

Klappern von Fahrzeuggetrieben

Yvonne Gretzinger, M.Sc.

Hauptfachversuch

Institut für Maschinenelemente

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Klappern von Fahrzeuggetrieben

Inhaltsverzeichnis:

1	Einleitung.....	1
2	Allgemeine Problemstellung	2
3	Lösungsweg	9
3.1	Modellbildung	9
3.2	Numerisches Simulationsverfahren	11
3.3	Näherungsverfahren	13
3.4	IMA-Klapper- und Rasselprüfstand.....	14
4	Maßnahmen zur Verringerung der Klapper- und Rasselgeräusche.....	16
5	Literatur	17
6	Versuchsdurchführung.....	18

1 Einleitung

Verkehrslärm stellt eine Umweltbelastung dar, Fahrzeuggeräusche können den Fahrkomfort beeinträchtigen. Bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen stellt deshalb die Geräuschreduzierung ein wichtiges Entwicklungsziel dar. Neben Motor, Karosserie und Fahrwerk ist das Getriebe eine bedeutsame Geräuschquelle. Das mit der Zündfrequenz pulsierende Drehmoment des Verbrennungsmotors regt den gesamten Antriebsstrang zu Torsionsschwingungen an. Diese in das Getriebe eingeleiteten Drehschwingungen führen zu Klapper- und Rasselgeräuschen. Die Klapper- und Rasselgeräusche machen sich aufgrund ihrer lästigen Charakteristik unangenehm bemerkbar und stellen somit bei Personenkraftwagen ein Komfortproblem dar. Bei den Nutzkraftfahrzeugen sind sie nicht nur ein Komfortproblem sondern sie belasten zusätzlich die Umwelt.

Getriebegeräusche stellen aufgrund vermehrten Leichtbaus sowohl von Verbrennungsmotoren als auch weiterer Triebstrangkomponenten, steigender Einsparmaßnahmen im Energieverbrauch, gehobener Ansprüche des Käufers sowie verschärfter Abgasemissionsgrenzwerte seitens des Gesetzgebers bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge einen immer wichtigeren Gesichtspunkt dar. Beispielsweise bei der Vorbeifahrt eines Pkws in 7,5 m Abstand darf nach der seit Oktober 1995 gültigen EG-Richtlinie 92/97/EWG ein Geräuschgrenzwert von 74 dB(A) und bei der Vorbeifahrt eines schweren LKWs mit einer Leistung von mehr als 150 kW ein Grenzwert von 80 dB(A) nicht überschritten werden.

Das Ziel der Klapper- und Rasseluntersuchungen ist die Analyse dieser Geräuschphänomene, deren Ursachenklärung und die Entwicklung von Antiklapper- und -rasselmaßnahmen. Des Weiteren sollen Verfahren zur Geräuschabschätzung neuer Fahrzeuggetriebe entwickelt werden. Diese Erkenntnisse sollen schon im Entwicklungsstadium Vorhersagen über das Geräuschverhalten zukünftiger Getriebe ermöglichen. Dies soll einerseits zur Reduzierung der Entwicklungszeit und andererseits zur Kostenreduzierung bei der Entwicklung neuer Fahrzeuggetriebe führen.

Die Zielsetzung dieses Praktikumsversuchs ist das Kennenlernen der Klappergeräusche eines Pkw-Getriebes sowie deren Ursachen und der möglichen Abhilfemaßnahmen. Des Weiteren soll die prinzipielle Vorgehensweise bei der Lösung dieses Geräuschproblems erfasst werden. Anhand der Luftschalldruckpegelmessung eines Fahrzeuggetriebes am IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand soll dessen Geräuschverhalten aufgezeichnet werden.

2 Allgemeine Problemstellung

Neben dem Klappern und Rasseln sind noch weitere Getriebegeräusche bekannt, Tabelle 2.1.

Tabelle 2.1: *Getriebegeräusche und deren Ursachen* [1]

Getriebegeräusch	Ursache
1/ Heulen/Pfeifen (engl. whine)	Schwingungen belasteter Zahnräder: – Eingriffsstöße, – Parametererregte Schwingungen und – Abwälzgeräusche
2/ Klappern/Rasseln (engl. rattle)	Losteilschwingungen, angeregt durch Drehschwingungen des Triebstrangs: – Losräder und – Synchronringe
3/ Lastwechselanschlag-geräusche (hochfrequent) (engl. clonk)	Anschlaggeräusche bei beginnender Verspannung spielbehafteter Bauteile (Zahnräder, Gelenke, Welle-Nabe-Verbindung etc.)
4/ Schaltgeräusche (engl. shifting noise)	Kratzen und Ratschen der Schaltverzahnung bei mangelhafter Funktion der Synchronisierung
5/ Lagergeräusche (engl. bearing noise)	Laufgeräusche der Wälzlager; insbesondere bei beschädigten Lagern

Als Heulen bzw. Pfeifen werden Abwälzgeräusche von unter Last stehenden Zahnradpaaren bezeichnet. Ihre Ursachen sind Eingriffsstöße als Folge von Teilungsfehlern, parametererregte Schwingungen infolge wechselnder Zahnsteifigkeiten über der Eingriffsstellung und Abwälzgeräusche aufgrund der Oberflächenbeschaffenheit. Schalt- und Lagergeräusche sind nur von untergeordneter Bedeutung. Kratz- und Ratschgeräusche entstehen häufig durch einen fehlerhaft ausgeführten Schaltvorgang.

Spielbehaftete Losteilgeräusche bezeichnet man im Leerlauf als Klappern, im Zug- oder Schubetrieb als Rasseln. Beide Geräuscharten entstehen durch die vom Verbrennungsmotor in das Getriebe eingeleiteten Torsionsschwingungen. Ihre Ursachen liegen in den unausgeglichenen Motormassen und in dem mit der Ordnung der Zündfrequenz des Motors schwankenden Antriebsmoment. Im Schubetrieb können zusätzlich Torsionsschwingungen über die Abtriebswellen in das Getriebe eingeleitet werden. Überschreiten die eingeleiteten Torsionsschwingungen ein bestimmtes Maß, werden die lastlos umlaufenden Losteile, wie nicht geschaltete Losräder, Synchronringe und Schiebemuffen, innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele zu Schwingungen angeregt. Nach Ablösen eines Losteils von seiner Zugflanke durchläuft es eine Flug- oder Gleitphase bis es wieder an einer seiner Spielgrenzen anschlägt.

Die Stöße, die beim Aufeinandertreffen an den Spielgrenzen entstehen, sind die Ursache der Klapper- und Rasselgeräusche. Die Intensität und die Häufigkeit der Stöße stehen in direkter Beziehung zu dem vom Getriebegehäuse abgestrahlten Luftschalldruckpegel.

Der Drehzahlverlauf eines Verbrennungsmotors lässt sich idealisiert betrachtet mit dem Verlauf einer Sinusschwingung beschreiben. In Bild 2.1 ist der Drehzahlverlauf eines Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors dargestellt. Da bei diesem Motor die zweite Ordnung für die Torsionsschwingungen maßgebend ist, sind hier zwei Sinusschwingungen in einer Umdrehung enthalten. Die Amplitudengröße der Schwingung entspricht der Größe der Drehzahlungleichförmigkeit und deren Ableitung ergibt die max. Winkelbeschleunigung.

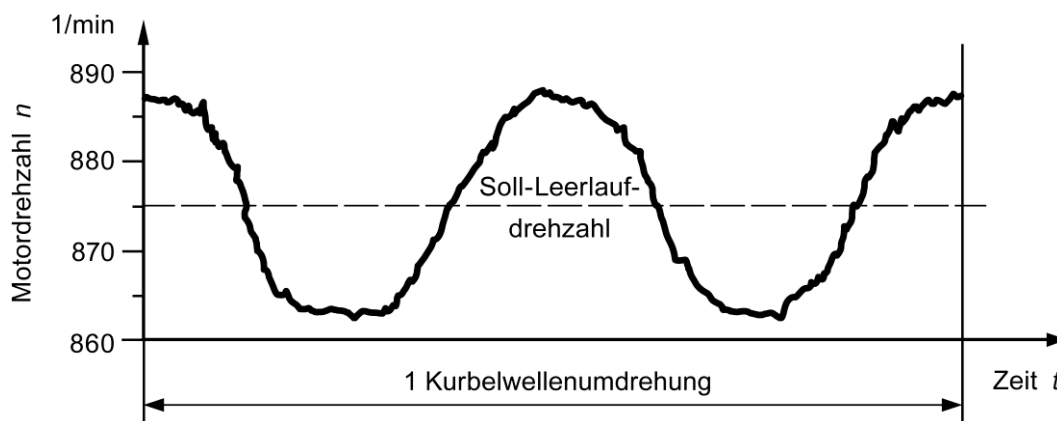


Bild 2.1: Drehzahlverlauf eines Vier-Zylinder-Viertakt-Verbrennungsmotors [1]

Der Betrieb zusätzlicher Verbraucher, wie einer Klimaanlage, Scheinwerfer oder Heckscheibenheizung aber auch Zündstörungen und Kupplungsschlupf beeinflussen den Drehzahlverlauf. Sie führen sowohl zu Erhöhung der Drehungleichförmigkeit und somit zu größeren Winkelbeschleunigungsamplituden als auch zur Veränderung deren Charakteristik. Des Weiteren führen beinahe alle Verbrauchsoptimierungs- und Abgasemissionsreduzierungsmaßnahmen am Verbrennungsmotor zu einem noch ungleichförmigeren Drehzahlverlauf und beeinflussen somit diese Torsionsschwingungen der Getriebeeingangswelle. Aber auch im Schubbetrieb können zusätzlich Torsionsschwingungen über die Abtriebswellen in das Getriebe eingeleitet werden.

Bei Ottomotoren treten im Leerlauf entsprechend der Zuschaltung von Verbrauchern Winkelbeschleunigungsamplituden bis zu 1500 rad/s^2 auf, während bei Turbodieselmotoren mit Direkteinspritzung im Volllastbereich max. Winkelbeschleunigungen von bis zu 5000 rad/s^2 möglich sind.

Das Klappern von Fahrzeuggetrieben wird von vielen Parametern beeinflusst. In Bild 2.2 sind die Parameter bei einer Fest-/Losrad-Paarung dargestellt, die das Klappergeräusch beeinflussen. Zu den Parametern gehören [2–7]:

- Anregungsfrequenz,
- Winkelbeschleunigung,
- Verdrehflankenspiel,
- Axialspiel,
- Schrägungswinkel,
- Schmierstoff.
- Schleppmoment,
- Losraddurchmesser,
- Losradträgheitsmoment,
- Losradmasse,
- Übersetzungsverhältnis,

Der für das Klappern und Rasseln wichtigste Parameter ist die Winkelbeschleunigungsamplitude, die für das Abheben der Zahnflanken maßgebend ist. Darüber hinaus sind die Freiheitsgrade des Losrads in Verdreh- und Axialrichtung für das Bewegungsverhalten des betrachteten Losteils mitbestimmend. Die Verkleinerung des Verdrehflankenspiels des Losrads und eine Vergrößerung des Losradaxialspiels bis das Losteil nicht an den Anlaufbunden anschlägt bzw. eine Verkleinerung bis zu einem bestimmten Grenzbereich kann eine Reduzierung des Luftschalldruckpegels bewirken. Als weitere wichtige Parameter gelten die Anregungsfrequenz, der Losraddurchmesser, das Losradmassenträgheitsmoment, die Masse des Losrads, das Schleppmoment und der Schrägungswinkel.

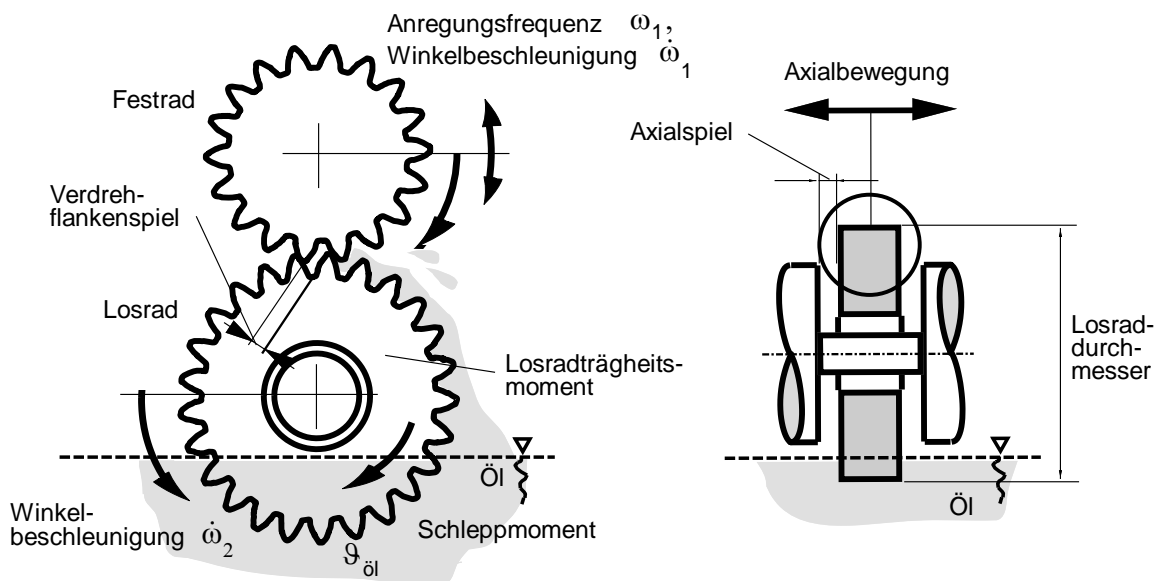


Bild 2.2: Parametereinflüsse beim Klappern [4,5]

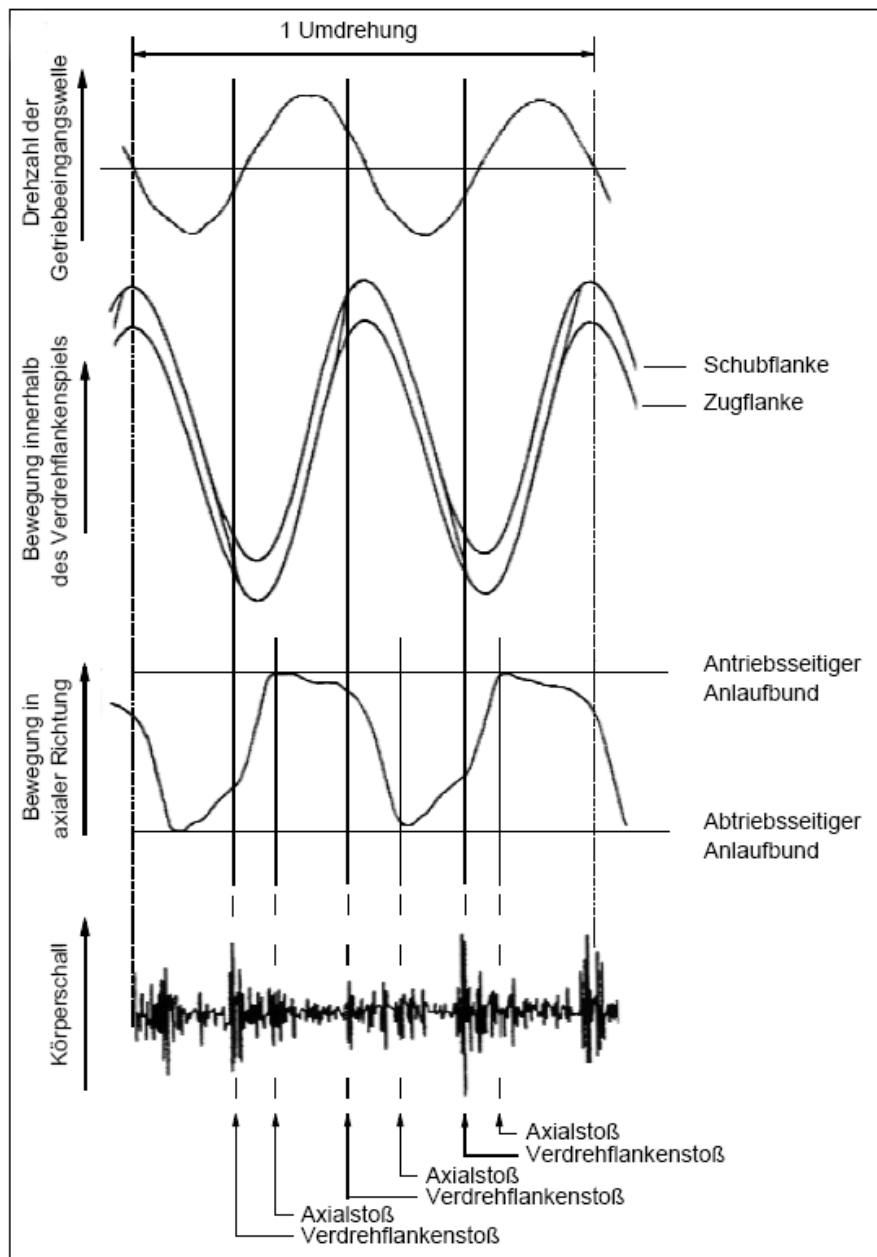


Bild 2.3: Losradschwingungen eines Viertakt-Vierzylinder-Verbrennungsmotors [4]

In Bild 2.3 sind die Bewegungen eines Losrads in Umfangs- und Axialrichtung zusammen mit der Anregungsfunktion dargestellt.

In der oberen Darstellung ist der sinusförmige Drehzahlverlauf der Getriebeeingangswelle zu sehen, der vom Antriebsmotor erzeugt wird. Darunter ist die Bewegung der Zug- und der Schubflanke des Festteils über der Zeit aufgetragen. Zwischen diesen beiden Flanken schwingt das Losteil je nach Anregung hin und her. Die einzelnen Bewegungsphasen, wie Haften, Flug und Stoß, können deutlich erkannt werden.

In der dritten Darstellung ist die axiale Bewegung des Losteils mit seinen Bewegungsphasen zwischen den beiden axialen Spielgrenzen zu sehen. In der unteren Darstellung sind die Stoßintensitäten von Verdrehflanken- und Axialstoß über der Zeit als gemessener Körperschall zu erkennen. Die Intensitäten der Verdrehflanken- und Axialstöße sind durch ihre Phasenlage und Amplituden eindeutig zu unterscheiden. Nach jedem Verdrehflankenstoß folgt der Axialstoß, dessen Intensität kleiner als die des Verdrehflankenstoßes ist.

Die Beurteilung des Getriebeklapperverhaltens wird durch den Luftschalldruckpegelverlauf in Abhängigkeit von der Winkelbeschleunigung beschrieben, der als Klapperkurve bezeichnet wird, Bild 2.4. Diese Klapperkurve lässt sich in drei charakteristische Phasen einteilen:

- Grundgeräusch,
- Klappergrenze und
- Pegelverlauf.

Das *Grundgeräusch* tritt bis zur Klappergrenze auf und setzt sich aus Lagerlauf-, Plansch- und Verzahnungsgeräusch zusammen. In dem dargestellten Körperschallverlauf 1 treten noch keine Stöße auf. Die *Klappergrenze* 2 kennzeichnet den Punkt in der Klapperkurve, bei dem die Winkelbeschleunigungsamplitude so groß geworden ist, dass sich die Losteile von den treibenden Festrädern abzulösen beginnen.

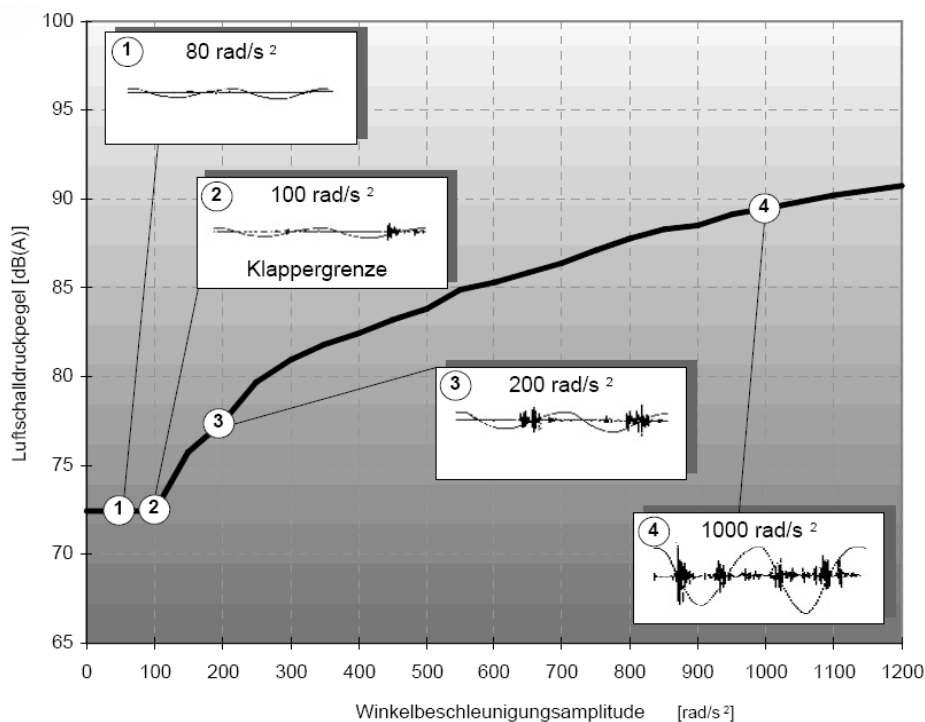


Bild 2.4: Klapperkurve eines Fahrzeuggetriebes [2]

Für größer werdende Winkelbeschleunigungsamplituden beginnt der Anstieg des Klappergeräuschpegels. Dabei sind im Körperschallsignal die ersten Klapperstöße ersichtlich. Der *Pegelverlauf* (Punkte 3 und 4) gibt das Geräuschverhalten bei Winkelbeschleunigungsamplituden oberhalb der Klappergrenze wieder. Hierbei sind sowohl die Verdrehflanken- als auch die Axialstöße deutlich ausgeprägt.

Im Bild 2.5 sind die Getriebeschemas von drei Pkw-Handschaltgetrieben unterschiedlicher Bauart dargestellt. Die möglichen Klapperstellen sind durch Sterne gekennzeichnet.

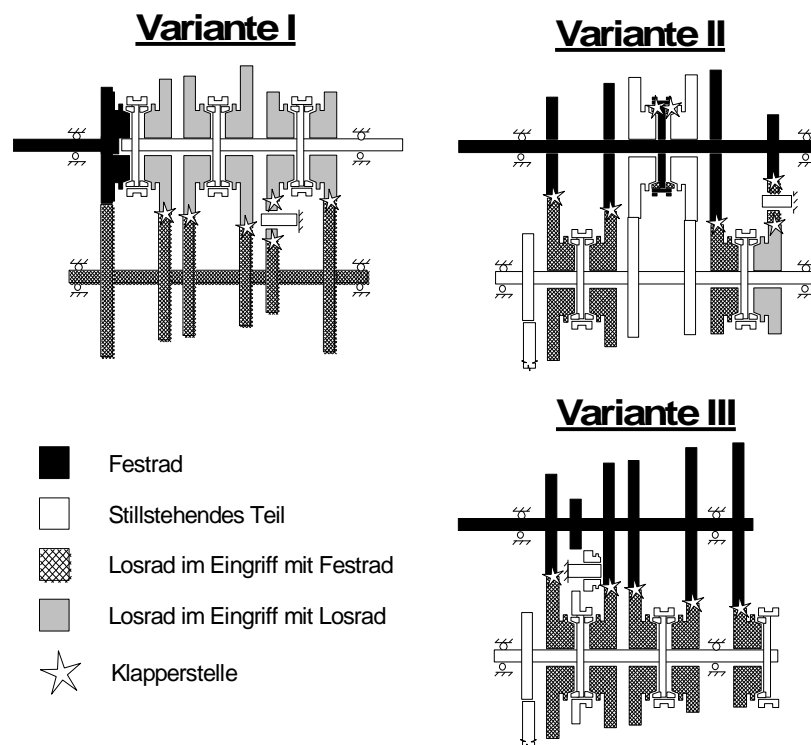


Bild 2.5: Klapper- und Rasselmöglichkeiten in koaxialen und nichtkoaxialen Handschaltgetrieben [4,6]

Variante I ist ein zweistufiges Fünfgang-Handschaltgetriebe in koaxialer Ausführung mit Vorgelegewelle. Die Varianten II und III sind Fünfgang-Front/Quer-Getriebe in nichtkoaxialer Bauweise. Das max. Eingangsdrehmoment der Getriebevariante I beträgt 300 Nm. Bei diesem Getriebe sind alle Festräder auf der Vorgelegewelle angeordnet. Durch die im Leerlauf rotierende Vorgelegewelle werden alle auf der Abtriebswelle angeordneten Losräder zu Schwingungen angeregt. Somit können fünf Gangstufen und die Vorgelegewelle zum Klappern angeregt werden.

Die Variante II ist ein Zwei-Wellen-Getriebe in nichtkoaxialer Ausführung mit einem max. Getriebeeingangsdrehmoment von 220 Nm. Die Losräder der Gangstufen drei und vier sind auf

der Getriebeeingangswelle angeordnet. Sie können nicht zu Klapperschwingungen angeregt werden. Alle anderen Losräder werden durch die auf die Getriebeeingangswelle angeordneten Festräder zu Torsionsschwingungen angeregt. In dieser Getriebevariante können im Leerlauf vier Gangstufen klappern.

Getriebevariante III ist ein Front/Quer-Getriebe in nichtkoaxialer Bauweise mit einem max. Eingangsdrehmoment von 150 Nm. Bei dieser Variante sind alle Losräder auf der Zwischenwelle angeordnet. Dadurch werden im Leerlauf alle fünf Vorwärtsgangstufen zum Klappern angeregt. Das Zwischenrad der R. Gangs ist als Schieberad ausgeführt. Im Leerlauf ist es nicht im Eingriff und der R. Gang kann deshalb nicht zum Klappern angeregt werden.

Die gemessenen Luftschalldruckpegel der drei betrachteten Getriebevarianten sind bei Variation der Winkelbeschleunigung im Bild 2.6 dargestellt.

Die verschiedenen Klapperkurven der betrachteten Getriebevarianten sind vor allem auf die unterschiedliche Radanordnung und Größe des jeweiligen Getriebes zurückzuführen. Auch die Anzahl der Klapperstellen ist für die Pegelgröße verantwortlich.

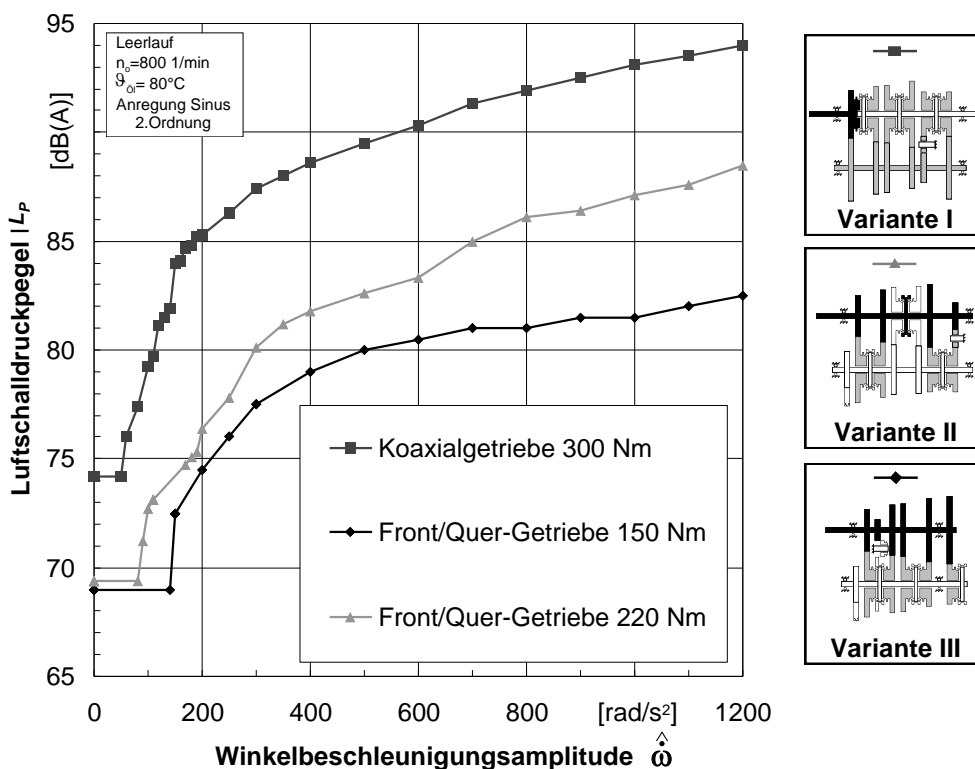


Bild 2.6: Luftschalldruckpegelverläufe verschiedener Getriebevarianten [4,6]

3 Lösungsweg

Ziel der Klapper- und Rasseluntersuchungen ist es, die Bedeutung einzelner Einflussgrößen in Bezug auf das entstehende Geräusch zu ermitteln und Konstruktionsrichtlinien für klapper- und rasselarme Getriebe aufzuzeigen. Erkenntnisse aus den Analysen bekannter Getriebe gestatten Vorhersagen bezüglich des Geräuschverhaltens neuer Getriebe, Bild 3.1.

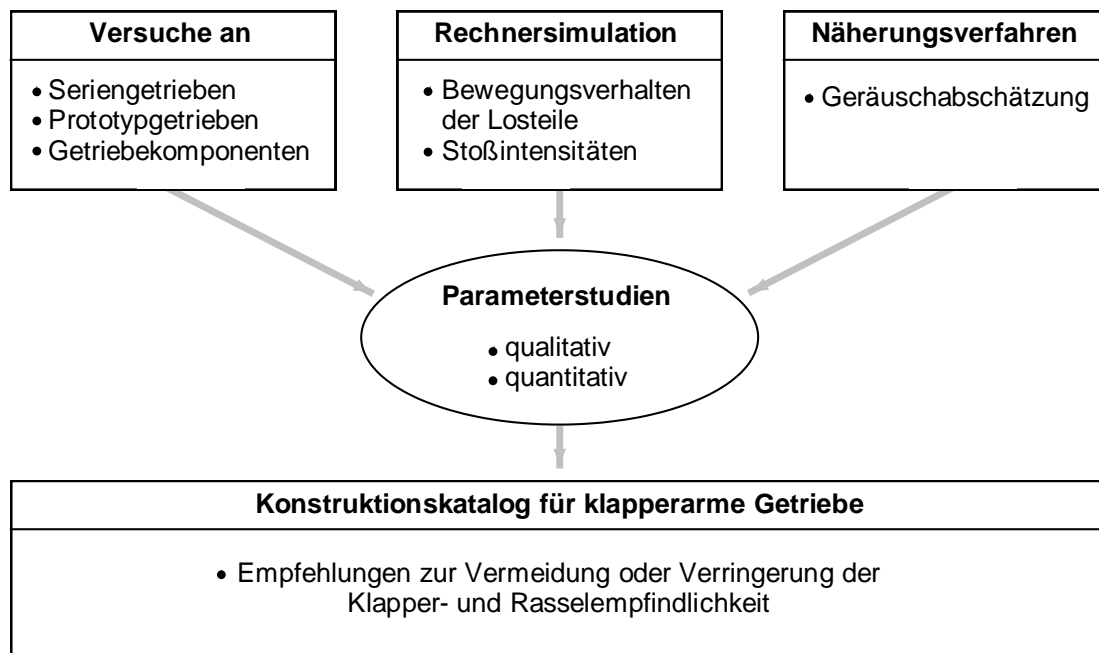


Bild 3.1: Lösungsstrategie bei der Entwicklung klapper- und rasselarmer Getriebe [4]

Die Verifikation der Simulationsmodelle und Näherungsverfahren erfolgt anhand von Prüfstandsversuchen. Die Versuche werden an kompletten Getrieben oder an anderen Komponenten durchgeführt. Dabei werden innerhalb sinnvoller Grenzen die für das Klappern maßgeblichen Parameter variiert.

3.1 Modellbildung

Bei der Modellierung ist man bestrebt, so wenige Freiheitsgrade wie möglich zu berücksichtigen. Das Modell soll hierbei der Realität aber noch so gut wie möglich entsprechen.

Bei dieser Modellbildung werden die gekoppelten rotatorischen und die translatorischen Bewegungsverhältnisse umlaufender Losräder und Zahnradblöcke nachgebildet. Ein Losrad, welches

auf einer Welle gelagert ist, hat genau betrachtet wie ein freier Körper im Raum sechs Freiheitsgrade. Dies gilt auch für eine Vorgelegewelle. Bei diesem Modell werden für das Losrad nur drei Freiheitsgrade berücksichtigt:

- Zahnflanken-,
- Axial- und
- Radialspiel.

Der Einfluss des Radialspiels führt in Kombination mit den beiden anderen Freiheitsgraden während der Anregung zu komplexen Taumelbewegungen des Loseils. Bei der Simulation wird das Radialspiel nicht berücksichtigt.

Die Bewegungsabläufe des Loseils lassen sich durch Ersatzmodelle beschreiben. Beim Verdrehflankenspiel können die kleinen rotatorischen Schwingungsamplituden mittels eines äquivalenten translatorischen Ersatzmodells beschrieben werden, Bild 3.2.

Der äußere Rahmen entspricht dem treibenden Festrad mit der Masse m_1 . Er regt das Loseil m_2 zu Schwingungen innerhalb des Verdrehflankenspiels s_v an. Den Loseilbewegungen wirkt als äußere Kraft R_a die Summe der Einzelschleppmomentanteile entgegen.

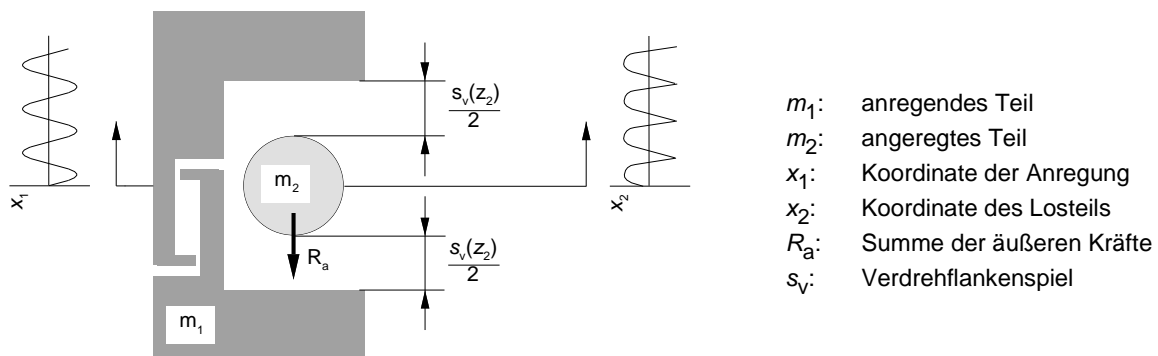


Bild 3.2: Ersatzmodell für Verdrehflankenspielen [2, 3]

Bei der Modellierung des Axialspiels genügt aufgrund der geringen Schwingwege eine translatorische Darstellung der rotatorischen Bewegungsanteile, Bild 3.3.

Die aus dem antreibenden Moment resultierende Impulskraft an der Zahnflanke im Wälzpunkt unterteilt sich aufgrund des Schrägungswinkels der Verzahnung in eine Komponente in Umfangs- und in Axialrichtung. Der axiale Anteil dieser Kraft verursacht ein Verschieben des Loseils in dieser Krafrichtung.

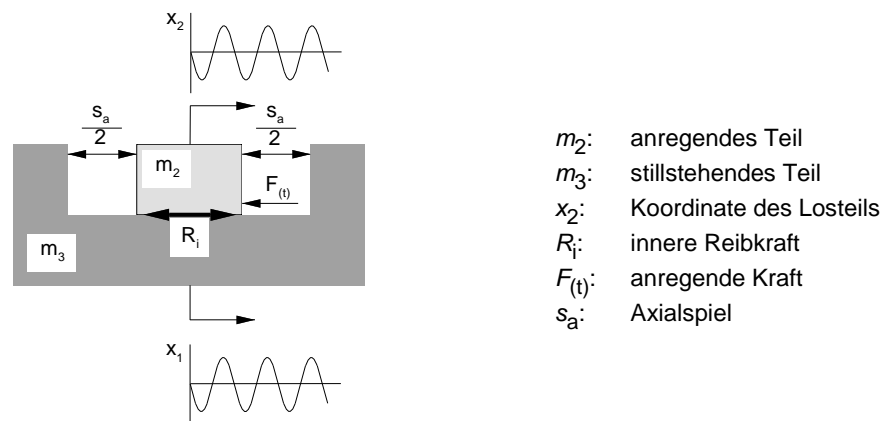


Bild 3.3: Ersatzmodell für Axialerschwingungen [3]

Ist die Ablösebedingung des Loseils nicht erfüllt, dann gleitet das Loseil entlang der Zahnflanke bis das axiale Spielende erreicht ist. Die axiale Kraftkomponente wirkt nur so lange wie sich die Zahnflanken berühren. Nach dem Ablösen des Losrads vom treibenden Festrad wirken auf dieses nur noch das Schleppmoment und die Lagerreibungskraft. Die Flugphase des Loseils endet mit einem Stoßimpuls und anschließender Haftphase an einer Zahnflanke und je nach Einfluss der Modellparameter an einem der axialen Spielenden. Das Loseil erfährt bei diesem Bewegungsvorgang eine Dralländerung in Umfangsrichtung und eine Impulsänderung in Axialrichtung. Die Axialstöße werden im Nabenbereich eingeleitet.

Das Verdrehflankenspiel ist durch den Einfluss der axialen Bewegungsmöglichkeit eine Funktion des Axialspiels. Der durch eine axiale Verschiebung entstehende zusätzliche Verdrehweg wirkt sich geräuschverstärkend aus.

3.2 Numerisches Simulationsverfahren

Aus den Ersatzmodellen kann ein einfaches Modell zur Beschreibung der gekoppelten rotatorischen und axialen Schwingungen eines einzelnen Loseils definiert werden. Das Loseil selbst wird als starrer Körper modelliert, wobei die elastischen Verformungen vernachlässigbar sind. Das Loseil kann ein lastlos mitrotierendes Losrad oder ein Zahnradblock, z.B. eine Vorgelegewelle sein. Zwischen Welle und Losrad herrscht eine Relativedrehzahl. Die Folge ist Reibung im Lager des Loseils und ein Schleppmoment am Synchronring. Dreht sich die Welle schneller, beschleunigt sie das Loseil und dreht sie sich langsamer als das Loseil oder steht sie still, wird das Loseil verzögert.

Die gewählte Modellbildung hat folgende Ziele:

- zeitliche Zusammenhänge der Losteilbewegungen darstellen,
- Einfluss von Geometrie- und Betriebsparametern nachweisen und
- Klapper- und Rasselgeräusche hinreichend genau vorhersagen.

Bei der Modellbildung müssen noch weitere Parameter berücksichtigt werden. Zu diesen gehören Einzelschleppmomente, die am Losteil wirken und der Losteilbewegung entgegengesetzt sind. Zu den äußeren Momenten gehören im Einzelnen folgende Einzelschleppmomente:

- Lagerreibmoment,
- Synchronringschleppmoment,
- Planschmoment und
- Quetschmoment.

Zusätzlich zu den rotatorischen bewegungshemmenden Komponenten müssen noch die

- axiale Lagerreibungskraft und
- die Quetschkraft

des Öls aus dem Axialspalt berücksichtigt werden. Man bezeichnet diese der axialen Bewegungen entgegengerichteten Anteile als innere Kräfte.

Anhand der Modellparameter (vgl. Kap. 2) lassen sich Bewegungsgleichungen aufstellen, die das Losteilverhalten bei definierter Anregung beschreiben. Die Stöße an den Spielgrenzen sind die Ursache der Klapper- und Rasselgeräusche. Die Ausbreitung der Schwingungen über die Wellen und Lager regt das Getriebegehäuse zu Schwingungen an. Das Getriebegehäuse strahlt diese Schwingungen als Luftschall ab. Über Körperschallübertragungswege, z.B. an der Getriebeaufhängung, breiten sich die Schwingungen auch in die Karosserie aus. Dieses Übertragungsverhalten ist sehr komplex und wird hier nicht berücksichtigt. Näherungsweise gilt aber, dass der bei den Stößen übertragene Impuls in erster Näherung proportional zu dem von ihm verursachten Geräuschpegel ist. Da jedoch der zeitliche Verlauf der Stoßkräfte nicht bekannt ist, muss der Drall- und Impulssatz auf das Losrad angewendet werden. Es ergibt sich dadurch ein Zusammenhang zwischen Kraft- und Bewegungsverlauf des Losrads. Daraus kann die reale mittlere Stoßintensität I_m ermittelt werden, Gl. 3.1. Sie stellt die innerhalb eines Simulationszeitraums gemittelte Summe aller Einzelstoßimpulse dar [2, 3].

$$I_m = m_2 \cdot \hat{\omega} \cdot r_{b1} \cdot C_{Im} \quad (3.1)$$

Dabei ist m_2 die Masse des angeregten Teils, $\hat{\omega}$ die Winkelbeschleunigungsamplitude, r_{b1} der Betriebswälzkreishalbmesser des anregenden Teils und C_{Im} die bezogene mittlere Stoßintensität für Zahnflanken- und Axialstöße. Die mittlere Stoßintensität ist kein absolutes Geräuschmaß, sie kann nur als Vergleichszahl dienen und gilt nur zwischen verschiedenen Schwingungszuständen und Losteilen innerhalb eines Getriebes. Erst nach einer Kalibrierung an einem Getriebe ist dann die Berechnung des absoluten Klapperpegels für dieses Getriebe möglich. Der Gesamtpegel aus Grund-, Klapper- bzw. Rasselgeräusch ergibt sich durch logarithmische Addition zu

$$L_p = 10 \cdot \log \left(k_L \cdot I_m + 10^{0,1 \cdot L_{Grund}} \right). \quad (3.2)$$

Dieser Pegel ist mit dem gemessenen Geräuschpegel vergleichbar. Der Grundgeräuschpegel L_{Grund} kann entweder geschätzt werden oder ist aus einer Messung bekannt. Der Kalibrierfaktor k_L stellt den Zusammenhang zwischen realer mittlerer Stoßintensität I_m und dem Schalldruck her. Er geht aus dem Vergleich eines gemessenen Schalldruckpegels mit der mittleren Stoßintensität aus einer Simulation hervor.

3.3 Näherungsverfahren

Durch das erweiterte Näherungsverfahren können nicht nur die zu erwartenden Luftschalldruckpegel von einzelnen Gangstufen sondern auch von kompletten Getrieben in Neutralstellung bzw. bei geschalteter Gangstufe abgeschätzt werden. Das Ziel einer empirischen Näherungsformel ist die hinreichend genaue Berechnung der Stoßintensität und des Luftschalldruckpegels unabhängig von einer numerischen Simulation. Dieser Näherungsansatz beinhaltet neben den geometrischen Größen das Verdrehflankenspiel und das Axialspiel als Freiheitsgrade.

Wie bei der numerischen Simulation kann beim Näherungsverfahren die reale mittlere Stoßintensität I_m entsprechend der Gl. 3.1 ermittelt werden. Hierbei werden identische Vorgabeparameter wie bei der Simulation verwendet. Die bezogene mittlere Stoßintensität C_{Im} lässt sich im Bereich von kleinen bezogenen Axialspielen mit der Gl. 3.3 [3] bestimmen:

$$C_{Im} = \sqrt{C_{sv}} \cdot \left(1,462 - \frac{0,714 \cdot C_{fa} \cdot C_{sa}}{-0,016 \cdot C_{fa} + 0,12 \cdot C_{sv}} \right). \quad (3.3)$$

Die bezogenen Parameter des Spiels in Umfangsrichtung C_{sv} , des Spiels in Axialrichtung C_{sa} und der Reibkraft C_{fa} lassen sich aus der Reibkraft F_R , dem Schrägungswinkel β , der Losradmasse m_2 , dem Betriebswälzkreisradius des Festrads r_{b1} , der Winkelbeschleunigung $\hat{\omega}_1$, der

Anregungsfrequenz ω_{An} und den beiden Spielen, Verdrehflanken- s_v und Axialspiel s_a , bestimmen. Anschließend lässt sich der Klappergeräuschpegel mit der Gl. 3.2 ermitteln.

Mit diesem Näherungsverfahren können Getriebegeräusche innerhalb des Gültigkeitsbereichs dieser Formel (Gl. 3.2) [3]:

- Bezogenes Umfangsschleppmoment $C_{mv} < 0,3,$
- Bezogene axiale Reibkraft $C_{fa} < 0,7,$
- Axialspiel $s_a \geq 0,2 \text{ mm},$
- Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\omega}_1 > 300 \text{ rad/s}^2,$
- Sinusförmige Anregung entsprechend Vier-Zylinder-Viertaktmotor

abgeschätzt werden.

3.4 IMA-Klapper- und Rasselgeräuschprüfstand

Die Simulationsverfahren können durch Prüfstandsversuche verifiziert werden. Diese Versuche lassen sich an geeigneten Prüfeinrichtungen durchführen. Sie erlauben unter reproduzierbaren, realitätsnahen Betriebsbedingungen, ohne störende Nebeneinflüsse des Fahrzeugs, diese Geräuschphänomene nachzubilden. Diese Prüfvorrichtung muss in der Lage sein, die für das Klappern und Rasseln maßgeblichen Winkelbeschleunigungsamplituden über die Getriebeeingangswelle in das Getriebe einzuleiten.

Für Untersuchungen des Leerlaufverhaltens ist bei stillstehendem Abtrieb nur eine Anregung über die Getriebeeingangswelle notwendig. Der nachzubildende Drehzahlbereich liegt zwischen 600 und 2500 1/min, da im oberen Bereich das Schleppmoment so groß wird, dass Rasseln nicht mehr signifikant in Erscheinung tritt. Für die Nachbildung von Rasseln müssen der Antrieb des Getriebes sowie ein Bremsen des drehenden Abtriebs möglich sein.

Ein Prüfstand zur Untersuchung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Pkw-Getrieben wurde am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart entwickelt. Das Antriebs- aggregat des Prüfstands, ein hochdynamischer, permanenterregter Drehstrom-Synchronmotor und das Pkw-Prüfgetriebe sind koaxial gegenüberliegend an einem massiven Stahlgestell angeflanscht. Der Antriebsmotor wird spielfrei und kraftschlüssig mittels torsionssteifer Metallbalgkupplungen mit dem Prüfgetriebe verbunden. Zur Abkopplung von Körperschallschwingungen ist der Prüfaufbau mit Federelementen auf dem Fundament gelagert.

Zur Nachbildung von Zug- und Schubbetrieb wird zusätzlich ein Bremsmotor, ebenfalls ein Synchronmotor, an der Getriebeabtriebswelle mittels Metallbalgkupplungen angebracht. Die beiden Motoren haben eine Nennleistung von 33,7 kW bei einem Nenndrehmoment von 71 Nm. Das Spitzenmoment liegt bei 105 Nm und die max. Antriebsdrehzahl bei gleichförmiger Anregung beträgt 6000 min^{-1} . Wegen des kleinen Eigenträgheitsmoments der Antriebsmotorwelle von $0,0055 \text{ kgm}^2$, können hohe Winkelbeschleunigungsamplituden von über 10.000 rad/s^2 (ohne Prüfgetriebe) erreicht werden.

Die geringeren Leistungsdaten der hochdynamischen Motoren gegenüber denen der Pkw-Verbrennungsmotoren reichen zur Nachbildung von Torsionsschwingungen des Fahrzeuggetriebes aus. Rasselschwingungen entsprechend dem Vollastbetrieb sind von untergeordneter Bedeutung, da sie sich von Losteilschwingungen des Leerlaufs oder Teillastbetriebs nicht grundsätzlich unterscheiden.

Die schematische Darstellung des IMA-Rasselprüfstands mit den beiden Motoren, der Prüfstandssteuerung und der Prüfstandsperipherie zeigt das Bild 3.4. Die Sollwerte der Drehungleichförmigkeiten der Motoren werden mittels eines Echtzeitreglers erzeugt.

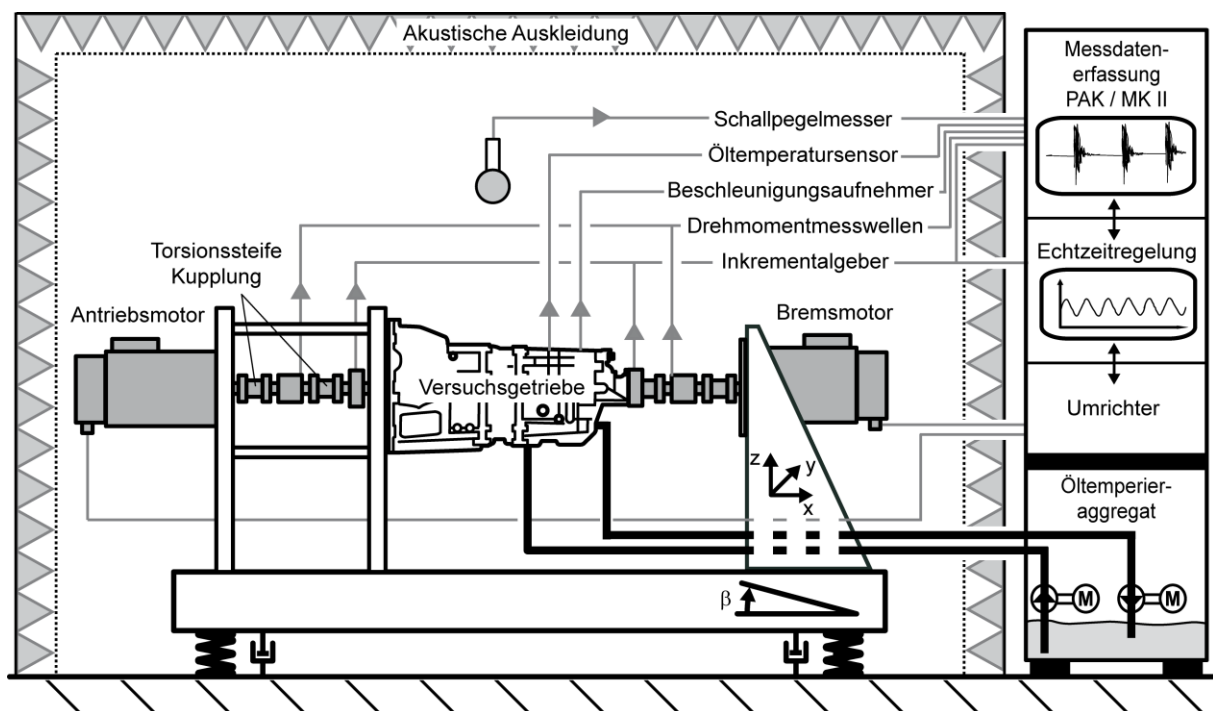


Bild 3.4: Schematische Darstellung des IMA-Rasselprüfstands [8]

Der an der Getriebeeingangswelle angekoppelte Inkrementalgeber dient zur Drehzahlerfassung als Regelgröße für den Regler. Die Winkelgeschwindigkeitsverläufe der Getriebewellen können mit Drehinkrementalgebern oder einem Laserdopplerinterferometer berührungslos aufgezeichnet werden. Ebenfalls berührungslos können die Drehbewegungen der Losräder im Getriebe mittels Hallsonden abgetastet werden.

Beschleunigungssensoren an der Getriebegehäuseoberfläche dienen zur Identifizierung der Klapper- und Rasselstöße, die in einem zeitlichen Zusammenhang mit den Drehungleichförmigkeiten stehen. Die Stoßimpulse und die Drehungleichförmigkeiten werden zeitgleich aufgezeichnet. Der Klappergeräuschpegel wird im Fernfeld des Prüfgetriebes mit mehreren integrierenden Luftschalldruckpegelmessern erfasst. Zur Nachbildung realitätsnaher Betriebsbedingungen kann das Prüfgetriebe durch Ölzirkulation mit einem externen Ölaggregat auf max. 130° C erhitzt werden.

4 Maßnahmen zur Verringerung der Klapper- und Rasselgeräusche

Die Verringerung von Klapper- und Rasselgeräuschen kann durch Maßnahmen innerhalb und außerhalb des Getriebes erreicht werden. Zu den externen Maßnahmen gehören unter anderem [3–10]:

- Zwei-Massen-Schwungrad,
- Torsionsschwingungsdämpfer,
- Schwingungstilger,
- Kupplungsdämpfer und
- Kapselung des Getriebes.

Mit diesen externen Maßnahmen, gelingt es jedoch nicht immer, eine zufriedenstellende Lösung zu erreichen. Daher ist es notwendig auch innerhalb des Getriebes nach Möglichkeiten zur Geräuschminimierung zu suchen.

Zu den internen Abhilfemaßnahmen gehören folgende Punkte:

- Trägheitsmomentreduzierung,
- Zahn- und Axialspielabstimmung,
- Schleppmomenterhöhung,
- Verspannung der Losteile und
- geeignete Wahl der Radanordnung.

Bei der Umsetzung dieser Möglichkeiten besteht ein Konflikt zwischen technischen und wirtschaftlichen Zielsetzungen. Hierbei gibt es keine globale Lösung des Problems. Jede Verzahnungsstufe und jede Triebstrangkombination muss mit der Vielzahl einzelner Lösungsansätze individuell abgestimmt werden, um die gewünschte Geräuschreduzierung realisieren zu können.

5 Literatur

- [1] Naunheimer, H.; Bertsche, B.; Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2007
- [2] Weidner, G.: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben, Dissertation, Universität Stuttgart, 1991
- [3] Lang, C.-H.: Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben, Dissertation, Universität Stuttgart, 1997
- [4] Dogan, S. N.: Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- [5] Baumann, A., Fietkau, P., Bertsche, B., Böhnke, R., Hagemann, K., Krechberger, W., Zinßer, J. (2010): Reduction of the Gear-Rattle Noise Level of Automotive Transmissions Using Innovative Gear Lubricants. In: VDI-Berichte Nr. 2081: Getriebe in Fahrzeugen 2010, VDI Verlag, Düsseldorf.
- [6] Rach, J.: Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, 1998
- [7] Ryborz, J.: Klapper- und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw-Getrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- [8] Fietkau, P., Baumann, A., Bertsche, B.: Rasselgeräuschprüfstand zur Untersuchung von Fahrzeuggetrieben. PAK-Tag 2011, MÜLLER-BBM VibroAkustik Systeme, Herrsching am Ammersee, 3. Mai 2011
- [9] Novak, W.; Kiefer, S.; Stockmeier, M.; Bertsche, B.: Eliminierung des Klapper- und Rasselgeräuschs von Fahrzeuggetrieben durch Festrudentkopplung. In: VDI-Berichte 2029, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2008
- [10] Stockmeier, M.: Entwicklung von klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben. Dissertation, Universität Stuttgart, 2008

6 Versuchsdurchführung

Ziel des praktischen Teils des Praktikumsversuchs ist die Ermittlung des Klappergeräuschverhaltens eines Pkw-Getriebes. Hierbei wird in Abhängigkeit der Winkelbeschleunigungsamplitude der jeweilige Luftschalldruckpegel des Getriebes L_p in dB(A) gemessen.

Vorgehensweise:

1. Ermittlung der Teilgeräuschquellen - Arbeitsblatt 1

Für die Ermittlung des Klappergeräuschpegels eines Fahrzeuggetriebes auf dem IMA-Klapperprüfstand soll nachgewiesen werden, dass die Nebengeräusche des Prüflabors das zu messende Getriebegeräusch nicht beeinflussen.

Anhand des beigefügten Arbeitsblatts 1 "Ermittlung der Teilgeräuschquellen" ist der Luftschalldruckpegel bei stehendem Prüfstand zu messen. Daraus lässt sich bei bekanntem Umgebungsgeräusch der Pegel der Servomotoren berechnen.

2. Messung der Klapperkurve - Arbeitsblatt 2

Bevor die Klapperkurve eines Fahrzeuggetriebes ermittelt werden kann, müssen wichtige Parameter erfüllt werden. Die Öltemperatur des Getriebes beträgt ca. 25 °C. Die Grunddrehzahl liegt bei 900 min⁻¹ und die Anregung hat die Form einer Sinusschwingung zweiter Ordnung entsprechend einem Vierzylinder-Viertakt-Ottomotor, die in einem Bereich von 0 rad/s² bis 1200 rad/s² schrittweise erhöht wird.

Auf dem Arbeitsblatt 2 "Messung der Klapperkurve" sind die einzelnen Punkte angegeben, die zu ermitteln sind:

- Grundgeräusch,
- Klappergrenze,
- Luftschalldruckpegel in Abhängigkeit der Winkelbeschleunigungsamplitude.

Die ermittelten Messpunkte sind anschließend im Diagramm einzutragen.

Arbeitsblatt 1: Ermittlung der Teilgeräuschquellen

Im Betriebszustand des IMA-Klapperprüfstands entstehen durch die Motoren Nebengeräusche. Es gilt nun nachzuweisen, dass der Summenpegel der Teilgeräuschquellen unterhalb des zu messenden Klapperpegels des Getriebes liegt. Somit wird eine Beeinflussung der Klapperpegelmessung durch Nebengeräusche vermieden.

Durch logarithmische Pegeladdition einzelner Teilgeräuschquellen ergibt sich der Summenpegel zu:

$$L_{ges} = 10 \cdot \log \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}}$$

Hieraus erhält man bei bekanntem Summenpegel L_{ges} und bei bekanntem Umgebungsgeräusch L_1 für die übrigen Geräuschquellen:

$$L_2 = 10 \cdot \log \left(10^{\frac{L_{ges}}{10}} - 10^{\frac{L_1}{10}} \right)$$

Teilgeräuschquelle	Luftschall-druckpegel	dB(A)
Umgebungsgeräusch	L_1	30
Summenpegel [dB(A)]	L_{ges} (gemessen)	
Servomotoren	L_2 (berechnet)	

Berechnung:

Arbeitsblatt 2: Messung der Klapperkurve

Winkelbeschleunigung [rad/s ²]	Messung [dB(A)]	Randbedingungen
Grundgeräusch	0	Öltemperatur: $\vartheta_{\text{ÖL}} = 25 \text{ °C}$ Grunddrehzahl: $n_0 =$ Anregung: Sinus 2. Ordnung entspr. 4-Zyl.-4-Takt-Otto-Motor
Klappergrenze		
	200	
	400	
	600	
	800	
	1000	
	1200	

