-6-3-7-8	1-5-3-6-2-4
Kurbelgehäuse	Grauguß	Grauguß	Aluminium	Aluminium
Zylinderkopf	Aluminium	Aluminium	Aluminium	Aluminium
Ventilsteuerung	Tassen	Rollen	Tassen	Tassen

Tabelle 4.1: Versuchsträger

4.2 Prüfstands Aufbau

Zur Durchführung der Luftschalluntersuchungen werden die Motoren in einem reflexionsarmen Prüfstand mit einer unteren Grenzfrequenz von 120 Hz aufgebaut. Durch die Koppelung des Motors mit einer Pendelmaschine besteht die Möglichkeit, den Motor über eine Prüfstandswelle im Schleppl (unbelastet) oder unter Last zu betreiben. Die Kühlung des Motors wird dabei vom Prüfstand übernommen. Die Kühlung der Ladeluft wird über einen Luft-Wasser-Wärmetauscher gewährleistet. Zur Überwachung der Emissionswerte bei Variation der Verbrennungsparameter steht bei Bedarf eine Abgasmeßanlage zur Verfügung. Der so beschriebene Prüfstands Aufbau stellt eine Maximalausstattung der benötigten Meßtechnik dar. Zur Messung von reinen Körperschallsignalen bzw. Verbrennungsuntersuchungen über eine Auswertung der Zylinderdrucksignale wird keine reflexionsarme Auskleidung des Prüfstandes benötigt. Solche Messungen können auf für die Motorenentwicklung üblichen Prüfständen durchgeführt werden. Diese verfügen dabei meist über eine standardisiert eingerichtete Meßtechnik zur Abstimmung der Motorfunktionen auf das Emissions- und Leistungsverhalten. Abb. 4.1 zeigt eine schematische Darstellung des Prüfstands Aufbaus.

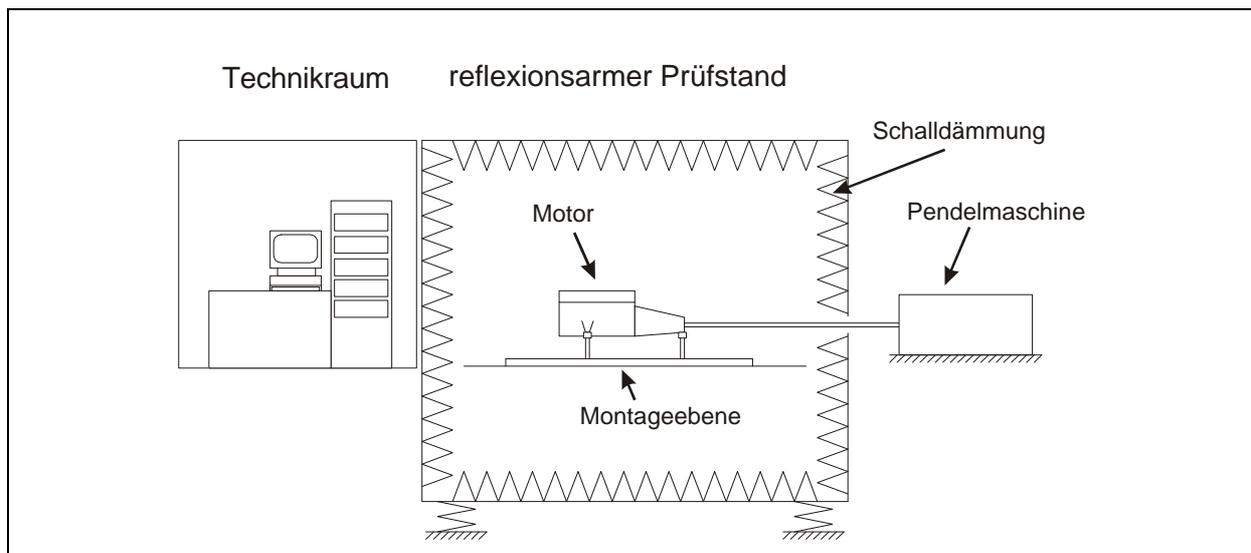


Abb. 4.1: Schematische Darstellung des Motorenaufbaus im reflexionsarmen Prüfstand

4.3 Meßtechnik und Durchführung

Für die Untersuchung der Verbrennungsanregung und ihrer Auswirkung auf das Motorgeräusch werden die Zylinderdruckverläufe sowie Körper- und Luftschallsignale aufgezeichnet. Über die Verbindung des Motorsteuergerätes mit einem Applikationssystem können die Einspritzparameter zur

Untersuchung der Verbrennungsanregung auf das Geräuschverhalten ausgewertet bzw. variiert werden. Der Meßaufbau läßt sich in drei Hauptelemente unterteilen:

1. Meßtechnik für:
 - Druckindizierung
 - Körperschallmessung
 - Luftschallmessung
 - Kurbelwinkelzuordnung
2. Motorapplikation
3. Emissionsmessung

Für die Erfassung des Zylinderdruckverlaufs (Druckindizierung) werden zwei verschiedene Arten von Drucksensoren in Abhängigkeit der Einbausituation verwendet. Dabei ergeben sich beim Dieselmotor zwei Möglichkeiten. Für die Verwendung von wassergekühlten Drucksensoren (Kistler 6061B) wird ein speziell vorbereiteter Zylinderkopf mit zusätzlichen Indizierbohrungen benötigt und steht für einen Teil der Messungen am Acht-Zylinder-Motor zur Verfügung. Die einfachere Art der Indizierung besteht in der Verwendung von Glühkerzenadaptern. In diesem Fall wird die Glühkerze des Dieselmotors durch einen Adapter ersetzt, in dem ein ungekühlter Drucksensor (Kistler 6001) eingesetzt ist. Die Verwendung der Glühkerzenindizierung hat den Nachteil, daß im Schußkanal und in den Überströmkanälen des Adapters Resonanzen angeregt werden, die den Meßwerten überlagert sind. Durch die Optimierung der Geometrie der Adapter ist jedoch eine Minimierung dieses Effektes möglich. Zudem können die Resonanzschwingungen in einer Schmalbandanalyse identifiziert und in der Auswertung berücksichtigt werden. Die Verwendung der Glühkerzenindizierung bietet neben einem geringeren Aufwand bei der Montage und dem Betrieb den Vorteil, daß sie auch für die Anwendung im Fahrzeug geeignet ist und für eine Abstimmung im Fahrbetrieb verwendet werden kann.

Für die Aufzeichnung der Körperschallsignale werden piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer der Firma Brüel & Kjaer (Typ 4393) verwendet. Diese zeichnen sich bei einem nahezu linearen Verhalten über den gesamten Meßbereich insbesondere durch einen hohen Dynamikbereich aus. Mit Hilfe eines Ladungs-Spannungswandlers wird die gemessene Ladung in eine dazu proportionale Spannung umgewandelt.

Für die Erfassung des Luftschallsignals kommen ½-Zoll-Freifeldmikrofone der Firma Brüel & Kjaer (Typ 4165) in Verbindung mit Mikrofonvorverstärkern (Brüel & Kjaer Typ 2639) zum Einsatz.

Neben der Erfassung von Beschleunigungs- und Luftschallsignalen sowie der Druckindizierung ist die Messung der Schadstoffemissionen bei einer Verbrennungsabstimmung von großer Bedeutung. Im wesentlichen handelt es sich dabei um gesetzlich limitierte Schadstoffe wie Stickoxide (NO_x), Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxyd (CO) und Partikel. Obwohl die Reduktion der

Schadstoffemissionen in der Motorenentwicklung eine entscheidende Rolle spielt, wird deren Messung auf Prüfständen der Motorakustikentwicklung nicht als Standard eingesetzt. Die Notwendigkeit der Berücksichtigung des Emissionsverhaltens wird bei der Optimierung des Verbrennungsgeräusches aufgezeigt.

Eine Änderung der Einspritzparameter in den Kennfeldern der Motorsteuerung wird mit Hilfe eines Applikationssystems durchgeführt. Dieses erlaubt die Variation der Einspritzzeiten und -mengen während des Motorbetriebs. Dadurch ist es möglich, Änderungen der Einspritzparameter schnell durchzuführen und die Auswirkungen im Luft- und Körperschall zu bewerten.

Ein Überblick über die verwendete Meßtechnik wird in Abb. 4.2 gezeigt.

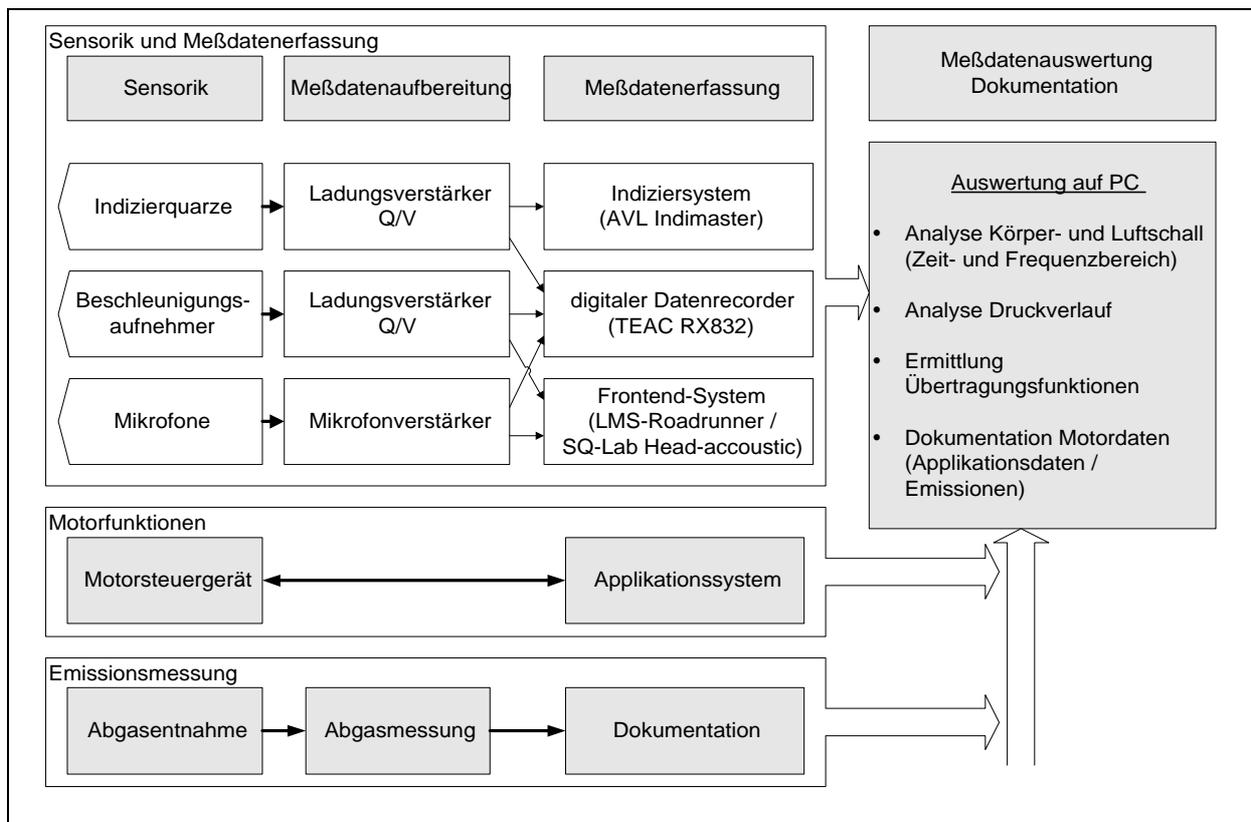


Abb. 4.2: Meßkette und verwendete Systemkomponenten

Nach der Signalerfassung und Aufbereitung können die Meßsignale auf verschiedene Arten einer Auswertung zugeführt werden. Die Drucksignale der Indizierung können zur thermodynamischen Analyse direkt im INDIMASTER (Fa. AVL) weiterverarbeitet werden. Außerdem werden die Drucksignale sowie die Körper- und Luftschallsignale auf einem digitalen Datenrecorder (TEAC RX832) und in speziellen Frontendsystemen (ROADRUNNER; Fa. LMS / SQ-Lab; HEAD-acoustic) aufgezeichnet und können so einer Auswertung zugeführt werden. Weitergehende Auswertungen werden mit dem Programmsystem MATLAB durchgeführt.

Die Aufzeichnung der Signale auf dem Datenrecorder erfolgt mit einer Abtastrate von 24 kHz. Zur Erfassung des gesamten Dynamikbereiches des Zylinderdruckes wird eine Digitalisierung von 16 bit benötigt, die einen Dynamikbereich von max. 96 dB ermöglicht. Durch die Abtastrate sowie den hohen Dynamikbereich können Auswertungen des Zylinderdruckes bis ca. 10 kHz durchgeführt werden.

Neben Messungen auf Motorenprüfständen, bei dem der Motor direkt im Betrieb gemessen wird, werden auch Untersuchungen an einem Motor ohne Nebenaggregate und Kurbeltrieb durchgeführt. Dies dient dem Abgleich der Messungen zur Untersuchung der Strukturübertragung sowie der Abstrahlcharakteristik der Zylinderköpfe von Motor A und B. Der Meßaufbau besteht dabei aus dem Kurbelgehäuse des Vierzylinders mit montiertem Zylinderkopf. Die Anregung erfolgt mit einem Impulshammer bzw. mit einem Shaker im Bereich der Injektorbohrung am Zylinderkopfboden.