

Abb. 9.11. Streuung des gemessenen Kraft-Weg-Verlaufs für ein 6-Ganggetriebe

Generator-Konzepten als Micro-Hybrid ist der elektrische Teilantrieb für die Überbrückung der Zugkraftlücke nicht ausreichend dimensioniert.

9.4 Schaltkomfort

Dieser Abschnitt geht nun auf den Schaltkomfort – die Definition relevanter Kenngrößen sowie Maßnahmen zur Analyse und Optimierung des Schaltungsablaufs – ein. Dieser ist für den Kunden als direkt am Handschalthebel fühlbare Größe entscheidend für die Beurteilung eines Getriebes. Ausgeklammert werden hier die konventionellen Stufenautomaten: Durch den Wegfall des Synchronisationsablaufs und den reinen Wechsel des Leistungspfades durch das geregelte Überblenden reibschlüssiger Übertragungselemente ist der Schaltkomfort hier fast vollständig auf die Abstimmung der Schaltpunkte, vgl. BÖHL & KÜCÜKAY [2004], zu beschränken. Hinzu kommt häufig die Forderung nach einem möglichst stetigen Beschleunigungsverlauf⁵ während des Fahrstufenwechsels, was eine entsprechenden Kommunikation zwischen Motor und Getriebe und eine präzise Regelung der Schaltelemente erfordert, vgl. Abschnitte 5.1 und 5.4.1. Für die automatisierten Schaltgetriebe wird der Begriff des Schaltkomfort häufig für die Vermeidung der Zugkraftunterbrechung während des Gangwechsels verwendet, vgl. Abschnitt 9.3.2.

Generelle Beobachtungen

Zwei wesentliche Punkte sollen einführend besprochen werden, die sehr anschaulich die Schwierigkeiten bei der Abstimmung des Schaltkomforts für ein Handschaltribe verdeutlichen. Zunächst ist an Hand von Abbildung 9.11 ersichtlich, dass selbst für ein und dasselbe Getriebe bei mehrfach wiederholten Schaltungen die mess- und fühlbaren Kräfte entlang des Schaltweges

⁵ Die Ausführungen aus Abschnitt 9.3.2, vgl. Seite 600, gelten hier entsprechend.

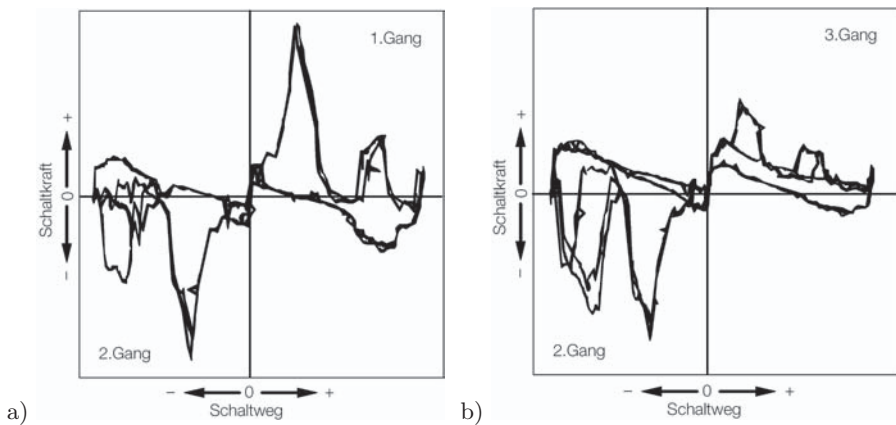


Abb. 9.12. Vergleich der Schaltkraftverläufe bei a) 1-2 und b) 2-3 Schaltung

deutlich streuen; das Verhalten des Systems in Abbildung 9.11 ist in dieser Hinsicht noch als stabil zu bezeichnen, die Messungen wurden unter sehr gut reproduzierbaren Bedingungen am Prüfstand durchgeführt. In Abschnitt 4.4.2 wurde darauf hingewiesen, dass es beim Erstkontakt zwischen der Schaltmuffe und der Kupplungsverzahnung des Zielganges drei mögliche Kombination von Kontaktbereichen gibt; in Abschnitt 9.1 wurde die Abhängigkeit des Verhaltens der Synchronisation von der Einschaltposition besprochen. Beide Faktoren führen dazu, dass die Verhältnisse beim Schalten im realen Fahrbetrieb stark streuen, selbst bei einem einzigen Getriebe auf einem Funktionsprüfstand nach Abschnitt 10.3.1.

Hinzu kommt, vgl. Abbildung 9.12, dass sich die verschiedenen Gangwechsel eines Getriebes aufgrund der u.U. unterschiedlichen Synchronisationen, der unterschiedlichen Trägheiten und eventuell zusätzlich verschiedener Steifigkeiten der Betätigungselemente der inneren Schaltung sowie der unterschiedlichen Drehzahlverhältnisse ebenfalls voneinander differenzieren. Schaltkomfort bedeutet also die Betrachtung aller üblichen Gangwechsel zwischen benachbarten Gängen und die Sicherstellung bestimmter Eigenschaften des Schaltablaufs auch unter Einbeziehung der Produkttoleranzen. Die Schwierigkeit besteht also in der Sicherstellung eines möglichst homogenen Schaltablaufs über alle Gänge hinweg unter Berücksichtigung der Alterung der Komponenten und der Produktionsstreuungen. Darüber hinaus werden die Getriebe als Baugruppe in unterschiedlichen Fahrzeugen mit unterschiedlichen Schalthebelpositionen, vgl. Abbildung 4.97, oder Betätigungskonzepten – Stange nach Abbildung 4.101 oder Seilzug nach Abbildung 4.103 – eingesetzt, die sich hinsichtlich ihrer Kinematik und Steifigkeit noch zusätzlich unterschiedlich verhalten.

9.4.1 Begriffsklärung und relevante Kenngrößen

In Abschnitt 9.1 wurde festgestellt, dass sich das subjektive Empfinden der Schaltung bzw. genauer der Kraft-Weg-Verhältnisse beim Schalten und Wählen in vier Teilaspekte gliedert. Neben der allgemeinen Präzision – Spielfreiheit und gute Führung durch z.B. Kulissen wie in Abbildung 4.112 – und Leichtgängigkeit – geringe Reibung und Selbstrückstellung in Neutralposition – der Schaltung sind dabei die Verhältnisse beim Wähl- und Schaltvorgang für den Kunden relevant. Zunächst ist der Verlauf der Wählkraft über dem Wählweg, vgl. Abbildung 4.94.b und 4.96, so zu gestalten, dass dem Kunden ein präzises Gefühl dafür vermittelt wird, ob die gewünschte Schaltgasse – 1-2 oder 3-4 oder 5-R beim Schaltbild nach Abbildung 4.94 – erreicht ist. Dazu wird z.B. im Handschalthebel wie in Abbildung 4.107 gezeigt eine Schenkelfeder appliziert und zusätzlich eine Rastierung für die Wählbewegung im Bereich der getriebeinternen Schaltung, vgl. Abbildung 4.112. Wird die Gasse erreicht, hält die Kulissee die Schaltwelle für die anstehende Schaltbewegung in der gewünschten Bahn; gleichzeitig erhält der Kunde über den beginnenden Anstieg der Wählkraft durch die Wählrastierung eine Rückmeldung, dass die Gasse erreicht ist. Wichtig ist bei der Auslegung, dass die Rastierelemente die Reibung im System überwinden und der Schalthebel alleine in die Neutralstellung – i.d.R. die Gasse zwischen drittem und viertem Gang – zurückstellt. Der eigentliche Ablauf der Schaltung wird zu einem großen Teil von statischen Kräften bestimmt, d.h. von Reaktionskräften aus den Rastierelementen und der Vorsynchronisierung. Empfundene wird der statische Schaltablauf bei stehendem Getriebe, damit ist er als “Show-Room-Effekt” oft für die Kaufentscheidung eines Kunden mit verantwortlich. Entscheidend sind jedoch die dynamischen Effekte, die sich aufgrund der Relativbewegung der zu synchronisierenden Komponenten ergeben. Bei der Schaltung im Stillstand erfolgt bei der ersten Einschaltung eines Ganges die Ausrichtung der leistungsübertragenden Komponenten – der Schalmuffe und der Kupplungsverzahnung, vgl. Abbildung 4.83 – und beim zweiten Einschalten kann der Formschluss ohne ein Relativverdrehen von Synchronring und Schiebemuffe erfolgen⁶; dann sind nur noch die Rastierkräfte für den Bediener fühlbar. Die Überprüfung der Abstimmung der Rastierelemente kann bei hinreichender Kenntnis der Reibbedingungen der einzelnen Komponenten rechnerisch erfolgen; die Schwierigkeiten beschränken sich dabei häufig auf die korrekte Abbildung der Reibung an innerer und äußerer Schaltung, vgl. Abschnitt 4.5.

Wird die Schaltung bei asynchron drehender Primär- und Sekundärseite der Synchronisation betätigt, kommen zusätzlich dynamische Einflüsse hinzu; diese sind – wie zuvor beschrieben – stark stochastischer Natur. Je nach Höhe der Synchronkraft F_S wird für das Synchronisieren bis zum Erreichen des Gleichlaufs eine bestimmte Zeit t_S benötigt, die Synchronisierungsdauer, vgl. Ab-

⁶ Dazu kann es notwendig sein, beim ersten Einlegen eines Ganges die Kupplung zu betätigen, um eine Relativverdrehung der Getriebeeingangsseite zu ermöglichen.

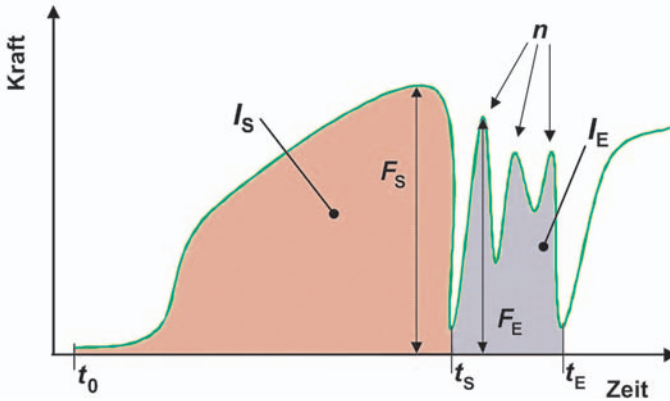


Abb. 9.13. Zur Definition des Schaltimpuls und weiterer Komfortkenngrößen (Erläuterungen der Symbole im Text)

bildung 9.13. Zum Synchronisieren einer vorgegebenen Drehzahldifferenz ist nun stets eine bestimmte Menge kinetischer Energie aufzuwenden oder abzuführen; bei einer konstanten Synchronkraft zum Aufbau des Synchronmomentes nach (4.68) besteht somit ein antiproportionaler Zusammenhang zwischen der aufgewendeten Kraft F_S und der benötigten Zeit t_S zum Synchronisieren; Abbildung 9.14 stellt die entsprechende Hyperbel dar. Die Formparameter der Hyperbel sind nach DYLLA [2006] kennzeichnend für eine Synchronisation und ermöglichen die Abschätzung der erzielbaren Synchronzeiten in Abhängigkeit von der am Synchronpaket angreifenden Axialkraft. Dabei ist der Synchronisierimpuls I_S ein erster Indikator für den Schaltkomfort,

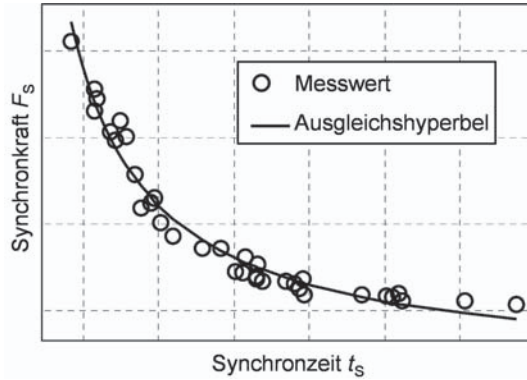
$$I_S = \int_{t_0}^{t_S} F_S dt. \quad (9.1)$$

Anschaulich lässt sich die entsprechende Forderung für eine Komfortverbesserung, vgl. Tabelle 9.1, als Minimierung der Fläche unter der Kraft-Zeit-Kurve im Schaltkraftdiagramm Abbildung 9.13 deuten, die dem Synchronimpuls I_S nach (9.1) entspricht. Es ist offensichtlich, dass die aus (9.1) ableitbare Forderung an die Konstruktion die Maximierung des Konusmoments – des Beschleunigungsvermögens der Synchronisation bei gegebener Trägheit der Getriebeeingangsseite – nach (4.68) bzw. (4.69) impliziert.

Ist der Gleichlauf erreicht und das Sperrmoment zusammengebrochen, vgl. Abschnitt 4.4.3, so folgen die Phasen des Freiflugs und des Einspurens: Phasen 5 und 6 nach Abschnitt 4.4.2. Die auf Seite 225 beschriebenen Fälle für den möglichen Erstkontakt zwischen Schiebemuffe und Kupplungsverzahnung entscheiden nun, ob die Schaltmuffe glatt ohne eine nennenswerte Einspurkraft F_E den Formschluss herstellen kann oder ob aufgrund einer oder mehrerer Zurückweisungen insgesamt n Kraftspitzen messbar sind und fühlbar sein können, vgl. Abbildung 9.13 und Tabelle 9.1. In Analogie zu (9.1) wird nun

Tabelle 9.1. Kriterien für die Optimierung des Schaltkomfort

Kriterium zur Minimierung	Bezeichnung	Einheit
Zeit bis zum Abschluss der Synchronisation (Entsperren)	t_S	s
Zeit bis zum Formschluss	t_E	s
Anzahl der Kraftspitzen beim Einspuren	n	–
Maximale Synchronisierkraft	$F_{S,\max}$	N
Synchronisierimpuls	I_S	Ns
Einspurimpuls	I_E	Ns
Verhältnis Einspurkraft zu Synchronisierkraft	Ξ_S	–

**Abb. 9.14.** Schaltkrafthyperbel (Aus DYLLA [2006])

der Einspurimpuls I_E definiert, der ebenfalls – wie auch die Anzahl der Kraftspitzen n – zu minimieren ist,

$$I_E = \int_{t_S}^{t_E} F_H dt.$$

Auch hier ist die anschauliche Interpretation des Einspurimpuls als Fläche in Abbildung 9.13 möglich. Solange das Verhältnis Ξ_S der Einspurkraft F_E zur maximalen Synchronisierkraft $F_{S,\max}$ klein ist,

$$\Xi_S = \frac{F_E}{F_{S,\max}} \lesssim 0,8, \quad (9.2)$$

und die Zahl der Kraftspitzen ebenfalls klein, $n = 1$, wird der Verlauf der Schaltkraft als gut bewertet werden. Ist das Verhältnis der Kräfte $\Xi_S \approx 1$ und $n \leq 2$, wird meist ein hoher zweiter Druckpunkt beanstandet aber kein so genanntes Kratzen. Von Kratzen spricht man – im englischen als *clash* oder *nibble* bezeichnet – wenn mehrere Kraftspitzen mess- bzw. fühlbar sind, $n \geq 2$. Kommt es dabei zu hörbaren Geräuschen, vgl. Abschnitt 9.6.4, ist die Schaltung als nicht komfortabel zu werten bzw. nicht mehr funktionsfähig, vgl. Abbildung 4.86.

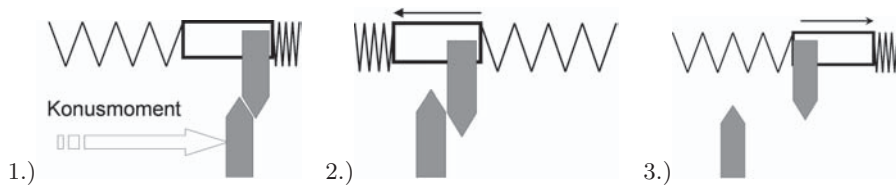


Abb. 9.15. Zur Entstehung des Schaltkratzens

9.4.2 Phänomene des Schaltkratzens

Die Symptome und das Zustandekommen des Schaltkratzens lässt sich an Hand von Abbildung 9.15 verdeutlichen; der Prozess umfasst vier Phasen und gilt unabhängig von der Anordnung vor – vgl. Abbildung 2.21 – oder hinter – 3./4. Gang des Getriebes nach Abbildung 2.23 – der Synchronisation:

1. Verspannen der Getriebeeingangsseite gegen den Triebstrang während der Synchronisation durch das Konusmoment, dabei werden alle Spiele aufgebraucht, Phase 2 nach Abschnitt 4.4.2;
2. Entspannen und gegenläufiges Schwingen von Getriebeeingangsseite und Triebstrang durch das Zusammenbrechen des Synchronmomentes beim Entsperren, Phase 4 nach Abschnitt 4.4.2;
3. Stoßartige Übertragung eines gegensinnig wirkenden Verspannmoments zwischen Eingangsseite und Triebstrang nach aufgebrauchten Spielen am Ende der Freiflugphase bei Beginn des Einspurens, Phasen 5 und 6;
4. Eventuell (mehrmalige) Zurückweisung der Schaltmuffe und Überspringen von Kupplungsverzahnung und Schaltmuffe beim Einspuren.

Bei genauerer Analyse dieser vier Schritte wird deutlich, dass es neben dem beschriebenen Überspringen bzw. Zurückweisen noch eine zweite Ursache für das Kratzen geben kann. Der zweite mögliche Auslöser kann ein zu langsamer Schaltvorgang mit einer zu langen Freiflugphase sein; es baut sich wieder eine merkliche Drehzahldifferenzen zwischen Primär- und Sekundärseite der Synchronisation nach dem bereits erreichten Gleichlauf auf. Sowohl das Überspringen als auch der Aufbau einer Drehzahldifferenz sind auf langsame Schaltungen mit zu niedrigen Schaltkräften beschränkt.

Der Einfluss der Schaltkraft auf den Ablauf der Schaltung wird anhand von Abbildung 9.16 erläutert; dabei ist die Darstellung einer Kraftgröße über einer Weggröße wie in Abbildung 9.16 natürlich für die vollständige Beurteilung der Vorgänge nicht ausreichend. Für die Interpretation der Messungen sind stets vollständige Messdiagramme wie in Abbildung 9.17 notwendig, um Aussagen über das Verhalten der beteiligten Komponenten treffen zu können. Dabei werden Drehzahlen, Positionen und Kräfte zunächst über der Zeit aufgetragen; andere Darstellungen wie z.B. in Abbildung 9.11 sind möglich. Man kann beispielweise an den Zeitschriften erkennen, bei welcher Weg- oder Winkelposition welche Drehzahländerung infolge eines Stoßes einsetzt. Idealerweise

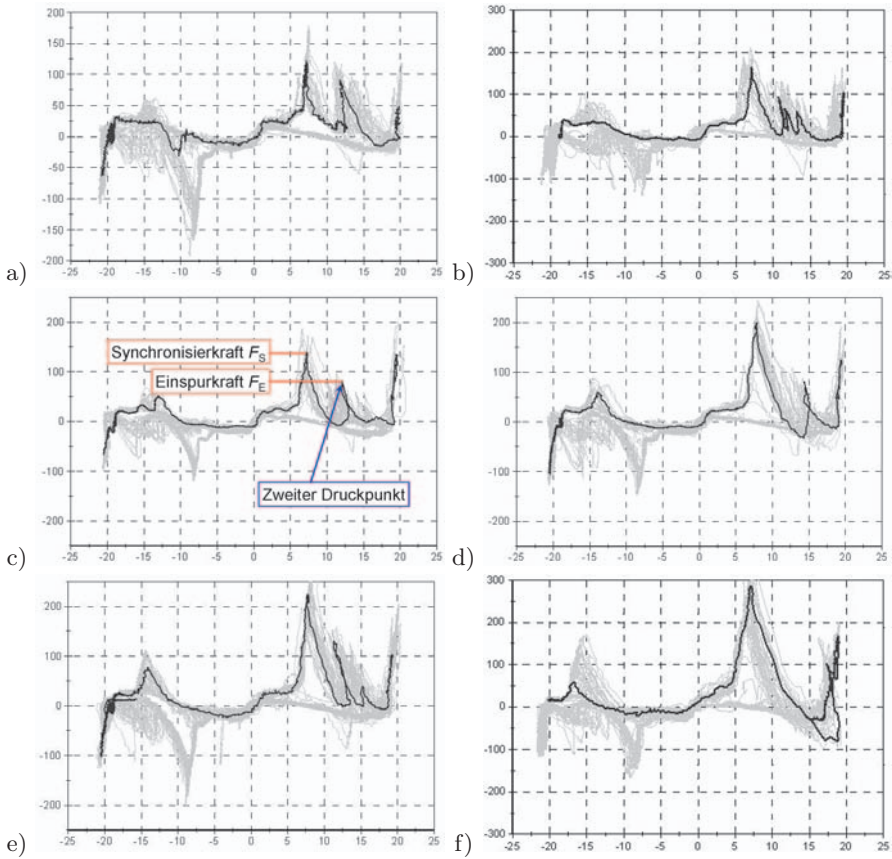


Abb. 9.16. Schaltungen mit Streubereich eines Getriebes bei unterschiedlichen Schaltkräften mit unterschiedlichen Komfortbewertungen: a)-c) geringe Schaltkraft, d) und e) mittlere Schaltkraft und f) hohe Schaltkraft. Dargestellt ist stets die Schaltkraft über dem Schaltweg an einem Punkt der Innenschaltung

führt man die entsprechenden Versuche zur Konstanthaltung der Triebstrangdrehzahl auf einem Funktionsprüfstand oder einem Rollenprüfstand wie in Abschnitt 10.3.1 beschrieben durch, um den Effekt möglicher Geschwindigkeitsänderungen des Fahrzeugs respektive Triebstrangs aus der Analyse auszuklammern. Abbildung 9.17 zeigt eine exemplarische Messung mit 5 gemessenen und einer errechneten Kurve über der Zeit; alternative Darstellung der gemessenen Größen wie in Abbildung 9.16 können das Verständnis der Vorgänge erleichtern; die Auftragung der Triebstrangdrehzahl im Ausgangs- und im Zielgang ist hilfreich um die Drehzahllangleichung beurteilen zu können. Die Darstellungen in Abbildung 9.16 sind mit dem Kraft-Weg-Verläufen auf das konzentriert, was der Kunde – auch im Stillstand des Fahrzeugs – fühlt.

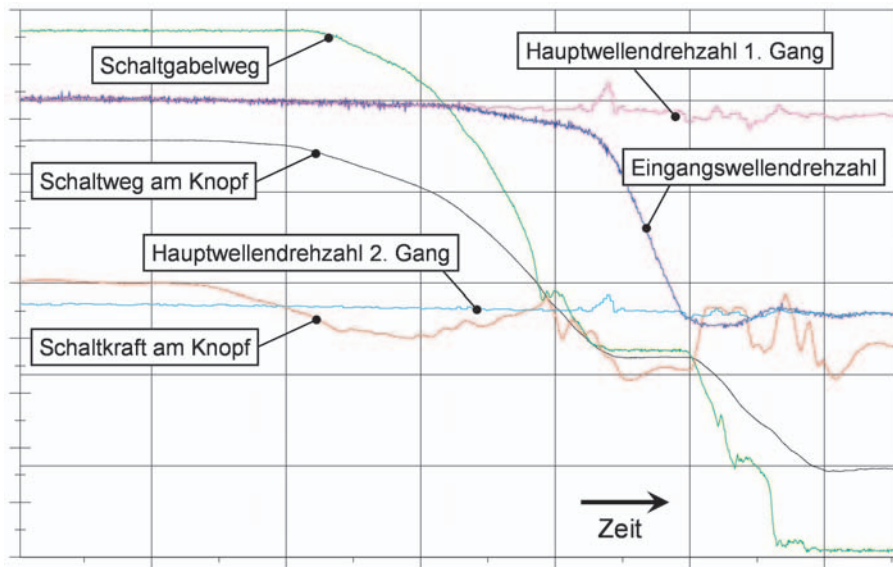


Abb. 9.17. Beispielhafte Messung einer Schaltung: Gemessen werden sollten mindestens die Drehzahlen von An- und Abtrieb, die Schaltkraft sowie die Wege der Schaltung am Schalthebelknopf und am Getriebeeingang oder an der Schaltgabel

In Abbildung 9.16.a ist zunächst eine langsame Schaltung mit einer vergleichsweise niedrigen Schaltkraft gezeigt; während der Freiflugphase baut sich – wegen eines hohen Schleppmoments oder wegen einer sehr langsamen Vorwärtsbewegung wieder eine Drehzahldifferenz auf, es kommt zum Rückstoß am folgenden Zahn der Kupplungsverzahnung und zum erneuten Sperren an der Schaltverzahnung bis sich das Moment abgebaut hat, was zum erneuten Beschleunigen der Getriebeeingangsseite benötigt wird. Bei der Schaltung nach Abbildung 9.16.b mit einer ebenfalls geringen Schaltkraft springt die Kupplungsverzahnung einmal über nach dem Erstkontakt, es kommt zum Kratzen mit einem weiteren Rückstoß. Die Kupplungsverzahnung “sperrt” wieder bis zum Abbau des Moments zwischen Muffe und Kupplungskörper. Wird die Schaltkraft in Abbildung 9.16.c im Vergleich zu Ansicht a) um 25% auf niedrigem Niveau etwas erhöht, so wird die Freiflugphase verkürzt und der Momentenstoß beim Erstkontakt nach dem Zusammenbruch des eigentlichen Sperrmoments reicht nicht mehr aus, um die Schiebemuffe zurückzuweisen; es tritt ein deutlicher zweiter Druckpunkt aber kein Kratzen auf.

Steigert man die Schaltkraft weiter, so wird im Bereich mittlerer Schaltkräfte in Abbildung 9.16.d der zweite Druckpunkt merklich reduziert, es kommt immer noch zum kurzzeitigen Sperren an der Kupplungsverzahnung aber ein Kratzen wird nicht mehr beobachtet. Bei noch einmal leicht gesteigerter Kraft tritt wieder ein etwas höherer zweiter Druckpunkt auf und es tritt beim Einfädeln in die Kupplungsverzahnung ein zweiter Stoß an der Gegenflan-

ke der Kupplungszähne auf, vgl. Abbildung 9.16.e. Bei hohen Schaltkräften findet die Schaltung schnell genug statt, dass sich keine merklichen Drehzahl-differenzen während der Freiflugphase aufbauen können; das Schaltsystem ist hinreichend vorgespannt, um die Schiebemuffe schnell nach dem Entsperren in Formschluss zu bringen, vgl. Abbildung 9.16.f. Es kommt noch zu leichten Momentenstößen im sich wieder entspannenden Triebstrang, jedoch ohne Auswirkungen auf das Empfinden des Fahrers von der Schaltung.

9.4.3 Abgleich Fahrversuch, Prüfstand und Rechnung

Die Analyse des Schaltkomfort oder – nach den vorangegangenen Ausführungen konkreter – des Ablauf der fühlbaren Betätigungskraft am Handschalthebel kann im Fahrzeug oder auf einem Funktionsprüfstand erfolgen; für die Optimierung des Schaltkomforts sind rechnerische Methoden verfügbar, die eine entsprechende Kalibration erfordern, vgl. Abschnitt 10.4.3. Wichtig ist jedoch im ersten Schritt vom Fahrzeug weg auf den Prüfstand, dass alle für den Schaltkomfort relevanten Komponenten bei der Errichtung eines Funktionsprüfstandes, vgl. hierzu auch Abschnitt 10.3.1, berücksichtigt werden. Abbildung 9.18 verdeutlicht den Umfang der Komponenten, die aufgebaut werden müssen, um die für den Schaltkomfort wichtigen Kriterien auf dem Prüfstand untersuchen zu können. Wesentlicher Punkt ist dabei die korrekte Erfassung von Steifigkeiten, Trägheiten und Spielen des Triebstranges. Die Fahrzeugmasse wird dabei i.d.R. über Schwungmassen statt der Rädern angebunden oder aber – wie in Abbildung 10.9 und 10.10 zu erkennen – über Riemen mit den Rädern verbunden; der Vorteil dieses Aufbaus ist die dann oft bessere Zugänglichkeit des Prüflings und die besseren Möglichkeiten zur Kapselung der Schwungmassen.

Vorteilhaft ist die Untersuchung der Schaltabläufe auf der Rolle oder dem Funktionsprüfstand, weil sehr genau einzelne Manöver durchgeführt werden können mit nahezu identischen Randbedingungen; auf öffentlichen Straßen ist dies fast unmöglich. Ist die Übereinstimmung zwischen Fahrversuch und Funktionsprüfstand sichergestellt, wird i.d.R. am Prüfstand ein Simulationsmodell so weit kalibriert, bis – vgl. Abbildungen 9.19 bis 9.21 – alle Hauptmerkmale der Messung auch von der Simulation reproduziert werden.

Im Einzelnen ist bei der Kalibration der Simulationsmodelle neben dem korrekten Einfluss der Höhe der Schaltkraft auf den generellen Schaltungsablauf, vgl. Abschnitt 9.4.2, die Berücksichtigung eines Reglers für die Auslösung der Schaltung notwendig. Nach HACKL ET AL. [2006] reagiert der menschliche Fahrer intuitiv auf eventuell am Schalthebelknopf wahrnehmbare Störungen des Schaltablaufs und schaltet nicht wie ein Roboter mit einer fest vorgegebenen Geschwindigkeit trotz aller wahrnehmbaren Widerstände durch; die Abbildung dieses menschlichen Reglers für die Modulation der aufgebrachten Kraft-Schaltweg-Beziehungen ist eines der Kernprobleme auf dem Weg zur Fortentwicklung der Methoden zur Schaltkomfortoptimierung ohne Fahrzeuge. Ist der Regler erst in der Rechnung kalibriert, kann er häufig auch zur

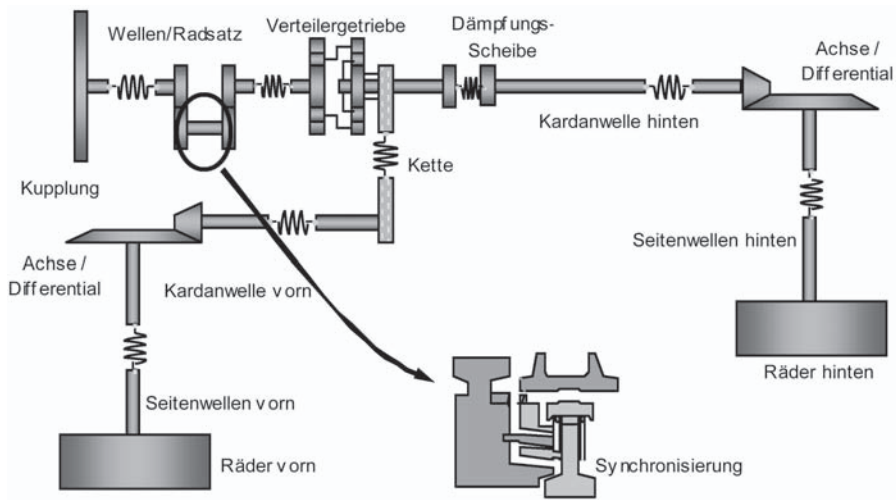


Abb. 9.18. Massen und Elastizitäten im Antriebsstrang des Porsche Cayenne (Aus CASPER ET AL. [2004])

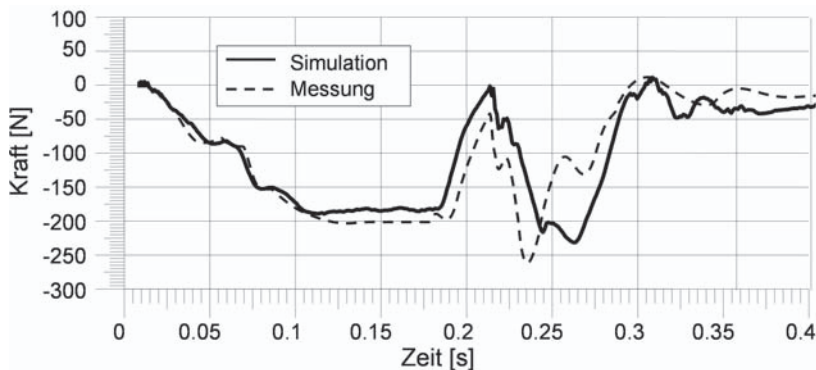


Abb. 9.19. Abgleich von Messung und Rechnung des Kraft-Zeit-Verlaufs bei der Schaltkomfortanalyse am Beispiel einer Kraft im Schaltsystems

Regelung eines Betätigungsgerätes am physikalischen Prüfstand verwendet werden.

Vergleicht man die verschiedenen Grade der Übereinstimmung bei der Simulation des Kraft-Zeit-Verlaufs in Abbildung 9.19 mit den erreichbaren Übereinstimmungen bei den Geschwindigkeits-Zeit-Verläufen, so wird ein Problem deutlich, welches in der Theorie zur Finiten Elemente Methode seit langem bekannt ist: Der Grad der Übereinstimmung ist bei den Größen besser, die direkt berechnet werden können und die nicht durch Differenzenbildung oder (numerische) Differentiation abgeleitet werden müssen. Die Drehzahlen als direktes Ergebnis aus der Drehschwingungssimulation der Triebstrangkomp-

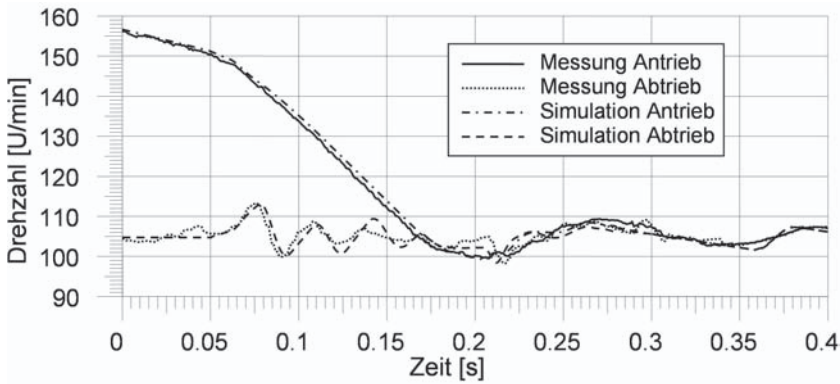


Abb. 9.20. Abgleich gemessener und gerechneter Drehgeschwindigkeitsverläufe an An- und Abtrieb für die Schaltungsanalyse

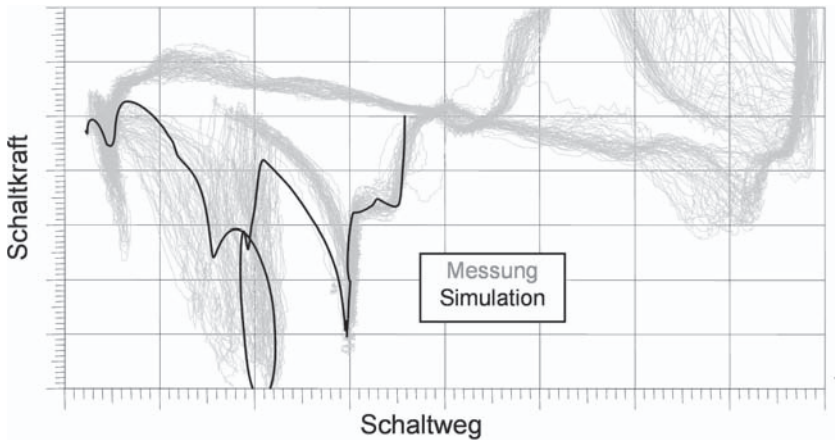


Abb. 9.21. Darstellung einer errechneten Kraft-Weg-Kurve im Streuband der zugrunde liegenden Messungen

nenten werden von der Simulation besser approximiert als die Schaltkräfte, die eine Differenzbildung errechneter Wege erfordern; von den zuvor diskutierten Problemen bei der Modulation der Betätigungskraft ganz abzusehen.

Wie bereits ausgeführt ist das Verhalten der Synchronisation von Handschaltgetrieben stark stochastischer Natur; daher ist es nicht sinnvoll, wie in den Abbildungen 9.19 und 9.20 nur einzelne Ereignisse miteinander zu vergleichen; die Streuungen des Versuchs müssen auch mit der Simulation reproduzierbar sein. Meist wird dies durch eine stufenweise Abbildung möglicher Relativstellungen innerhalb einer Zahnteilung der Kupplungsverzahnung realisiert, etwa 10 verschiedene Stellungen von Schaltmuffe und Kupplungskörper relativ zueinander werden benötigt. Die sich ergebenden Streubänder von Messung und

Simulation müssen dieselben Tendenzen aufzeigen und bei Variationen einzelner Parameter sehr ähnliche Reaktionen zeigen. Sind all diese Anforderungen erfüllt, kann eine Reihe von Versuchen durch Simulation substituiert werden, bevor eine erneute Kalibration des Simulationsmodell durch Vergleich mit dem Funktionsprüfstand erforderlich wird.

9.4.4 Maßnahmen zur Schaltkomfortoptimierung

Die Maßnahmen zur Optimierung des Schaltkomforts lassen sich im wesentlichen wieder in zwei Gruppen unterteilen: ursachen- und wirkungsbekämpfende. Während die Methoden, die auf eine Behebung der Ursachen des fühlbaren Schaltkratzens abzielen, i.d.R. im Bereich der Innenschaltung oder der Synchronisation angreifen, vgl. Abschnitte 4.4 und 4.5.2, werden die Maßnahmen zur Dämpfung der fühlbaren Schwankungen der Betätigungskraft – Kapseln des Kratzens im Getriebe – im Bereich der äußeren Schaltung appliziert, vgl. Abschnitt 4.5.1. Maßnahmen im Bereich der Innenschaltung sind das gezielte Abstimmen der Dachwinkel an der Kupplungsverzahnung mit teilweise unsymmetrischen Zähnen, vgl. Abbildung 4.88, die gezielte Ausformung von Rastierkurven an der Schaltmuffe für die Vorsynchronisierung sowie die Gestaltung von Steifigkeiten und Spielen der gesamten Schaltbetätigungsstrecke. Wichtig sind zudem die Trägheitsmomente der Getriebeeingangsseite, wobei diese nur sehr begrenzt geändert werden können, sowie die Schleppmomente, die auf die Eingangsseite und die mit ihr synchron drehenden Räder wirken, welche gerade bei tiefen Temperaturen erheblichen Einfluss haben.

Im Bereich der äußeren Schaltung können verschiedene Koppellemente zwischen Kabel bzw. Gestänge und Getriebe durch eine gezielte Abstimmung der Steifigkeitskennlinie dazu beitragen, dass der Kunde das Kratzen nicht fühlt. Problematisch ist dabei der sich eventuell einstellende Präzisionsverlust durch die Entkopplung; i.d.R. erfordert dies die zusätzliche Implementierung einer Rastierung am Handschalthebel, die den Kunden wieder einen sauberen Kraft-Weg-Verlauf fühlen lässt. Abbildung 9.22 zeigt beispielhaft einen speziellen Hebel von Porsche, der am Getriebeeingang einen Teil der Kraftschwankungen im Bereich der getriebeinternen Schaltung kompensieren kann.

Etwa seit dem Jahr 2000 wurde häufig über shift-by-wire Systeme für die manuellen Schaltgetriebe berichtet; diese Systeme haben derzeit noch den Nachteil, dem Kunden zu wenig das Gefühl einer echten Handschaltung zu geben. Die Simulation von Verschiebewiderständen beim Sperren an der Kupplungsverzahnung, ist noch nicht zuverlässig im Rahmen einer elektrischen Betätigung mit einer Kraft-Weg-Rückmeldung am Betätigungshebel in Echtzeit möglich. Weitere Ansätze mit neuen Synchronisationssystemen sind vorgestellt und versprechen eine größere Variantenvielfalt, manche Autoren, z.B. HACKL ET AL. [2006], sehen Ansätze zur Produktkostensenkung bei gleichzeitiger Steigerung der Schaltqualität.

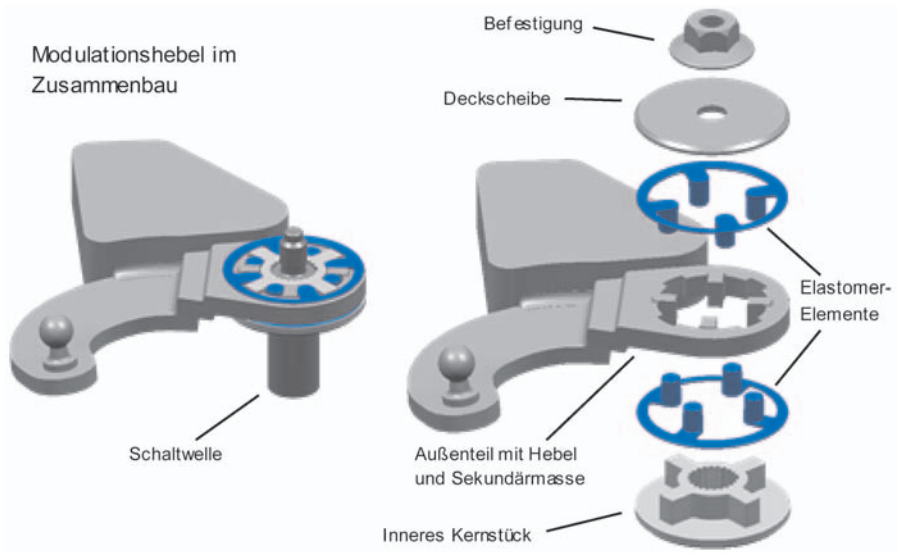


Abb. 9.22. Modulationshebel des Handschaltgetriebes im Porsche Cayenne (Aus CASPER ET AL. [2004])

9.5 Geräusche und Schwingungen von Schaltung und Kupplung

In diesem Abschnitt werden drei beispielhafte Phänomene beschrieben, die bei manuellen Schaltgetrieben auftreten können; die Voraussetzungen – z.B. ein bestimmtes Betätigungssystem für Schaltung oder Kupplung – werden dabei beschrieben sowie die Betriebszustände, in denen das Phänomen beobachtbar sein kann. Hinweise zu potentiellen Abhilfemaßnahmen schließen sich an.

9.5.1 Vibrationen des Kupplungspedals

Beschreibung und Voraussetzungen

Als Pedalvibration wird eine am Fuß spürbare Pulsation des Kupplungspedals beim Betätigen bezeichnet, das am deutlichsten bei maximaler Pedalkraft feststellbar ist. Bei vollständig geschlossener bzw. vollständig geöffneter Kupplung sind hingegen am Pedal keine Beschleunigungen zu beanstanden; das Phänomen der Pedalvibration tritt vor allem im Leerlaufbereich auf.

Ursachen

Die Ursache des als *Pedalvibration* möglicherweise für die Kupplungsbetätigung zu beanstandenden Phänomens ist der Zündimpuls des kupplungsseitigen Zylinder des Verbrennungsmotors: Infolge der elastischen Kurbelwellenverformung stellt sich die Schwungscheibe bei Zündung des kupplungsnahen

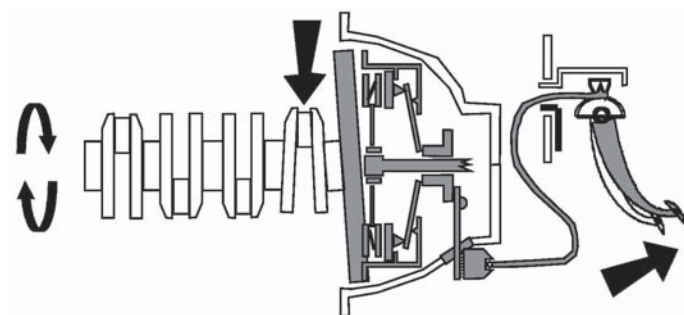


Abb. 9.23. Schemadarstellung der Ursache von Vibrationen des Kupplungspedals

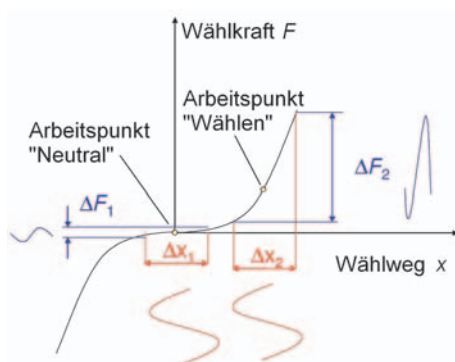


Abb. 9.24. Arbeitspunkte auf der schematischen Kraft-Verformungskennlinie von Wählmechanik und Kupplungsbetätigung

Zylinders leicht schief, vgl. Abbildung 9.23. Bei Betätigung der Kupplung wird die Betätigungstrecke in Abhängigkeit von der Pedalkraft so versteift, dass sich die Weganregung durch die Schiefstellung der Schwungscheibe als fühlbarer Kraftimpuls bis zum Pedal überträgt; die Zusammenhänge sind in Abbildung 9.24 für die Kupplungsbetätigung dargestellt. Bei maximaler Pedalkraft können die Pedalkraftpulsationen am ehesten wahrgenommen werden. Bei getretener Kupplung ist die Schwungscheibe nicht mit der Übertragungskette Belag–Tellerfeder–Ausrücker in Kontakt, bei geschlossener Kupplung wird die Anregung von der Dämpfung der Betätigungstrecke geschluckt. Bei hohen Drehzahlen reduziert der Kreiseffekt der Schwungscheibe die mögliche Taumelbewegung und das Phänomen wird nicht mehr beanstandet.

Mögliche Abhilfen

Als Abhilfe kommen die in Abschnitt 4.1.5 auf Seite 145 bereits erwähnten Kribbelfilter in der hydraulischen Betätigungstrecke zum Einsatz: Differenzdruckventile, mit denen sich die niederfrequenten Schwingungen ohne

zusätzliche Wegverluste dämpfen und somit unangenehme Pedalvibrationen unterbinden lassen. Der Kribbelfilter setzt also an der Übertragungskette des Phänomens an und nicht an seiner Ursache.

9.5.2 Wählrauhigkeit

Beschreibung und Voraussetzungen

Unter *Wählrauhigkeit* wird ein rauer Verlauf langsamer Wählbewegungen verstanden, der – fast ausschließlich – bei vierzylindrigen Dieselmotoren⁷ zu beobachten ist; am Handschalthebel wird während der Wählbewegung eine deutliche Kraftschwankung wahrgenommen. Wird schnell gewählt oder dreht der Motor mit höheren Drehzahlen, verschwindet das Phänomen; es ist nahezu auf den Leerlaufbereich beschränkt. Die Wählrauhigkeit ist fast ausschließlich eine Eigenart von Handschaltgetrieben mit Kabelschaltung.

Ursachen

Primäre Ursache für die Wählrauhigkeit sind nicht ausgeglichene Gas- bzw. Massenkkräfte der 2. Motorordnung, die zu einer in erster Näherung über den Drehzahlbereich konstanten Beschleunigungsamplitude des Motor-Getriebe-Verbandes führen. Auch im Innenraum ist die 2. Motorordnung überall leicht spürbar, aber die Amplitude ist viel niedriger als im Motorraum. Es findet also eine Relativbewegung zwischen Getriebe und Innenraum statt. Nimmt man nun – der Einfachheit halber – eine über der Motordrehzahl n_{mot} gleichbleibende Kraft- bzw. Beschleunigungsamplitude a an, so ist im eingeschwungenen Zustand einer harmonischen Schwingung⁸ wegen

$$\Delta x \propto \frac{a}{n_{\text{mot}}^2} \quad (9.3)$$

der Schwingweg Δx des Motors und damit auch die Amplitude der Relativverschiebung im Leerlauf am größten; das Verschwinden der Wählrauhigkeit mit hohen Drehzahlen lässt sich also bereits erklären. Durch die meist progressive Kennlinie der Verbindungsstücke zwischen getriebeinterner Schaltung und Wählzug, vgl. Abbildung 4.104.b, wirkt das Wählkabel um so steifer, je größer die anliegende Wählkraft ist. Aus Abbildung 9.24 wird klar, dass in Neutralstellung das Übertragungsverhalten des Wählsystems sehr weich ist und bei einer gegebenen Weganregung Δx nur eine kleine Kraftamplitude im Schaltsystem entstehen kann, die dann durch die Dämpfung am Handschalthebel

⁷ Vielzylindrige V-Motoren und Benzinmotoren sind wegen der wechselnden Richtungen der Kolbenkräfte bzw. wegen der geringeren Zünddrücke weniger kritisch.

⁸ Die Annahme einer eingeschwungenen harmonischen Bewegung trifft kaum zu, die Zusammenhänge erläutern jedoch mit (9.3) das Abnehmen der messbaren Wegamplituden sehr anschaulich.

nicht mehr wahrnehmbar ist. Im Arbeitspunkt des Wählsystems beim eigentlichen Wählvorgang ist jedoch die anliegende Kraft größer und das System daher steifer; der einzelne Zündimpuls als Weganregung kann einen größeren Kraftimpuls auslösen, der dann am Handschalthebel spürbar ist.

Wird die Wählbewegung unterbrochen, so fällt die Kraft im Wählsystem wieder ab, der Handschalthebel verharrt in Wählrichtung in Ruhe und der "weiche" Arbeitspunkt der Neutralstellung, vgl. Abbildung 9.24, wird wieder eingenommen; die Wählrauhigkeit verschwindet wieder.

Analysemöglichkeiten

Die Wählrauhigkeit lässt sich messtechnisch erfassen; notwendig sind synchrone Kraft- und Wegmessungen am Handschalthebel und am Wählhebel des Getriebes, vgl. Abbildung 4.108, mit Messschalthebel und Kraftmessdosen. Zusätzlich sollten Motorbewegung und -beschleunigung mit Laser und Beschleunigungsaufnehmern gemessen werden. Amplituden- und Phasengänge führen auf die Relativverschiebungen als mögliche Indikatoren.

Mögliche Abhilfen

Mögliche Maßnahmen sind kaum anzugeben; die Primärursache der Gaskräfte der 2. Motorordnung lässt sich nicht eliminieren. Vorteilhaft ist, um Schwingungen der Schaltwelle in Wählrichtung, vgl. Abbildung 4.109.a, und damit eine Anregung der Wählmechanik zu vermeiden, eine relative Orientierung von Motor und Getriebe zueinander, die zu einem Winkel von möglichst 90° zwischen Kolbenlaufrichtung und Wählrichtung der Innenschaltung führt. Ein Abstimmen der Verbindungselemente zwischen Wählmechanik und externer Schaltung kann das Phänomen abschwächen aber nicht ganz vermeiden.

9.5.3 Vibrationen im Schaltsystem

Beschreibung, Voraussetzungen und Ursachen

Vibrationen im Schaltsystem werden, vgl. Abschnitt 4.5.2, durch die Bewegungen der Synchronisationsbauteile ausgelöst; wie in Abschnitt 4.4 beschrieben, muss die Schiebemuffe etwas Spiel in ihrer Führung auf dem Muffenträger besitzen. Innerhalb dieses Spiels positioniert sich nun die Muffe in Abhängigkeit vom Lastzustand an den möglichen Anlageflächen; die Folge ist eine mit der Wellendrehzahl umlaufende Exzentrizität oder Schiefstellung, die die Innenschaltung sowie die fahrzeugseitigen Komponenten der Schaltbetätigung zu Schwingungen anregen kann, vgl. Abbildung 9.25.

Die Schwingungen des Kabels bzw. der Schaltbetätigung können sich auf zwei verschiedene Arten als Komfortbeeinträchtigung bemerkbar machen, vgl. dazu Abbildung 9.26:

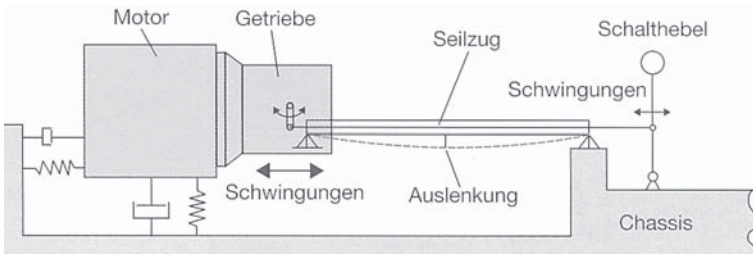


Abb. 9.25. Vereinfachte Darstellung der externen Schaltung als schwingungsfähiges System

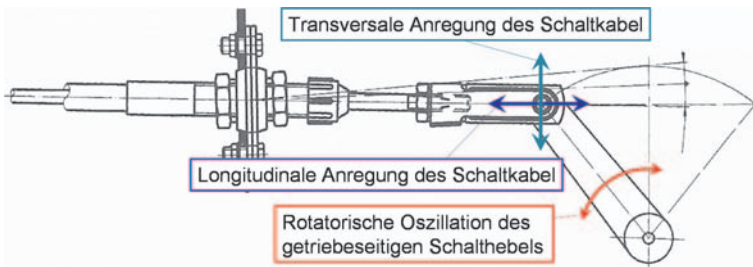


Abb. 9.26. Zum Entstehen von Schwingungen der Außenschaltung: Die Rotation des getriebeseitigen Schalthebels verursacht sowohl eine transversale als auch eine longitudinale Anregung des Schaltseils

Schwingungen des Schalthebels in Schalterichtung Für die Entstehung der Schalthebelschwingungen ist vorrangig die Axialkomponente der Anregung am Schaltkabel verantwortlich, die Projektion der rotatorischen Bewegung des Schaltgewichts, vgl. Abbildung 4.109.a in die Kabellängsrichtung⁹. Wird die externe Schaltung in Analogie zum federfußpunkterregten Schwinger nur schwach gedämpft, so kann es zu fühlbaren Komfortbeeinträchtigungen durch die Vibration des Schalthebels kommen; die Wahrnehmungsgrenze liegt bei ca. 2 m/sec^2 am Schalthebelknopf unabhängig vom Frequenzbereich.

Geräuschentwicklung im Schaltkabel Weiterhin kann es durch die transversale Anregung des Schaltkabelendes zur Entwicklung metallisch-schlagender Geräusche kommen; die Geräusche werden analog zu Abbildung 9.3 je nach Frequenzlage als “Schwirren” oder “Schnarren” bezeichnet.

In der Praxis dominieren jedoch durch die hochgradige Kopplung meist Mischformen der Phänomene. Da die Ursache des Phänomens maßgeblich in der Bewegung der Schaltmuffe liegt, zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit der

⁹ In den meisten Fällen beträgt der Winkel zwischen getriebeseitigem Schalthebel und Kabelseele in Neutralposition 90° ; der Schaltwinkel, um den der Schalthebel beim Schalten geschwenkt wird, beträgt zwischen 20° und 30° , und führt, vgl. Anmerkung 4.25, zu einer veränderlichen Übersetzung der externen Schaltung.

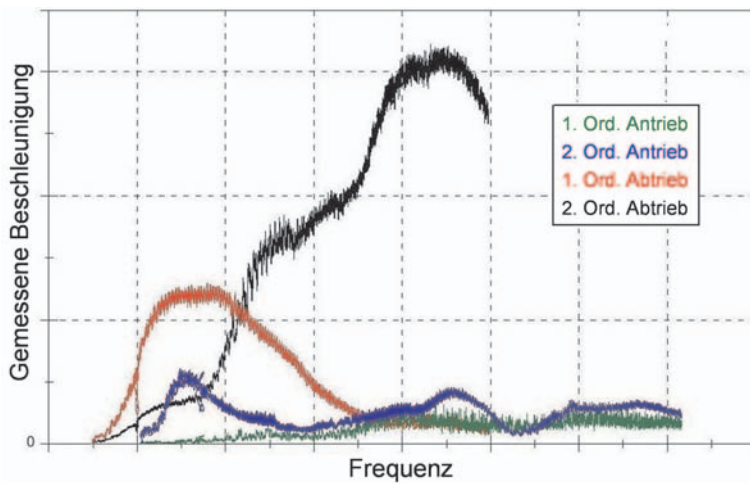


Abb. 9.27. Frequenzgang der ersten und zweiten Ordnung bei Einleitung gleichförmiger Vibrationen in ein Schaltssystem

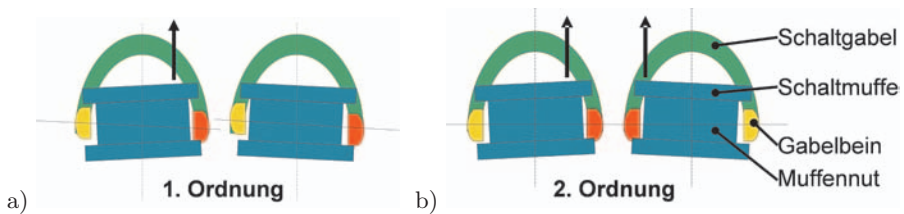


Abb. 9.28. Anregungen von Schwingungen erster (a) und zweiter (b) Ordnung im Schaltssystem

auftretenden Beschleunigungen von der relativen Position von Schiebemuffe zu Kupplungskörper, vgl. Abbildung 9.2. Dies erschwert auch die Reproduktion des Phänomens im Fahrzeug, da die Position der Schaltmuffe relativ zur Kupplungsverzahnung beim Gangeinlegen nicht kontrollierbar ist.

Das Auftreten wahrnehmbarer Schaltkabelgeräusche oder Schalthebelschwingungen ist häufig auf ein relativ enges Drehzahlband beschränkt; dies deutet auf eine lokale Resonanz des Kabels oder der Getriebeinnenschaltung hin, die zu einer Überhöhung der Antwortpegel führt, vgl. Abbildung 9.27. Die Grundfrequenz der Anregung entspricht i.d.R. der Drehfrequenz des leistungsführenden Synchronverbandes, es treten aber auch zweite Wellenordnungen im Frequenzspektrum einer auffälligen Schwingung oder eines Geräuschs auf.

Bei der Anregung mit der ersten Ordnung der Wellendrehzahl weist die formschlüssige Verbindung zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe in Schallrichtung ein hinreichendes Spiel auf, so dass die schief umlaufende Muffe während einer Drehnung nur einmal ein Gabelbein berührt. Voraussetzung ist also hier

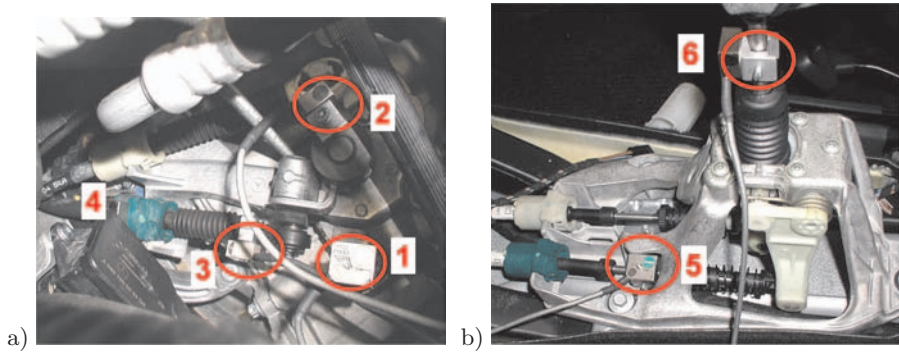


Abb. 9.29. Ausrüstung mit Beschleunigungssensoren zur Analyse der Schaltkabelndynamik: a) Position 1 Getriebegehäuse (Grundpegel), 2 Schaltgewicht, 3 Kabelseele, 4 Kabelhülle, b) 5 Kabelseele am Handschalthebel, 6 Handschalthebel

eine etwas winklig stehende Schaltgabel, denn sonst würden beim Umlauf der Muffe beide Gabelbeine berührt. Ist das Spiel der Gabelbeine in der Schaltmuffennut nicht ausreichend groß, kann es zu einem wechselseitigen Anschlagen der Schaltmuffe an den Gabelbeinen kommen; auch das entspricht, vgl. Abbildung 9.28, immer noch der ersten Ordnung. Bei einer Anregung zweiter Ordnung läuft nun die taumelnde Muffe relativ zu einer “geraden” Gabel um, es kommt zum gleichsinnigen Anschlagen an den beiden Schaltgabelbeinen und somit zur doppelten Anregungsfrequenz.

Analysemöglichkeiten

Die präzise Erfassung der Schaltkabelndynamik im Fahrzeug ist relativ aufwändig. Um die in Abbildung 9.2 gezeigten Abhängigkeiten der auftretenden Beschleunigungs- und Verschiebungspegel zu erfassen, müssen viele Einschaltpositionen untersucht werden; ein Kontrollieren der Einschaltposition ist im Fahrzeug unmöglich und selbst am Funktionsprüfstand mit erheblichem Aufwand verbunden. Bei der Messung erfasst man sinnvoll die Beschleunigungs- und Wegamplitudenpegel von Hülle und Seele des Schaltkabels getrennt, um ggf. über Phasenbezüge der Messgrößen erste Aufschlüsse gewinnen zu können. Ferner muss die gesamte Schaltung mit Weg- oder Beschleunigungsaufnehmern bestückt werden, um lokale Effekte wie beispielsweise Subsystemresonanzen identifizieren zu können. Abbildung 9.29 zeigt einen exemplarischen Messaufbau zur Untersuchung der Kabelndynamik im Fahrzeug; in Abbildung 10.12 ist die Instrumentierung einer externen Schaltung für die Prüfstandsmessung gezeigt.

Die Messung im Fahrzeug findet idealerweise auf einem Rollenprüfstand statt, da man hier gleichmäßige Fahrzustände erhält und insbesondere schmalbandig auftretende Schwingungsphänomene gut analysieren kann. Weiterhin ist es möglich, auf einem Funktionsprüfstand Untersuchungen zum dynamischen

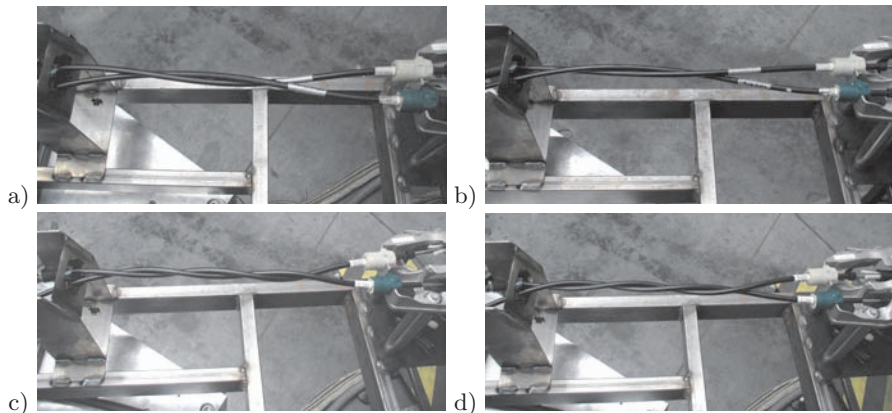


Abb. 9.30. Rasche Abhilfemaßnahme zur Vermeidung von Schaltkabelgeräuschen oder Schalthebelschwingungen: Verdrillen der Außenschaltung: a) links einfach verdrillt, b) rechts einfach, c) links zweifach, d) rechts zweifach

Verhalten des Schaltsystems durchzuführen; Details werden einschließlich eines kurzen Überblicks über die Messtechnik in Abschnitt 10.3.1 besprochen.

Mögliche Abhilfemaßnahmen

Sinnvoll muss zwischen Problem- und Ursachenvermeidung unterschieden werden: Während Maßnahmen wie das in Abbildung 9.30 gezeigte Verdrillen der Schalt- und Wählkabel gegeneinander oder eine gezielt eingebrachte Reibung oder Dämpfung im Kabel recht schnell umsetzbar sind und das Phänomen der Schwingungen der äußeren Schaltung abschwächen, erfordern Abhilfemaßnahmen zur Vermeidung der Ursache mehr Aufwand. In erster Linie ist das Entkoppeln der Innenschaltung – d.h. das Auftrennen des Körperschallpfades – zu nennen, vgl. Abschnitt 4.5.2. Ein nachträgliches Umsetzen einer Entkopplung der Innenschaltung ist sehr aufwändig, da dies i.d.R. einen Eingriff in den Montageprozess von Wellen- und Schaltungszusammenbau erfordert, um die für eine robuste Entkopplung notwendigen Toleranzen einzuhalten. Das nachträgliche Einbringen eines begrenzten Verdrehfreiheitsgrades, vgl. Abbildung 9.22, innerhalb des getriebeseitigen Schaltmodules erfordert keinen direkten Eingriff in den Produktionsablauf. Diese Maßnahme bringt aber unter Umständen neue Bauraumzwänge und den Bedarf nach einer vollständigen Neuabstimmung der Schaltung, vgl. Abschnitt 9.4, mit sich und ist häufig auch nicht auf andere Fahrzeuganwendungen direkt übertragbar.

Bei Abhilfemaßnahmen, die auf Reibung oder Entkopplung mit progressiven Federn basieren ist darauf zu achten, dass sowohl das Tribosystem des Kabels als auch die Federkennlinie bzw. -hysterese ausreichend alterungsbeständig sind, um die gewünschte Behebung des Phänomens der Schaltsystemschi-

gungen auch über Fahrzeuglaufstrecke sicher zu stellen. Ferner ist ein möglicher Präzisionsverlust durch die Entkopplung anderweitig zu kompensieren.

9.6 Getriebegeräusche

Die vom Fahrzeuggetriebe verursachten Geräusche und Schwingungen sind in den letzten Jahren durch den Erfolg der sonstigen Geräuschminderungsmaßnahmen und Komfortoptimierungen an den übrigen Lärmquellen des Gesamtfahrzeugs zunehmend interessant geworden. Getriebegeräusche stören meist nicht aufgrund ihrer hohen Schallleistung, sondern infolge ihres besonderen Charakters, der sich von den übrigen Lärmquellen des Fahrzeugs abheben kann. In diesem Abschnitt werden die Geräusche und Schwingungen analysiert, die vom Basisgetriebe – in der Hauptsache den Verzahnungen sowie den Lagern – ausgehen, die Diskussion ist mehrheitlich auf Stirnradgetriebe konzentriert.

Die klassischen Getriebegeräusche, die von leistungsübertragenden Radpaaren verursacht werden, sind bei heutigem Stand der Technik so gering zu halten, dass sie nicht oder nur sehr schwach im Fahrzeug wahrgenommen werden können; problematisch ist jedoch der mit zunehmenden Ansprüchen ansteigende Fertigungsaufwand. Klapper- und Rasselgeräusche werden durch Maßnahmen am Kupplungssystem, die die Torsionsschwingungen des Motors vom Getriebe fernhalten, innerhalb eines erträglichen Rahmens gehalten. Aber auch hier werden durch die Anforderungen an die Einhaltung schmaler Toleranzbänder beispielsweise für die torsionsdämpfenden Eigenschaften vor allem des Zweimassenschwungrades schnell wirtschaftliche Grenzen erreicht.

Manche Geräuschphänomene des Getriebes stellen als solche keine große Komfortbeeinträchtigung dar, da sie, wie zum Beispiel das Klappern und Rasseln, nur bei ganz bestimmten Betriebszuständen hörbar sind. Sie sind aber häufig Anlass zu Reklamationen, da der Kunde fälschlicherweise Schäden am Fahrzeug vermutet, vgl. z.B. KIRCHNER ET AL. [2005]. Getriebegeräusche werden vom Kunden oft nicht als solche erkannt, sondern dem Motor zugeschrieben, da mit dem Abstellen des Motors auch das Getriebegeräusch verschwindet.

Getriebegeräusche können bezüglich ihrer Ursachen in vier größere Kategorien unterteilt werden, vgl. Tabelle 9.2. Die Reihenfolge, in der die Geräuschphänomene im Folgenden aufgeführt werden, entspricht auch der Bedeutung, welche die einzelnen Lärmursachen in modernen Fahrzeuggetrieben einnehmen. Die Ursachen für die verschiedenen Geräusche und mögliche Lösungsansätze werden nachfolgend kurz besprochen; bei allradgetriebenen PKW und Nutzfahrzeugen mit mehr als einer angetriebenen Achse ist durch die zusätzlichen Längsverteilungsgetriebe die Anzahl möglicher Problemquellen noch größer als beim PKW mit reinem Front- oder Heckantrieb.

Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben
Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und
Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren
Komponenten

Kirchner, E.

2007, XXII, 699 S., Hardcover

ISBN: 978-3-540-35288-4