

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik der automatisierten Schaltgetriebe im schweren Nutzfahrzeug. Der Abschnitt 2.1 stellt kurz die Entwicklung bis hin zu den aktuellen Getrieben vor. Des Weiteren wird der Schaltvorgang in unterschiedlichen Varianten ausführlich erläutert. Eine Analyse des aktuellen Schaltvorgangs in Kapitel 2.2 liefert Erkenntnisse über das Optimierungspotenzial der einzelnen Schaltphasen. Das Kapitel 2.3 gibt einen Überblick über die für diese Arbeit relevanten bereits bekannten Methoden und Verfahren. Im Fokus steht dabei die Steuerung und Regelung des gesamten Antriebsstrangs und des Schaltvorgangs. Weiterhin erfolgt die Betrachtung der konstruktiven Möglichkeiten zur Optimierung des Getriebes.

2.1 Nutzfahrzeuggetriebe und Schaltvorgang

In aktuellen automatisierten Getrieben im schweren Nutzfahrzeug führen Aktoren sowohl den Gangwechsel als auch die Betätigung der Kupplung aus. Da für die Bremsen eine Druckluftanlage vorhanden ist, werden häufig pneumatische Aktoren eingesetzt.

Die ersten automatisierten Nutzfahrzeuggetriebe waren noch mit einer mechanischen Sperrsynchonisierung ausgestattet. Die immer leistungsfähigeren Steuergeräte mit ihren umfangreicheren Funktionen und deren Vernetzung ermöglichen es, dass aktuelle Getriebe als unsynchronisierte Klauengetriebe ausgeführt sind [41]. Durch den Wegfall der mechanischen Sperrsynchonisierung können dem Verschleiß unterliegende Synchronringe eingespart und die Zahnräder um den freien axialen Bauraum verbreitert werden. Dadurch erhöht sich das maximale Eingangsdrehmoment bei gleichbleibenden Getriebeabmessungen [97].

Bei der mechanischen Sperrsynchonisierung erfolgt die Drehzahlanpassung der Vorgelegewelle mechanisch über Reibflächen, sodass erst bei Drehzahlgleichheit der Gang eingelegt werden kann. Bei Wegfall der mechanischen Sperrsynchonisierung erfolgt die Drehzahlanpassung gesteuert durch das Zusammenspiel von Getriebe- und Motorsteuergerät. Die Drehzahlabsenkung der Vorgelegewelle übernimmt eine Lamellenbremse, die elektro-pneumatisch durch das Getriebesteuergerät gezielt angesteuert wird. Für einen Schaltvorgang ist die exakte koordinierte

Ansteuerung aller Aktoren durch das Getriebe- und das Motorsteuergerät notwendig.

Der Schaltablauf gliedert sich in fünf Phasen, die in Abbildung 2.1 für eine beispielhafte Schaltung markiert sind. Die Schaltphasen eines automatisierten Schaltgetriebes sind in den Arbeiten [50], [78] und [23] detailliert beschrieben. Vor einer Schaltanforderung ist der Antriebsstrang vollständig geschlossen, der Motor gibt das über das Fahrpedal angeforderte Drehmoment ab und die Leistung wird über den restlichen Antriebsstrang an die Räder abgegeben. In der ersten Phase einer jeden Schaltung wird das Motordrehmoment vom Fahrerwunschdrehmoment auf Nullmoment reduziert und der Antriebsstrang möglichst vollständig entspannt. Dies verhindert beim Trennen der Kupplung eine Drehzahlerhöhung des Motors und vermindert Schwingungen im Antriebsstrang.

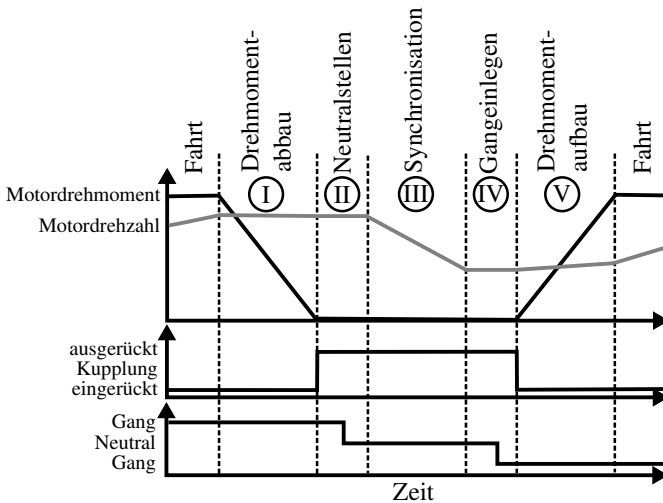


Abbildung 2.1: Ablauf eines Schaltvorgangs

Der aktuell eingelegte Gang wird in der nachfolgenden Phase ausgelegt, und bei Bedarf die Split- und Rangegruppe geschaltet. In der anschließenden Synchronisationsphase reduziert bei einer Hochschaltung die Getriebekupplung die Drehzahl der Vorgelegewelle auf die Synchron Drehzahl des Zielgangs. Im Falle einer Rückschaltung hingegen erhöht der Motor bei teilweise oder ganz geschlossener Kupplung die Drehzahl auf Synchron Drehzahl. Mit Erreichen der Zieldrehzahl beginnen die Aktoren den Zielgang einzulegen. Dabei kann es zu einer Zahn-auf-Zahn-Stellung kommen, sodass die Klauen nicht sofort einspielen können. Gegebenenfalls müssen mit Hilfe der Kupplung oder des Motors die Klauen gegeneinander verdreht

werden, sodass diese einspüren. Eine Zahn-auf-Zahn-Stellung verlängert stets den Schaltvorgang. Nach Abschluss des Gangwechsels wird in der letzten Phase die Kupplung vollständig eingerückt und das Motordrehmoment wieder bis zum Fahrerwunschkrehmoment aufgebaut.

Bei einem alternativen Schaltablauf wird, wie in [72] und [22] beschrieben, die Kupplung nicht getrennt und der Antriebsstrang nur durch die Reduzierung des Motordrehmoments entspannt. Die Aktoren legen bei weiterhin geschlossener Kupplung den Gang aus, und die Synchronisation erfolgt lediglich durch Befeuern des Motors bzw. durch Einsatz der Motorbremssysteme. Nach dem Einlegen des Zielgangs erfolgt entsprechend zum vorherigen Schaltablauf der Drehmomentenaufbau.

Neben dem Einsatz im Nutzfahrzeug betrachten auch einige Arbeiten das automatisierte Schaltgetriebe im Pkw. Beispielsweise sind in [77] sowohl der Aufbau inkl. Sensorik und Aktorik als auch die Schaltphasen ausführlich beschrieben. Ebenso erläutern [10] und [11] die Systemkomponenten des Getriebes und gehen detaillierter auf den Schaltablauf ein. Bei aktuellen Pkw geht die Entwicklung in den letzten Jahren weg von den automatisierten Schaltgetrieben und hin zu Doppelkupplungs- und Automatikgetrieben, die zugkraftunterbrechungsfreie Schaltungen ermöglichen.

Bei schweren Nutzfahrzeugen hingegen werden weiterhin überwiegend automatisierte Schaltgetriebe eingesetzt, obwohl bereits einige wenige Doppelkupplungsgetriebe im Nutzfahrzeug eingesetzt werden. Prinzipbedingt reduziert sich während des Schaltvorgangs die Zugkraft am Rad bis auf null. Während dieser Zugkraftunterbrechung wird das Fahrzeug durch die Fahrwiderstände, wie Luft- und Steigungswiderstand, verzögert. In der Forschung und Entwicklung der Getriebe und Getriebesteuerung ist es daher stets das Ziel, die Zugkraftunterbrechungszeit zu verkürzen. Dies steigert die Fahrleistungen des Fahrzeugs, insbesondere bei herausfordernden Fahrbedingungen, wie sie beispielsweise bei der Bergfahrt mit großer Steigung auftreten. Neben der Fahrleistung nimmt der Fahrkomfort bei aktuellen Nutzfahrzeugen einen immer größeren Stellenwert ein.

2.2 Analyse des Schaltvorgangs

Eine Analyse des Schaltvorgangs soll im Folgenden die Potenziale für eine Verkürzung oder Optimierung des Schaltvorgangs identifizieren. Bedingt durch den

Aufbau des schweren Nutzfahrzeuggetriebes gibt es unterschiedliche Schaltabläufe. So unterscheidet sich die Hoch- von der Rückschaltung des Getriebes durch die Art der Synchronisation. Im einen Fall erfolgt die Drehzahlanpassung durch die Ansteuerung einer Getriebeklemme und im anderen Fall durch den Verbrennungsmotor. Da die schweren Nutzfahrzeuggetriebe mit drei Gruppen, der Vorschalt-, Haupt- und Nachschaltgruppe, aufgebaut sind, unterscheiden sich die Schaltvorgänge voneinander, je nachdem welche Gruppen am Schaltvorgang beteiligt sind. Eine Auswertung der Schaltungen von Kollektivmessfahrten zeigt, wie häufig die Getriebegruppen an einem Schaltvorgang beteiligt sind. In Abbildung 2.2 ist die Häufigkeit für die Split-, Haupt- und Rangegruppe aufgetragen. Schaltvorgänge mit Beteiligung der Hauptgruppe treten am häufigsten auf. Bei jeder Rangeschaltung, die am seltensten auftritt, ist auch die Hauptgruppe betroffen, da das Getriebe nach Neutral geschaltet werden muss. Die zweitgrößte Häufigkeit hat die Splitschaltung, wobei die reinen Splitschaltungen und Schaltungen in Kombination mit Haupt- und Rangegruppe zusammengefasst sind.

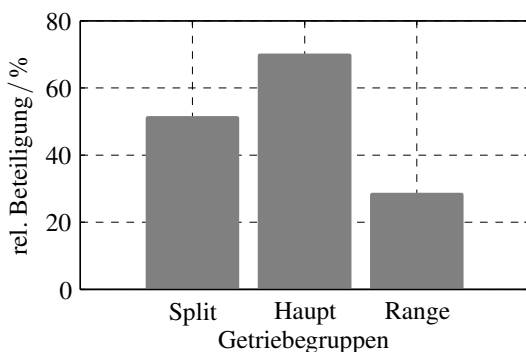


Abbildung 2.2: Anteil der Getriebegruppen mit Beteiligung am Schaltvorgang

Einige weitere Kriterien sind für eine Klassifizierung der Schaltvorgänge sinnvoll, wie die Unterteilung, ob die Schaltungen in der unteren oder oberen Bereichsgruppe oder während einer Zug- oder Schubphase stattfinden. Im Hinblick auf eine Optimierung der Schaltzeit bzw. der Verbesserung der Fahrleistung ist es zweckmäßig, die Schaltvorgänge auch dahin gehend zu bewerten, wie zeitkritisch der Schaltvorgang ist. Zeitlich unkritisch sind Schaltungen, die in der Ebene bei höheren Geschwindigkeiten in den höheren Gängen stattfinden, wie dies bei einer Fahrt auf der Autobahn gegeben ist. Der Geschwindigkeitsverlust ist in diesen Betriebspunkten nicht entscheidend.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf den besonders zeitkritischen Schaltvorgängen, die während herausfordernden Fahrsituationen auftreten. Eine solche stellt die Anfahrt und die Beschleunigung eines voll beladenen Fahrzeugs an einer Steigung dar. Da während des Schaltvorgangs die Zugkraft unterbrochen wird, verursachen die Fahrwiderstände eine Verzögerung des Fahrzeugs. Ist der Geschwindigkeitsverlust zu groß, sodass die Fahrzeuggeschwindigkeit für den nächsten Gang zu gering ist, muss eine Rückschaltung ausgeführt werden. Diese Arbeit stellt ein Verfahren für einen Schaltvorgang vor, das die Fahrleistungen in solchen Fahrsituationen steigert, wobei eine Einschränkung des Fahrkomforts hingenommen wird.

Dementsprechend sind die Hochschaltungen unter Zug in niedrigeren Gängen im Fokus. Die Schaltungen unter Beteiligung der Rangegruppe findet keine Beachtung, da diese am seltensten auftreten und ein großer Teil der Schaltzeit vom Wechsel der Bereichsgruppe dominiert ist. Dies ist ersichtlich aus den relativen Zeitanteilen der einzelnen Schaltphasen in Abbildung 2.3.

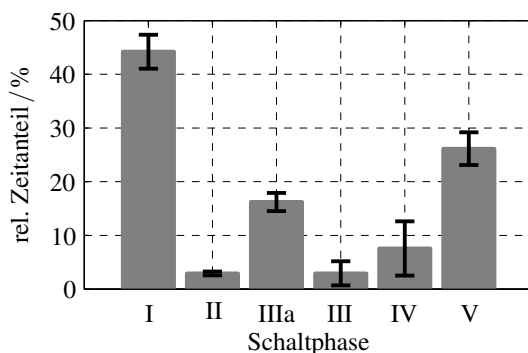


Abbildung 2.3: Relativer Zeitanteil der Schaltphasen von Schaltungen mit Beteiligung der Rangegruppe

Die Nummerierung der Schaltphasen entspricht der Darstellung in Abbildung 2.1. Die Synchronisierungsphase ist aufgeteilt in den Anteil, der für die Schaltung der Rangegruppe (IIIa) benötigt wird und die für die Hauptgruppe (III). Genauso verursacht bei Schaltungen mit Splitgruppe die Sperrsynchrisation der Vorschaltgruppe einen Teil der Synchronisationszeit und soll hier ausgeschlossen werden. Bei reinen Splitschaltungen wird nur die Kupplung geöffnet, der Splitaktor angesteuert und anschließend die Kupplung wieder geschlossen. Da die Schaltzeit bei diesem Schaltvorgang sehr kurz ist und keine Variation des Schaltablaufs möglich ist, werden diese ebenso von den Betrachtungen ausgeschlossen.

Durch die Eingrenzung liegt der Fokus somit auf den Hochschaltungen in der unteren Bereichsgruppe, bei denen nur die Hauptgruppe beteiligt ist. Eine Analyse dieser Schaltungen aus Kollektivmessfahrten liefert die relativen Zeitanteile der einzelnen Schaltphasen am gesamten Schaltvorgang und zeigt somit die möglichen Potenziale für Optimierungen. Das Ergebnis mit den oben angegebenen Kriterien zeigt die Abbildung 2.4. Die zeitlichen Anteile und die dazugehörige Standardabweichung der einzelnen Schaltphasen sind darin aufgetragen.

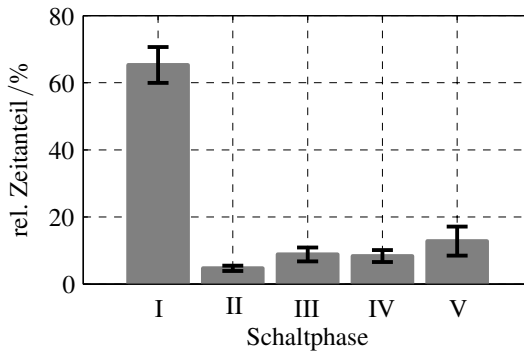


Abbildung 2.4: Relativer Zeitanteil der Schaltphasen bei Ganghochschaltungen in der unteren Bereichsgruppe

Der Drehmomentenabbau in Schaltphase I nimmt den größten zeitlichen Anteil an einem Schaltvorgang ein. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass der Drehmomentenabbau nicht abrupt erfolgen kann, da sonst der Antriebsstrang zum Schwingen angeregt wird. Daher muss das Motordrehmoment insbesondere in den niedrigen Gängen mit der großen Übersetzung behutsam reduziert werden, zum Beispiel über eine Drehmomentenrampe. Die große Standardabweichung wird dadurch verursacht, dass das Motordrehmoment von unterschiedlichen Ausgangsniveaus abgebaut werden muss und sich dies direkt auf die Abbauzeit auswirkt. Durch den hohen Zeitanteil ist diese Schaltphase interessant für eine Reduzierung der Schaltzeit.

Den kleinsten Zeitanteil benötigt in Schaltphase II das Neutralstellen des Getriebes. Der größte Teil dieser Phase ist durch die Totzeit bei der Ansteuerung des Gangaktors, der über das Getriebesteuergerät angesteuert den Gang auslegt, geprägt. Die kleine Standardabweichung zeigt, dass dieser Vorgang meist in gleicher Art und Weise abläuft. Aufgrund des geringen Zeitanteils und der geringen Streuung ist das Potenzial für einen Beitrag zur Schaltzeitverkürzung in dieser Phase sehr klein.

Nach dem Neutralstellen erfolgt in Schaltphase III durch die Ansteuerung einer Getriebebremse die Synchronisation des Getriebes. Die Variation der Zeiten in dieser Phase ist davon geprägt, wie groß die notwendige Drehzahländerung für die Synchronisation ist. Je größer diese ist, umso länger dauert dieser Vorgang.

Die Zeit für Schaltphase IV mit dem Gangeinlegen beinhaltet zum einen die Totzeit beim Ansteuern des Gangaktors und zum anderen die möglichen Zahn-auf-Zahn-Stellungen beim Gangeinlegen. Dies ist auch Ursache für die größere Varianz im Vergleich zum Neutralstellen. Eine Optimierung beim Einspiuren kann beispielsweise durch mechanische Änderungen an den Schaltklauen erreicht werden.

Den Abschluss bildet mit Schaltphase V der Drehmomentenaufbau bis zum Fahrerwunschdrehmoment. Da die Zeit hierfür relativ klein ist, wird diese Phase im weiteren Verlauf der Arbeit nicht betrachtet.

Der Drehmomentenabbau in Verbindung mit der Synchronisationsphase hat daher das größte Potenzial für Schaltzeitverkürzungen. Das in dieser Arbeit vorgestellte Verfahren für den Schaltvorgang adressiert diese Schaltphasen.

2.3 Bekannte Verfahren und Methoden

Durch den Einsatz von Steuergeräten im Antriebsstrang, beispielsweise für Motor und Getriebe, existiert eine große Bandbreite von steuerungs- und regelungstechnischen Methoden und Verfahren. Ein großer Teil der bekannten Arbeiten hat zum Ziel, den Fahrkomfort zu erhöhen, indem Schwingungen im Antriebsstrang reduziert werden. Eine weitere Gruppe behandelt die Möglichkeiten zur Optimierung des Drehmomentenabbaus zu Beginn und während der Synchronisationsphase einer Schaltung. Dabei ist nicht nur der Fahrkomfort im Fokus, sondern es besteht auch das Ziel, den Schaltvorgang zu verkürzen. Um eine Verkürzung der Zugkraftunterbrechungszeit zu erreichen, ist jede Phase des im vorherigen Abschnitt beschriebenen Schaltablaufs Gegenstand der Untersuchungen. Häufig beeinflussen die einzelnen Schaltphasen sich gegenseitig und können daher meist nicht vollständig isoliert voneinander betrachtet werden. Für eine Optimierung kommen nicht nur steuerungs- und regelungstechnische Verfahren, sondern auch verschiedene mechanische Lösungen zum Einsatz, die den Abschluss dieses Abschnitts bilden.

Eine Fülle von Arbeiten betrachten die Möglichkeiten, die Antriebsstrangschwingungen während der Fahrt zu reduzieren, die meist durch eine Änderung des Motordrehmoments mit großen Gradienten angeregt werden. Der Einfluss der Getriebeübersetzung und des Reifenschlupfs auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstrangs wird in [64] untersucht. Bei einer gesteuerten rampenförmigen Drehmomentenänderung wird die Überschwingweite der Schwingungen in Abhängigkeit von der Anstiegsdauer des Motordrehmoments betrachtet. Darüber hinaus analysiert [17] die Auswirkungen des Aufbaunickens, der Verwendung eines Zweimassenschwungrads oder Tilgers am Schwungrad auf die Antriebsstrangschwingungen. Zur Reduzierung dieser werden gesteuerte Varianten betrachtet, bei denen das Motordrehmoment einer Rampe, der Sprungantwort eines PT_2 -Glieds oder einer Cosinus-Funktion folgt. Eine Variante der aktiven Dämpfung besteht darin, dass während des Durchlaufens der Rampe eine Drehmomentenrücknahme erfolgt. Die durch die beiden Anregungen verursachten Schwingungen kompensieren sich gegenseitig.

Entsprechend dazu untersucht auch [34] den Einfluss der unterschiedlichen Elemente des Antriebsstrangs, wie die Reifen und die Aggregatelagerung, und die Anstiegszeit bei einer Drehmomentenrampe auf das Schwingungsverhalten. Zur Dämpfung wird die Drehwinkelbeschleunigung des Motors über ein DT_1 - und PT_1 -Glied auf das Soll-Motordrehmoment zurückgeführt. Ebenso schlägt [90] am Beispiel eines Powersplit-Hybridfahrzeugs die Rückführung der zeitlichen Ableitung der Motordrehzahl zur Dämpfung vor. In beiden Fällen werden keine genaueren Angaben zur Realisierung gegeben.

Durch das Ankoppeln eines virtuellen Feder-Dämpfer-Masse-Systems an das Motormassenträgheitsmoment wird in [56] die erwünschte Dämpfung des Antriebsstrangs erzielt, indem der Motor das berechnete virtuelle Drehmoment stellt. Einen vergleichbaren Ansatz verfolgt [63] durch die Einführung eines virtuellen Dämpfungsfaktors. Dieser wird entweder durch die Rückkopplung des Seitenwellendrehmoments oder der Differenzdrehzahl zwischen Motor und Rad realisiert. Alternativ wird ein virtuelles Motormassenträgheitsmoment festgelegt, das durch eine Rückführung des Seitenwellendrehmoments erreicht wird. Dabei wird das virtuelle Massenträgheitsmoment kleiner als das des realen Motors gewählt, sodass die Eigenfrequenz der Ruckelschwingung höher liegt und schwächer ausgeprägt ist. Bei diesen drei Ansätzen ist die Rückführgröße nicht direkt messbar und wird über einen Luenberger-Beobachter rekonstruiert. Zum Vergleich wird diesen Verfahren abschließend ein Zustandsregler mit Beobachter, der über eine Polvorgabe ausgelegt wird, gegenübergestellt.

Ein Zustandsregler mit Linear Quadratic Riccati (LQR)/Loop Transfer Recovery (LTR)-Auslegung mit einem Kalman-Filter als Zustandsbeobachter wird in [71] untersucht. Ein Vergleich von einem PID-Regler, einem über Polvorgabe ausgelegten Zustandsregler und einem LQR/LTR-Regler erfolgt in [24]. Zusätzlich zu diesen Verfahren betrachtet [21] aufgrund des nichtlinearen Verhaltens des Verbrennungsmotors einen Backstepping-Ansatz. [73] schlägt als Erweiterung der Regler-Quer-Verstellung zur Drehzahlregelung eines Dieselmotors die Verwendung eines Zustandsreglers vor, der mittels LQG-Methode (Linear Quadratic Gaussian) ausgelegt wird, um die Antriebsstrangschwingungen bzw. die Drehzahldifferenz zwischen Motor und Rad zu dämpfen.

In [3] und [5] dämpft ein mittels Polvorgabe parametrierter digitaler linearer PID-Regler die Schwingungen. Ein nichtlineares Kalman-Filter schätzt mit Berücksichtigung der Lose und der Totzeiten im System die für den Regler notwendigen internen Zustandsgrößen.

Mit der sogenannten „response surface“ Methode verfolgt [88] einen anderen Ansatz. Hierfür werden offline die Pole des linearisierten Systems für eine große Bandbreite an Betriebspunkten bestimmt. Ein Filter verändert während der Fahrt das Solldrehmoment in der Gestalt, dass die im Voraus berechneten dominanten Pole des Systems kompensiert werden und die Pole des Filters das gewünschte Verhalten des Systems vorgeben. Der Einfluss eines nicht genauen Aufeinander-treffens der Nullstellen wird hierbei nicht untersucht.

Durch den Einsatz eines Smith-Prädiktors wird das Verhalten des Antriebsstrangs innerhalb der Totzeit, beispielsweise durch den CAN-Bus verursacht, prädiziert und als Eingangssignal für den Regler verwendet. Der in [4] vorgestellte Algorithmus kompensiert auf diese Weise die Totzeit des Systems. Als Dämpfungsregler findet ein nach dem Wurzelortskurvenverfahren parametrierter PD-Regler Anwendung. [6] verwendet ebenso einen Smith-Prädiktor zur Kompensation der Totzeit am Beispiel eines Pkw-Antriebsstrangs. Ein sehr einfacher Modellansatz stellt die Entwurfgrundlage dar. Ein PT_1 -Glied simuliert das Verhalten des Motors, und das komplette restliche Antriebsstrangdrehmoment wird als Störgröße betrachtet. Durch den Einsatz eines Bandpasses wird erreicht, dass nur die unerwünschten Schwingungen und nicht die beabsichtigten Drehmomenteingriffe gedämpft werden.

Der Fokus von [53] liegt auf der in einem Antriebsstrang vorhandenen Lose, die bei Tip-In/Tip-Out Fahrmanövern Schwingungen hervorrufen können. Verschiedene Ansätze zur Dämpfung der Schwingungen werden vorgeschlagen. Neben einem robust ausgelegten PID-Regler wird auch eine nichtlineare passive Regelung verwendet. In Abhängigkeit davon, ob der Antriebsstrang sich innerhalb der Lose oder

im Anschlag befindet, wird zwischen zwei linearen Reglern gewechselt. Ein weiterer Ansatz hat zum Ziel, die Freiflugphase schnell und kontrolliert zu überwinden: durch den Einsatz eines PID-Reglers, einer optimalen Steuerung oder einer modellprädiktiven Steuerung. Der benötigte Zustandsbeobachter zur Schätzung der Lose ist als erweitertes Kalman-Filter ausgeführt. Ebenso wird in [92] ein solcher Beobachter erläutert, der in diesem Fall über das LTR-Verfahren ausgelegt wird. Die Schwingungen im Antriebsstrang werden durch das Begrenzen und Halten des Motordrehmoments beim Durchfahren der Lose erreicht.

Um bei hoher Dynamik nur kleine Antriebsstrangschwingungen zu erreichen, schlägt [100] vor, mittels einer Fuzzy-Fusionierung zwischen einem Komfort- und einem Dynamikregler umzublenzen. Ein PD-Regler, ein nach dem LQR-Verfahren ausgelegter Zustandsregler oder ein modellprädiktiver Regler sind die nach [99] möglichen Varianten. Die benötigten Zustände werden mittels eines Kalman-Filters, einer „recursive predictive-error“ Methode oder einem „recursive bootstrap“ Algorithmus geschätzt. Die Regler sind adaptiv ausgeführt, und die dafür notwendige Parameterschätzung führt eine rekursive oder kontinuierliche Methode der kleinsten Quadrate oder ein Wurzelortsfiter durch. Die verschiedenen Regler und Verfahren werden anhand von Simulationen erprobt und einem Vergleich unterzogen.

Zur Dämpfung der Ruckelschwingung setzt [48] einen Tiefpassfilter für Drehmomentenanforderung ein. Für eine aktive Kompensation der Schwingung wird ein Optimalregler eingesetzt. In den Arbeiten [32] und [105] wird vorgeschlagen, dass ein Filter das angeforderte Motordrehmoment derart verändert, dass keine Schwingung des Antriebsstrangs angeregt wird. Die restlichen Schwingungen werden über einen modellbasierten Regler eliminiert. Der Aufbau des Filters und des Reglers wird nicht beschrieben. Die für den modellbasierten Ansatz notwendigen Antriebsstrangparameter werden über eine Offline-Identifikation mittels nichtlinearer Methode der kleinsten Quadrate oder während der Laufzeit (online) über ein erweitertes Kalman-Filter bestimmt. [74] verfolgt mit einem Vorfilter als Führungsformer und einem Störregler zum Dämpfen der auftretenden Schwingungen den gleichen Ansatz. Der Vorfilter ist als PDT_1 -Glied und der Störregler als PI-Regler realisiert. Es wird eine modellbasierte Off- und Online-Auslegung vorgenommen. Eine nichtlineare Methode der kleinsten Quadrate bestimmt die Modellparameter. Über diese werden im Voraus über eine Parametervariation mit Minimierung eines Gütekriteriums die Regler- und Filterparameter ausgewählt. Für die Online-Auslegung erfolgt die Parameterbestimmung mit einem erweiterten Kalman-Filter.

Über die bisher betrachteten Fälle der Schwingungsdämpfung während der Fahrt hinaus befasst sich [87] mit dem Anfahrvorgang am Beispiel eines Fahrzeugs mit

Doppelkupplungsgetriebe. Dabei arbeiten ein Motordrehzahlregler und ein Dämpfungsregler parallel, wobei zur Separation der Anregung ein Tief- und Bandpass eingesetzt wird und die Summe der Ausgangsgrößen den Kupplungsaktor ansteuert. Es wird ein linearer optimaler Regler eingesetzt, und der Beobachterentwurf erfolgt mittels LTR und Kalman-Filter mit LQG-Auslegung. [9] setzt ebenso für den Anfahrvorgang eine optimale Steuerung des Kupplungsaktors ein.

Nach dem Überblick über die Arbeiten, die eine Verbesserung des Fahrkomforts zum Ziel haben, werden im Folgenden die regelungs- und steuerungstechnischen Verfahren, die den Drehmomentenabbau zu Beginn einer Schaltung und den Schaltvorgang verkürzen, betrachtet.

Aus der Antriebsarbeit, der Längsbeschleunigung und der Reibenergie der Kupplung bestimmt [55] ein Gütekriterium für die einzelnen Schaltphasen eines automatisierten Schaltgetriebes. Dieses wird für die Lösung der optimalen Steuerung herangezogen, um die optimalen Trajektorien für die Kupplungsposition und die Motordrehzahl zu bestimmen. [47] stellt eine adaptive Motordrehmomentenführung zum vollständigen Entspannen des Antriebsstrangs zu Beginn eines Schaltvorgangs vor. Eine auf dem Prinzip der Flachheit eines Systems beruhende Steuerung wird hierzu entworfen. Eine rekursive Methode der kleinsten Quadrate bestimmt die Systemparameter, die zur Adaption der Steuerung verwendet werden.

Der in [26] vorgestellte Algorithmus trennt die Kupplung, sobald ein nichtlinearer Beobachter das Nullmoment im Antriebsstrang detektiert. Simulationen zeigen, dass beim Ausrücken der Kupplung Schwingungen vermieden werden. Ebenso stellt [1] verschiedene gesteuerte Ansätze zum Drehmomentenabbau vor. Neben diversen Variationen von linearen Rampen finden auch die Sinusfunktion und zwei aufeinanderfolgende Stufen Anwendung für die Steuerung des Motordrehmoments. Darüber hinaus wird auch noch ein D-Regler ohne und mit Vorsteuerung betrachtet.

Neben der Steuerung des Motordrehmoments existiert auch eine große Auswahl von Arbeiten mit geregelten Ansätzen. [71] setzt einen PID-Regler ein, der das von einem Beobachter mit LQR-Auslegung geschätzte Seitenwellendrehmoment vor einer Schaltung auf null reduziert und die Kupplung ohne Schwingung trennt. In [72] entspannt ebenso ein PID-Regler mit einem Kalman-Filter als Beobachter den Antriebsstrang, sodass der Gang ausgelegt werden kann, ohne die Anfahrkupplung zu trennen. [21] und [23] entwerfen einen Regler mit backstepping-Ansatz, um das nichtlineare Verhalten des Motors zu kompensieren. Dieser Regler entspannt zu Beginn der Schaltung den Antriebsstrang und führt die Drehzahl synchronisation während der Neutralphase durch.

Einen kombinierten Einsatz eines PID-Reglers und eines Zweipunkt-Reglers für die Motordrehzahl schlägt [27] vor, mit dem Ziel einen sanften Schaltvorgang zu erreichen. Diesen Ansatz greift [107] auf und erweitert die beiden Regler um eine Vorsteuerung und um einen LQR-Zustandsregler für die Getriebeaktoren. Einen kaskadierten PI-Regler für die Kupplungsposition und das Motordrehmoment verwendet [29, 30], um keine Schwingungen beim Schließen der Kupplung zu erzeugen, die anhand von Simulationen getestet werden.

Einige weitere Arbeiten betrachten ausschließlich die Möglichkeit, einen Beobachter für das Antriebsstrangdrehmoment zu entwerfen. In diesen werden ein Luenberger-Beobachter nach Ricatti [35] ausgelegt, ein nichtlinearen reduzierten Beobachter [25] und ein erweitertes Kalman-Filter [93] betrachtet.

Neben den steuerungs- und regelungstechnischen Verfahren sind auch mechanische Optimierungen zum Beschleunigen eines Schaltvorgangs im Fokus von Untersuchungen. In [68] und [67] wird ein automatisiertes, unsynchronisiertes Klauenge triebe für einen Pkw betrachtet. Die Einflussfaktoren für die Wahrscheinlichkeit einer Zahn-auf-Zahn-Stellung werden analysiert und Möglichkeiten zur Optimierung der Klauengeometrie aufgezeigt, um den Einspurvorgang zu verbessern. Ebenso wird in [54] an einem Pkw-Getriebe der Einfluss der Differenzdrehzahl an den Klauen und der Klauengeometrie auf das Einspurverhalten untersucht. [7] analysiert das Einspurverhalten und die Einspurwahrscheinlichkeit der Klauenkupplungen an einem unsynchronisierten Busgetriebe. Eine Verbesserung des Gangeinlegens wird durch Berücksichtigung der Differenzdrehzahl und dem aktuellen pneumatischen Ansteuerdruck der Vorgelegewellenbremse erzielt.

[101] schlägt vor, die mechanische Sperrfunktion am Synchronring und der Schaltmuffe in einem automatisierten Schaltgetriebe entfallen zu lassen und die Synchronisation durch Steuerung des Schaltaktors vorzunehmen. Das Getriebesteuergerät erfasst die Drehzahldifferenz und schaltet in den Zielgang kurz vor Erreichen der Drehzahl synchronität. Durch die angeregte Antriebsstrangschwingung spürt die Schaltmuffe sanft ein. Die Antriebsstrangschwingung wird hier nicht zur Synchronisation, sondern lediglich zum verbesserten Einspuren verwendet.

Über die Optimierung von bereits verwendeten Bauteilen hinaus wird in [36] und [37] eine zweigeteilte Schiebemuffe mit Klauen in einem Pkw-Getriebe präsentiert. Diese ermöglicht es, die Gänge nahezu ohne Zugkraftunterbrechnung zu wechseln, da durch den zweigeteilten Aufbau beim Gangwechsel kurzzeitig zwei Gänge gleichzeitig eingelegt sind und während des gesamten Schaltvorgangs Drehmoment übertragen wird. Eine Betrachtung der Einsatzfähigkeit in einem Lkw mit den deutlich größeren Massenträgheitsmomenten im Antriebsstrang erfolgte nicht.

Verschiedene Konzepte zeigen, dass durch konstruktive Maßnahmen automatisierte Schaltgetriebe teilweise lastschaltfähig sind. Im unterbrechungsfreien Schaltgetriebe ist zwischen Motor und Getriebeausgangswelle eine Lastschaltkupplung verbaut [40]. Somit ist es möglich, die Drehzahlanpassung des Motors und der Eingangswelle durchzuführen, indem das Drehmoment über die zusätzlich verbaute Kupplung am Abtrieb abgestützt wird. Gleichzeitig wird der Gangwechsel durchgeführt, und daher tritt während des gesamten Schaltvorgangs keine Zugkraftunterbrechung auf.

Das elektrische Schaltgetriebe aus [18] kombiniert das unterbrechungsfreie Schaltgetriebe mit einem Elektromotor, der an der Eingangswelle des Getriebes angebunden ist. Neben der Funktion als Startergenerator ermöglicht dieser eine Lastschaltung durchzuführen, da er über die Lastschaltkupplung Leistung an den Getriebeausgang abgibt.

Ein Doppelkupplungsgetriebe, das häufig in Pkw eingesetzt wird, eliminiert die Zugkraftunterbrechung vollständig. Ein Beispiel für den Einsatz im Nutzfahrzeugbereich wird in [91] vorgestellt. In dieser Ausführung ist die Splitgruppe durch die Doppelkupplung lastschaltbar. Ebenso ermöglicht das „TraXon Dual“ Doppelkupplungsmodul der ZF Friedrichshafen AG ein Schalten ohne Zugkraftunterbrechung innerhalb der drei Gänge der Vorschaltgruppe [106]. Ist bei diesen Getrieben bei einer Schaltung die Hauptgruppe oder die Nachschaltgruppe beteiligt, entspricht diese der eines gewöhnlichen automatisierten Schaltgetriebes mit Zugkraftunterbrechung.

Das „i-shift“ Doppelkupplungsgetriebe von Volvo Trucks stellt einen weiteren Vertreter dieses Getriebetyps dar [98]. Dieses Getriebe führt die Schaltvorgänge ohne Zugkraftunterbrechung durch. Beim Wechsel der Bereichsgruppe, d. h. bei einer Schaltung zwischen den Gängen sechs und sieben, tritt weiterhin eine Zugkraftunterbrechung auf. Bei dem im Nutzfahrzeug üblichen Überspringen von Gängen verhält sich dieses Getriebe wie ein konventionelles automatisiertes Schaltgetriebe.

Bei allen bekannten Getriebekonzepten für schwere Nutzfahrzeuge mit Doppelkupplung kann nur bei einer eingeschränkten Zahl von Schaltungen die Zugkraftunterbrechung vermieden werden. Durch die zweite Kupplung sind erhebliche Änderungen am Aufbau der bisherigen Getriebe notwendig. Ebenso erhöht sich das Gewicht des Getriebes durch die zusätzlich vorhandenen Baugruppen, wie beispielsweise die zweite Kupplung mit weiterem Aktor.

Schaltzeitverkürzung im schweren Nutzfahrzeug mittels
Synchronisation durch eine induzierte
Antriebsstrangschwingung

Kuncz, D.

2017, XXII, 140 S. 62 Abb., Softcover

ISBN: 978-3-658-18130-7