

Abstract

With regard to modern target figures like finer fuel atomization and reduction of the number of particles, the increase of the system pressure within direct injection systems represents a key parameter of current combustion drive development. This involves durable high pressure fuel pumps withstanding higher mechanical loads and guaranteeing the precise admeasurement of fuel quantity to the common rail. Yet this technological progress generates new quality characteristics of high pressure fuel pumps, manifesting in vibration emission. The evaluation of acoustic emission to the periphery as well as the application of dynamic torque to the pump both require new, elaborate and hardly widespread NVH-based measurement methods. The measurement of these quality criteria within the vehicle periphery is tremendously impaired by the vibration emission of surrounding components. Therefore, in particular the integration of these measurement concepts within conventional automotive component test benches as well as the scientific findings of the performed measurements represent unexplored fields which are focused within this project.

Initially, the investigation focuses the most promising method of evaluating the potential of a conventional test facility for the measurement of *sound emission* by the pump. Hence, a comprehensive four-level analysis concept is applied to the test bench with regards to room acoustics, the dispersion behavior of auxiliary units, the modal characteristics of the system as well as sound propagation by hydraulic components. Based on these results, enhancements preventing the emission of disturbing secondary sound are realized. Eventually, the developed measurement concept is evaluated by acoustic measurements according to SAE standard. These measurements prove that the standardized results cannot be perfectly met in accuracy. However, the measurement concept demonstrates sufficient precision for the comparison of sound emitted by high pressure fuel pumps of different suppliers. Secondly, the *torque characteristics* of the conventional test bench is stated based on a dominant measurement failure of unknown origin. The decent of the failure is experimentally restricted within a target-oriented fault tree analysis and finally identified as the first torsional mode of the driveline. Subsequently, improvements and their influence on the torque signal are discussed and, based on the prognosis of the system's behavior in the frequency and time domain, efficiently implemented by reconstruction of the driveline. Validation measurements demonstrate the duplication of the eigenfrequency as well as the enhancement of the dynamic torque signal. The behavior of both target signals is validated regarding the physical laws of the variation of operating parameters. Based on these findings, both sensitivity and reproducibility of the measured values are examined. Consequently, four-point measurement plans are established. Eventually, the comparative evaluation of three state-of-the-art high pressure fuel pumps regarding sound emission and the application of dynamic torque is performed. By virtue of the developed measurement concepts, manufacturer-specific differences become obvious.

Kurzfassung

Im Zusammenhang mit modernen Zielgrößen wie kleineren Tröpfchengrößen und geringeren Partikelanzahlen kommt der Drucksteigerung im Einspritzsystem eine Schlüsselrolle in verbrennungsbasierten Antrieben zu. Dies erfordert immer robustere Hochdruckerzeuger, die neben der höheren Beanspruchung auch der exakten Mengenregelung des Kraftstoffes gerecht werden müssen. Jedoch erweitert der technologische Fortschritt die Qualitätsmerkmale von Hochdruckpumpen hinsichtlich der Emission von Schwingungen in ihre Peripherie. Die Bewertung der Schallemission sowie des durch die Pumpen aufgenommenen, schwingungsbasierten Drehmomentes erfordern neue, anspruchsvolle und kaum verbreitete NVH-basierte Messkonzepte. Die komparative Messung dieser Größen wird durch die Emission von Schwingungen umliegender Komponenten im Realfahrzeug stark beeinträchtigt. Insbesondere die Integration solcher Messmethoden in konventionelle Komponentenprüfstände repräsentiert daher eine attraktive, bisher unerforschte Thematik, die in dieser Arbeit fokussiert wird.

Mit Hilfe der erfolgversprechendsten Methodik wird zunächst das akustische Potential eines konventionellen Prüfstandes hinsichtlich der metrologischen Erfassung der *Schallemission* untersucht. In einem vierstufigen Analysekonzept werden Raumakustik, das Abstrahlverhalten von Nebenaggregaten, das modale Verhalten der Anlage sowie Abstrahlung durch die hydraulischen Kreisläufe in Betracht gezogen. Auf Basis der Ergebnisse werden umfassende Abhilfemaßnahmen zur Verhinderung der Abstrahlung von störenden Sekundärgeräuschen getroffen. Schließlich wird das entwickelte Messkonzept durch Messungen nach SAE-Vorschrift validiert. Die Messungen zeigen, dass die Exaktheit der Vorschrift nicht erreicht werden kann. Jedoch ist das entwickelte Messkonzept für den komparativen Vergleich von Hochdruckerzeugern hinreichend genau. Darüber hinaus wird die *Drehmomentcharakteristik* der Anlage auf Basis eines dominanten Messfehlers unbekannter Herkunft analysiert. Der Messfehler wird in einer zielgerichteten Fehlerbaumanalyse experimentell eingegrenzt und schließlich als parasitäre erste Torsionseigenform des Antriebsstranges identifiziert. Im Anschluss daran werden Verbesserungsmöglichkeiten und deren Einfluss auf das Signal aufgezeigt. Auf Basis simulativer Prognosen des Systemverhaltens im Zeit- und Frequenzbereich wird die effizienteste Methode konstruktiv umgesetzt. Validierungsmessungen demonstrieren die Verdoppelung der störenden Eigenfrequenz bei simultaner Steigerung der dynamischen Signalgüte. Das von den Betriebsparametern abhängige Signalverhalten beider Zielgrößen wird anhand physikalischer Gesetzmäßigkeiten validiert. In weiterführenden Untersuchungen werden die gewonnenen Messgrößen einer Sensitivitätsanalyse unterzogen und deren Reproduzierbarkeit evaluiert. Infolgedessen lassen sich jeweils Vierpunktepläne für beide Messgrößen erstellen. Die komparative Bewertung von Schallemission und dynamischem Drehmoment erfolgt schließlich anhand dreier nach dem aktuellen Stand der Technik realisierter Versuchsträger. Durch die innovativen Messkonzepte werden dabei Herstellerspezifika quantifizierbar.

1 Einleitung

Neben Downsizing und Abgasturboaufladung repräsentiert die innere Gemischbildung bei modernen Ottomotoren eine Schlüsseltechnologie zur Wirkungsgradsteigerung bei simultaner Emissionsreduzierung. Synergieeffekte zwischen Ladungsbewegung, Brennverfahren, Einspritzparameter und Emissionen bzw. CO_2 -Ausstoß stehen dabei im Mittelpunkt aktueller Forschungsprojekte. Aufgrund der stetig wachsenden Ansprüche wird die Motoren- und Zuliefererindustrie mit Höchstanforderungen bezüglich Funktionsschemata und Bauteilverhalten zukunftsfähiger Produkte konfrontiert. Folglich müssen Gestaltung, Dimensionierung und Applikation moderner Verbrennungskraftmaschinen und ihrer Komponenten an den latenten technologischen Fortschritt angepasst werden.

Durch die Minimierung von Tröpfchengröße und Partikelemissionen stellt die Steigerung des Systemdruckes eine wesentliche Stellgröße dar, die sich maßgeblich auf das Design von Einspritzsystemen niederschlägt. Die Verdichtung der Kraftstoffmasse erfolgt durch moderne Hochdruckerzeuger, die in jedem Arbeitsspiel immensen mechanischen und hydraulischen Belastungen unterzogen werden. Insbesondere Automobilerstausrüster sind auf eine umfassende und unabhängige Qualitätsanalyse von Komponenten wie der Hochdruckpumpe angewiesen. Daher werden diese in zuliefererübergreifenden Benchmarks hinsichtlich konventioneller hydraulischer, thermischer und mechanischer Bewertungskriterien beurteilt.

Vor dem Hintergrund der zyklischen Arbeitsweise der Hochdruckerzeuger erweitern sich Sphäre und Fokus dieser Bewertungsmatrix hinsichtlich Güte und Qualität von Hochdruckpumpen. Neuartige Bewertungskriterien gründen auf der Schwingungsemission der druckbeaufschlagten Pumpen in ihre Peripherie. Der stetig wachsende Anspruch hinsichtlich geringeren Fahrzeuginnenraumgeräuschen und steigendem Fahrkomfort führt zu einem Zielkonflikt mit den wachsenden Einspritzdrücken aufgrund der *Schallemission* durch die Hochdruckerzeuger.

Darüber hinaus führen die steigenden Drücke zu immer größer werdenden, dynamischen Beanspruchungen der antreibenden Komponenten. In direkteinspritzenden Ottomotoren wird die Hochdruckpumpe von der Nockenwelle angetrieben. Einen wesentlichen Beitrag zu den erläuterten primären Entwicklungszielen der Wirkungsgradsteigerung und Emissionsreduzierung leistet dabei die lastpunktabhängige, hochexakte Regelung von Ventilhub und -steuerzeiten der Pumpen. Diese Parameter werden durch aufwändig gestaltete Nockenwellen und deren Verstellung gewährleistet. Die dynamischen Belastungen durch die Hochdruckerzeuger stellen folglich eine besondere Herausforderung für die Funktion, das Resonanzverhalten und

die Lebensdauer des Ventiltriebes dar. Darüber hinaus repräsentieren sie wichtige Eingangsgrößen für die dauerfeste Dimensionierung der Einzelkomponenten. Zyklische Drehmomentanforderungen können durch die Kenntnis der momentanen Reibleistung bedarfsgerecht gesteuert werden. Daher gewinnt die Kenntnis und Bewertung des *winkelaufgelösten Drehmomentverlaufes* bereits in der Konzeptionsphase innovativer Antriebskonzepte zunehmend an Bedeutung. Beide Charakteristika fallen in den Bereich der hör- und spürbaren Schwingungen im Kraftfahrzeug, die unter dem Begriff *Noise, Vibration and Harshness (NVH)* zusammengefasst werden. Abbildung 1.1 stellt die konventionelle Bewertungsmatrix mit der Erweiterung um das Gütekriterium NVH dar.

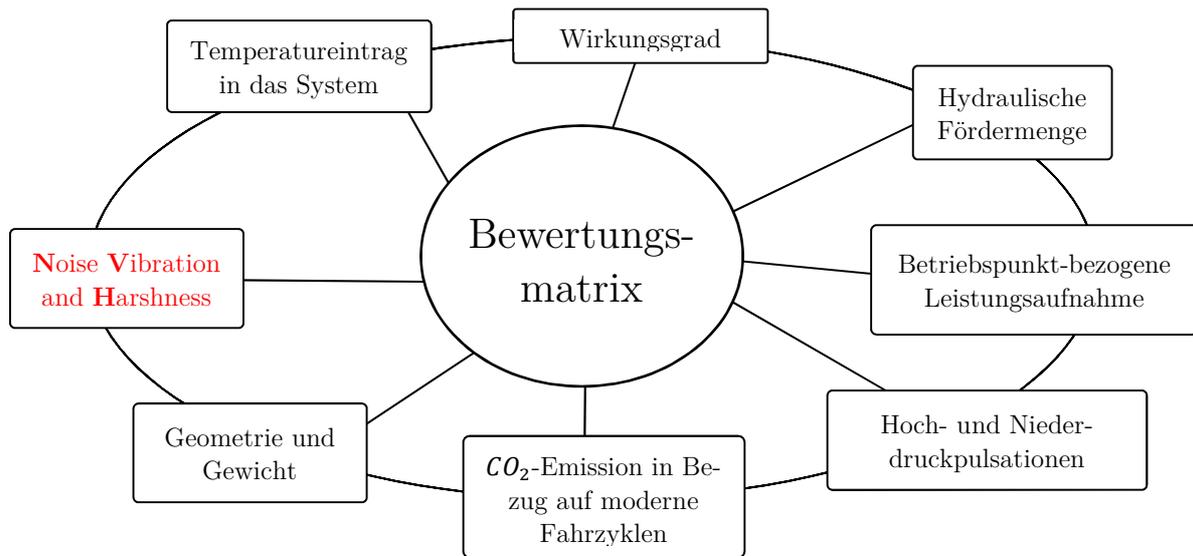


Abbildung 1.1: Bewertungsmatrix von Hochdruckerzeugern

Sowohl die metrologische Erfassung der Schallemission als auch des dynamischen Drehmomentes von Hochdruckerzeugern repräsentieren aufwändige Zielsetzungen, deren Realisierung wenig verbreitet ist. Insbesondere die Integration beider Bewertungskriterien in einen konventionellen Komponentenprüfstand ermöglicht die effiziente Erfassung der dynamischen, impulsbehafteten Größen im Rahmen eines Komponentenbenchmarks. Diese Thematik ist nach Stand der Literatur bisher unerforscht und unveröffentlicht. In der vorliegenden Arbeit wird ein konventioneller Komponentenprüfstand umfassend auf dessen komplexe NVH-Charakteristik analysiert und bewertet. Auf Basis von Einzylinder-Radialkolbenpumpen (EZKP), die nach Stand der Technik in direkteinspritzenden Ottomotoren weitverbreitete Anwendung finden, werden Probleme und Messfehler systematisch identifiziert, analysiert und diskretisiert. Anschließend werden verschiedene Realisierungsmöglichkeiten diskutiert, bevor die erfolversprechendste und effizienteste Messmethodik in das Prüfstandskonzept integriert und einer Evaluierung unterzogen wird.

2 Physikalische Grundlagen

Das nachfolgende Kapitel beschäftigt sich mit den physikalischen Gesetzmäßigkeiten, die der Entwicklung von Messverfahren zur Erfassung schwingungsbehafteter Phänomene zugrunde liegen. Die allgemeinen Gesetzmäßigkeiten zur Charakterisierung der Schwingungen eines Systems und deren Analyse werden diskutiert. Auf Basis dieser Erkenntnisse wird die Entstehung von Körper- und Luftschall, deren prinzipielle Phänomenologie und Einflussgrößen thematisiert.

2.1 Grundlagen der modalen Analyse

2.1.1 Der gedämpfte Einmassenschwinger

Die Grundlage für die Analyse komplexer, schwingfähiger Systeme mit beliebiger Anzahl an Freiheitsgraden (FHG) bildet das gedämpfte Einmassensystem (EMS) mit genau einem FHG.

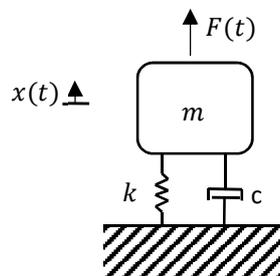


Abbildung 2.1: Feder-Masse-Element mit Dämpfung

Die Bewegungsgleichung dieses Systems ohne äußere Anregung ergibt sich durch das Kräftegleichgewicht nach D'ALEMBERT und führt auf eine lineare Differentialgleichung mit konstanten Koeffizienten:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.1)$$

Durch den Exponentialansatz der Form $x(t) = Ee^{st}$ erhält man das charakteristische Polynom, das wiederum die Lösungen s_1 und s_2 besitzt. Die im System vorherrschende Dämpfung lässt sich durch das LEHR'sche Dämpfungsmaß beschreiben. Es ist definiert durch

$D = c/c_c = c/2\sqrt{km} =$, wobei c_c als das kritische Dämpfungsmaß bezeichnet wird. Es beschreibt das Mindestmaß an Dämpfung, das für die oszillationsfreie Rückkehr des Systems in seinen Ausgangszustand notwendig ist. [1, 2] Es ergibt sich

$$s_{1,2} = -\frac{c}{c_c} \sqrt{\frac{k}{m}} \pm j\omega_n. \quad (2.2)$$

Dabei beschreibt ω_n die gedämpfte Eigenkreisfrequenz des Systems. Wird diese in Schwingungsperioden pro Zeiteinheit ausgedrückt, so führt dies auf die Eigenfrequenz f_n :

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m} \left(1 - \left(\frac{c}{c_c}\right)^2\right)} \quad (2.3)$$

Die Lösung der Bewegungsgleichung ergibt sich mit den Konstanten E_1 und E_2 zu:

$$x(t) = E_1 e^{s_1 t} + E_2 e^{s_2 t} \quad (2.4)$$

Liegt zusätzlich eine periodische Kraftanregung $F(t) = F_0 \cdot e^{j\omega t}$ vor, so ändert sich die Bewegungsgleichung auf der rechten Seite. Für die partikuläre Lösung der Differentialgleichung ergibt sich der Ansatz $x(t) = \hat{x} \cdot e^{j\omega t}$. Die Bewegungsgleichung und die partikuläre Lösung, welche der stationären Systemantwort entspricht, werden wie folgt beschrieben:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \cdot e^{j\omega t} \quad (2.5)$$

$$\frac{\hat{x}}{F_0} = \frac{1}{k - m\omega^2 + jc\omega} \quad (2.6)$$

Diese Gleichung lässt sich durch das Verhältnis der Anregungsfrequenz zur Eigenfrequenz des Systems $f_d/f_n = \omega/\sqrt{k/m}$ sowie durch das LEHR'sche Dämpfungsmaß $D = c/c_c = c/2\sqrt{km}$ vereinfachen. Auf diese Weise ergibt sich die Vergrößerungsfunktion T_V des Systems als betragsmäßiger Quotient aus Anregungs- und Antwortamplitude unabhängig davon, ob die dynamischen Größen durch Auslenkung, Schnelle, Beschleunigung, Kraft oder etwa Drehmoment beschrieben werden. Der Phasengang φ beschreibt die Phasenverschiebung der Systemantwort. Wird das System des Einmassenschwingers mit einer dieser Eingangsgrößen beaufschlagt, wo wird deren Amplitude und Phase moduliert.

$$T_V = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{f_d}{f_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\frac{f_d}{f_n} D\right)^2}}; \quad \varphi = \arctan\left(\frac{-2 \cdot D \cdot \frac{f_d}{f_n}}{1 - \left(\frac{f_d}{f_n}\right)^2}\right) \quad (2.7)$$

Vergrößerungsfunktion der Amplitude und Phasengang werden in Abbildung 2.2 veranschaulicht. Für $f_d/f_n = 1$ liegt die Resonanzkatastrophe vor und es gilt T_V erreicht sein Maximum. Weiterhin entspricht $T_V = 1$, falls $f_d/f_n = \sqrt{2}$ und $D = 0$. Für Anregungen mit einer Frequenz oberhalb $f_d > \sqrt{2} \cdot f_n$ ist die Amplitude der Systemantwort somit für alle D kleiner als diejenige der Anregung. Das Maß an Amplitudenreduktion der Systemantwort sinkt für steigende Dämpfungsmaße D . Die Phasenverschiebung zwischen Anregung und Antwort beträgt für $f_d/f_n = 1$ stets 90° . Für sehr kleine f_d/f_n sind Anregung und Antwort in Phase, während