

$$= 2 \cdot r \cdot F \cdot \mu$$

$$\frac{b}{F \cdot r}$$

Software für automatisierte Getriebe – Erfahrbare Intelligenz

Klaus Küpper
Boris Serebrennikov
Georg Göppert



Einleitung

Der Einsatz von Software und Elektronik durchdringt unser Leben in allen Bereichen immer stärker. Auch und insbesondere im Automobilbau zeigt sich diese Tendenz. LuK trägt dieser Entwicklung Rechnung und setzt schon seit langem auf die Automatisierung des Triebstrangs. Dabei ist die Steuerungssoftware nicht Selbstzweck, sondern bietet handfeste Vorteile, die real erfahrbar sind.

LuK konzentriert sich dabei auf die Automatisierung der Kupplung. Die erzielten Fortschritte können bei einer Vielzahl von Systemen eingesetzt werden, nämlich allen, die mit Kupplungen arbeiten. Hierzu gehören insbesondere das Automatisierte Schaltgetriebe (ASG), das Doppelkupplungsgetriebe (DKG) und Clutch-by-Wire (CbW).

Dieser Beitrag stellt Untersuchungen zur Robustheit der Software für Doppelkupplungsgetriebe sowie Strategien zur Anti-Rupfregelung und zur Schlupfregelung vor, die LuK seinen Kunden anbietet. Hierbei ist es wichtig, dass LuK nicht einfach nur eine Komponente abliefert, sondern ein „System Kupplung“ aus Software und Hardware anbietet, das die in Zusammenarbeit mit dem Kunden für die spezifischen Anwendungsfälle angepassten und optimierten Strategien einschließt.

Robustheit der Doppelkupplungsansteuerung

Ein Beispiel für die notwendige und erfolgreiche enge Abstimmung zwischen der Software und der Hardware ist die Ansteuerung der Doppelkupplung. So wird LuK häufig mit Fragen zur Robustheit der Doppelkupplungsansteuerung konfrontiert: Wie stark sind Veränderungen der Kupplungseigenschaften zu spüren? Wie gut reagiert die Software auf Abweichungen vom Idealzustand? Der Hintergrund sind die hohen Komfortansprüche, die an die heutigen Getriebeautomatisierungen gestellt werden. Der Komfort muss selbstverständlich nicht nur über kurze

Zeitspannen, sondern ständig über die gesamte Lebensdauer des Fahrzeugs sichergestellt sein.

Die Robustheit der trockenen Doppelkupplung wird häufig in Frage gestellt, weil sie bei extremen Situationen wegen der fehlenden Kühlung durch das Öl besonderen Belastungen ausgesetzt ist und kurzfristig ihre Eigenschaften ändern kann. Werden allerdings diese Situationen sicher beherrscht, bietet sie gegenüber nassem Kupplungen langfristig Vorteile.

Kritisch ist bei Nasskupplungen das Zusammenspiel zwischen dem Öl und den Reibpartnern. Es wird wesentlich durch die Additive im Öl beeinflusst. Alterung und Extremsituationen können das Öl belasten und seine Additive ersetzen, so dass seine Qualität über die Lebensdauer abnimmt. Die trockene Kupplung dagegen erneuert sich quasi selbst, da eventuell geschädigte Schichten durch den planmäßigen Verschleiß abgetragen werden und so die Kupplung ihre Eigenschaften langfristig erhält.

Aber auch die kurzfristige Änderung der Eigenschaften der trockenen (Doppel-)Kupplung beherrscht LuK mittels geeigneter Strategien.

Zum Einen spielen die Adaptionen eine wichtige Rolle, die für die Kupplungsansteuerung ein geeignetes Modell des augenblicklichen Verhaltens der Kupplung zur Verfügung stellen. LuK setzt hierbei auf einen Triebstrangbeobachter. In der Regelungstechnik bezeichnet der Begriff „Beobachter“ ein modellbasiertes Verfahren zur Ermittlung von prozessinternen Informationen (vgl. Bild 1). Für den Fall der Kupplung sind die unbekanntenen prozessinternen Größen die Kupplungsmomente der beiden Kupplungen, die entweder direkt geschätzt oder über ihre Kenngrößen

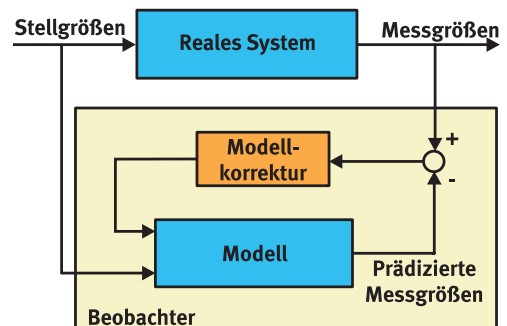


Bild 1 Konzept eines Beobachters

wie Tastpunkte und Reibwerte beschrieben werden. So werden Änderungen der Kupplungseigenschaften schnell erkannt und der Steuerung zur Verfügung gestellt.

Andererseits sind robuste Strategien notwendig, die mit gewissen Abweichungen der Kupplungsparameter umgehen können. LuK hat anhand eines Prototyps mit einem Doppelkupplungsgetriebe Untersuchungen gemacht, um die Robustheit der Ansteuerung zu überprüfen.

Referenz

Um die Robustheit sinnvoll prüfen zu können, wird zunächst eine Referenzsituation gemessen und objektiv beurteilt. Anschließend wird eine definierte, reproduzierbare Störung in das System eingebracht und die Referenzsituation erneut gefahren und beurteilt.

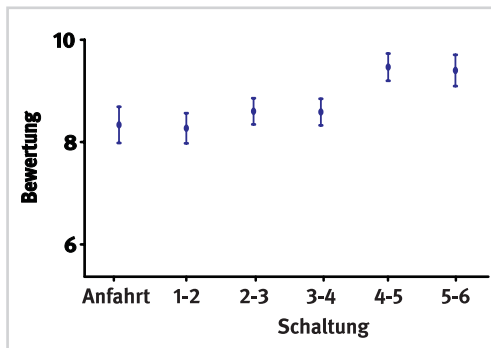


Bild 2 Bewertung der Referenzmessung

Um die Bewertung zu objektivieren, setzt LuK in diesem Beispiel das Programm AVL-Drive [1] ein. Das Programm verarbeitet mehrere Messgrößen, wie etwa Längsbeschleunigung, Fahrzeuggeschwindigkeit und Motordrehzahl. Anhand dieser Größen werden zunächst Situationen klassifiziert, etwa Anfahren, Zughochschaltung oder Schubbetrieb. Für diese Situationen werden anschließend physikalische Parameter bestimmt und mit verschiedenen Gewichtungen zu den bekannten ATZ-Noten verdichtet. Damit steht ein System zur Verfügung, das eine Bewertung der Fahrsituationen erlaubt, ohne auf die subjektive Einschätzung eines Testfahrers angewiesen zu sein.

Als Referenzsituation wurden eine Anfahrt und Zughochschaltungen bis in den 6. Gang bei 30 %

Pedalwert ausgewählt. Bild 2 zeigt die Ergebnisse der Referenzmessung. Für die genannten Situationen sind jeweils der Mittelwert der Bewertungen, wie sie AVL-Drive berechnet, und die Standardabweichung aufgetragen. Die Daten fassen 18 Zyklen zusammen. Die Streuung der Ergebnisse ist relativ klein. Wie zu erwarten werden Schaltungen in den höheren Gängen besser bewertet, da sich die Momentenänderungen aufgrund der niedrigeren Übersetzungen weniger auf die Fahrzeuglängsbeschleunigung auswirken.

Modifiziertes System

Eine physikalische Manipulation der Kupplung ist sehr aufwändig und nur schwer reproduzierbar. Aus diesem Grund wurde stattdessen das steuerungsinterne Modell der Kupplung manipuliert. Dies hat auf die Steuerung annähernd den gleichen Effekt wie eine physikalische Änderung, denn das interne Modell ist die einzige Information, die die Software über die reale Kupplung hat. Um in den Versuchen eine deutliche Änderung der Schaltqualität zu erreichen, wurden die Tastpunkte beider Kupplungen um 1,5 mm bezogen auf den Einrückweg, der etwa 7 mm beträgt, verstellt. Der Tastpunkt beschreibt die Aktorposition, bei der die Kupplung 3 Nm überträgt. Die Tastpunktänderung entspricht also einer Parallelverschiebung der Kupplungskennlinie, in der das übertragbare Moment über dem Weg aufgetragen ist. In diesem Fall überträgt die Kupplung also mehr Moment, als die Steuerung es erwartet. Der „Reibwert“, der die mittlere Steigung dieser Kennlinie beschreibt, blieb unverändert.

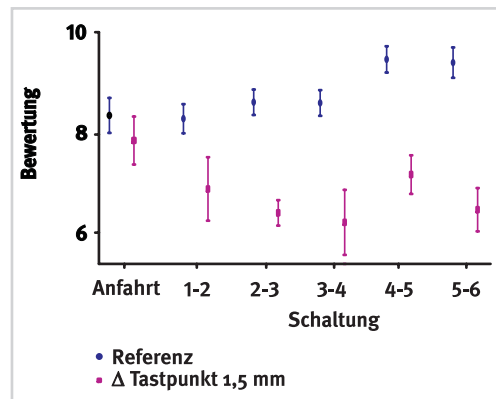


Bild 3 Bewertung bei manipuliertem Tastpunkt und deaktivierter Adaption im Vergleich zum Ausgangszustand

Nach der Tastpunktmanipulation wurden in einem ersten Versuch die Adaptionen deaktiviert und 6 Zyklen der Referenzsituation gefahren. Die Ergebnisse sind in Bild 3 dokumentiert. Es sind wieder die Bewertungen und die Standardabweichung aufgetragen, wobei die Referenzmessung mit der manipulierten Situation ohne Adaption verglichen ist. Wie erwartet, fallen die Bewertungen deutlich schlechter aus. Es ist allerdings zu beobachten, dass die Anfahrqualität weiterhin als gut (besser als 7) bewertet wird. Durch die relativ lange Dauer einer Anfahrt und eine geschickte Regelung kann die Anfahrstrategie korrigierend eingreifen und den Fehler ausgleichen. Dies ist bei den relativ kurzen Schlupfphasen der Schaltungen kaum möglich.

Adaption

Im dritten Schritt der Robustheitsuntersuchung wurde die Adaption der Kupplungskennlinien wieder aktiviert. Die Ergebnisse sind im Bild 4 dokumentiert. Neben den Referenzbewertungen sind die Bewertungen für 6 aufeinanderfolgende Zyklen dargestellt. Erwartungsgemäß ist die Bewertung der Anfahrt trotz des Tastpunktfehlers von Anfang an gut. Auch die anderen Schaltungen werden so gut wie bei der Referenzmessung bewertet. Nur die erste 1-2-Schaltung und die erste 3-4-Schaltung werden etwas schlechter bewertet, wenn auch besser als die Schaltungen ohne Adaption.

Der Grund für diese unterschiedlichen Ergebnisse ist leicht erklärt. Bereits bei der Anfahrt, die mit der Kupplung 1 geschieht, kann die Adaption den Fehler bei dieser Kupplung erkennen und korrigieren. Die Qualität der Schaltung 1-2 kann

davon noch nicht voll profitieren, weil sie wesentlich von der Genauigkeit der Kupplung 2 abhängt. Dagegen ist die Schaltung 2-3, deren Qualität wesentlich von der Kupplung 1 abhängt, bereits sehr gut. Auch die Schaltung 3-4, wieder beeinflusst von der Kupplung 2, ist noch nicht gut. Die kurze Adaptionzeit bei der Schaltung 1-2 war noch nicht ausreichend. Aber bereits bei der nächsten Schaltung auf Kupplung 2, der Schaltung 5-6, hat die Adaption den Fehler bereits so weit korrigiert, dass die ursprüngliche Schaltungsqualität wiederhergestellt ist.

Diese ersten Untersuchungsergebnisse zeigen deutlich, wie leistungsfähig und vor allen Dingen schnell die Adaption ist. Außerdem kann die Anfahrstrategie aufgrund der etwas langsameren Vorgänge ausreichend schnell auf Kupplungsabweichungen reagieren. Das Gesamtsystem ist gegenüber extremen Veränderungen an der Kupplung sehr robust. Es wird deutlich, dass durch die Kombination von Mechanik und Software aus dem Hause LuK ausgesprochen robuste Systeme darstellbar sind.

Anti-Rupfregelung

Ein anderer Aspekt der sinnvollen Zusammenarbeit zwischen der Kupplung und der Software ist die Bekämpfung des Kupplungsrupfens. Die Problematik des Rupfens ist allen im Bereich des Triebstrangs tätigen Ingenieuren sowohl bei Nass- als auch bei Trockenkupplungen hinlänglich bekannt. Obwohl es bei der Belagsentwicklung, der Ölentwicklung und der konstruktiven Ausführung erhebliche Fortschritte gibt, bleibt Rupfen auf der Tagesordnung. Ein Grund hierfür

ist, dass sich der Wirkungsgrad der Triebstränge ständig verbessert, die Eigendämpfung deshalb abnimmt und die Rupfempfindlichkeit somit steigt.

LuK beschäftigt sich intensiv mit dem Thema, weil umgekehrt auch die Anforderungen, insbesondere an die trockene Kupplung, immer wei-

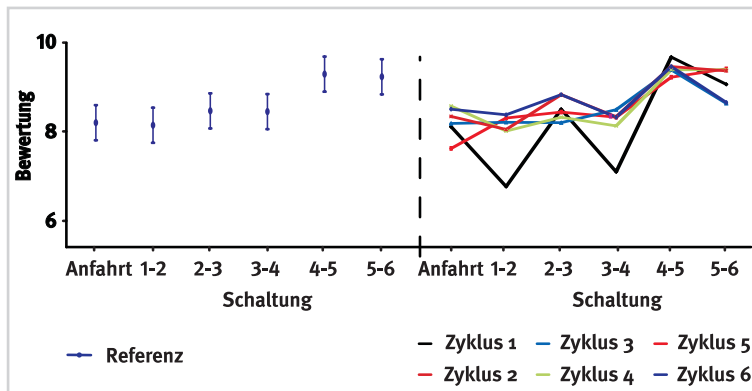


Bild 4 Verlauf der Bewertung mit aktivierter Adaption im Vergleich zur Referenzmessung

ter steigen. Wenn die Doppelkupplung als Ersatz für den Drehmomentwandler erfolgreich sein will, muss Rutschen sicher vermieden werden.

Die verfolgten Lösungsansätze konzentrieren sich dabei auf real darstellbare Systeme. Insbesondere muss also versucht werden, mit heute zur Verfügung stehenden Sensoren und Aktoren die aktuellen Kupplungen erfolgreich anzusteuern. Der zweite Schritt, nämlich die Rutschverhinderung beim Einsatz von rutschempfindlicheren Keramikkupplungen oder die Aufweitung von Toleranzen kann erst danach angegangen und muss unter Kostenaspekten kritisch geprüft werden.

Hier sei auch auf eine scheinbar triviale, aber wichtige Tatsache hingewiesen: Rutschen tritt heute in typischen Trockenkupplungsanwendungen nur sehr selten und sporadisch in wenigen Fahrzeugen auf. Diese extrem schlechte Reproduzierbarkeit erschwert die Entwicklung einer Anti-Rutschregelung sehr. Natürlich sind mit geeignet präparierten Kupplungsscheiben Rutschanregungen darstellbar. Sie fallen aber in der Regel wesentlich stärker aus, als sie typischerweise in den Fahrzeugen zu finden sind. So ist das gezielte Entwickeln und das Prüfen auf Robustheit in allen Situationen sehr erschwert. Bei nassen Kupplungen ist ein etwaiges Rutschen dagegen meist auf ein geschädigtes Öl zurückzuführen und ist, sobald es einmal auftritt, meist reproduzierbar.

Anregungsmechanismen

Eine ausführliche Beschreibung der Rutschmechanismen findet sich bereits in [2]. Beim Rutschen schwingen bei schlupfender Kupplung die Drehmassen von Scheibe und Getriebe gegen die Fahrzeugräder bzw. die Fahrzeugmasse. Auf die Getriebeeingangswelle wirkt das zeitlich variable Kupplungsmoment. Die entsprechende Differentialgleichung lautet bei leichter Vereinfachung dann:

$$J \cdot \ddot{\omega} + b \cdot \dot{\omega} + c \cdot \varphi = 2 \cdot r \cdot F \cdot \mu \quad (1)$$

Die Massenträgheit des Getriebes einschließlich Kupplungsscheibe wird mit J bezeichnet, der Triebstrang sei mit der Steifigkeit c und der Dämpfung b charakterisiert. F entspricht der Anpresskraft, r dem Reibradius und μ dem Reibwert. Die typische Eigenfrequenz dieses Systems und damit des Rutschens beträgt im ersten Gang

etwa 10 Hz, im zweiten Gang etwa 18 Hz. Die Anti-Rutschregelung beschränkt sich wegen der in höheren Gängen wesentlich höheren Triebstrangeigenfrequenzen, die eine extreme Stelldynamik erfordern, auf die unteren Gänge.

Es muss im Wesentlichen zwischen zwei Anregungsmechanismen des Rutschens unterschieden werden:

1. Selbsterregtes Rutschen
2. Zwangserregtes / geometrisches Rutschen

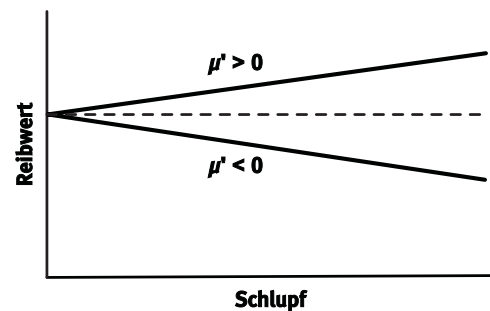


Bild 5 Idealisierte Reibwertverläufe

Beim selbsterregten Rutschen entsteht die Anregung aus dem Reibwert. Zwei prinzipielle Reibwertverläufe sind in Bild 5 dargestellt. Wird der hier linear angenommene Reibwertverlauf in die Gleichung 1 eingesetzt, lässt sich aus der Stabilitätsbedingung (die Gesamtdämpfung b^* des Systems muss größer 0 sein) die folgende Bedingung für selbsterregtes Rutschen herleiten:

$$\mu' < -\frac{b}{2 \cdot F \cdot r} \quad (2)$$

In diesem Fall wird das System durch den negativen Reibwertgradienten stärker zum Schwingen angeregt als es die Triebstrangdämpfung ausgleichen kann.

Bei den heutigen, modernen Belägen kommt das selbsterregte Rutschen in der Serie nur sporadisch vor, z. B. wenn die Beläge verschmutzt oder feucht sind. Bei Belägen für extreme Belastungen aus Keramik (Ceram-Beläge) in trockenen Kupplungen ist der negative Reibwertgradient jedoch eine typische Eigenschaft, so dass sie häufig rutschen. Aber auch wenn das selbsterregte Rutschen in der Serie nur selten vorkommt, ist es für den Fahrer deutlich spürbar und sehr störend. In der Regel ist dieses Rutschen beim Kriechen und

Anfahren am kritischsten, es kann jedoch auch bei Gangwechseln in niedrigen Gängen spürbar sein.

Beim geometrischen oder zwangserregten Rupfen gilt die Gleichung 1 grundsätzlich weiter. Es wird jedoch das System durch eine zusätzliche Anregung mit der Frequenz der Motordrehzahl, der Getriebedrehzahl oder der Schlupfdrehzahl (oder deren Vielfachen) angeregt. Die periodischen Anpresskraftschwankungen und die daraus resultierenden Momentenschwankungen, etwa aus Bauteilabweichungen und Winkelfehlern, führen zu erzwungenen Schwingungen. Kennzeichnend für diese zwangserregten Schwingungen ist das breite, stark veränderliche Frequenzspektrum, wobei in der Triebstrangeigenfrequenz die Amplitude der Rupfeschwingungen maximal wird. Wegen der variablen Frequenz der Anregung ist geometrisches Rupfen wesentlich schwerer auszuregulieren. Ferner muss die zur Verhinderung des Rupfens aufzubringende Momentenamplitude betragsmäßig etwa der Anregungsamplitude entsprechen und kann groß werden.

Sensoranforderungen

Um das Rupfen auszuregulieren, muss es zunächst erfasst werden können. Der Ansatz der Anti-Rupfregelung von LuK ist es, das Rupfen mit konventionellen bzw. bereits vorhandenen Sensoren zu erkennen. In vielen Anwendungen ist es heute bereits üblich, einen Getriebeeingangsdrehzahlsensor einzusetzen. Alternative Sensortypen wie etwa Drehmomentsensoren oder Längsbeschleunigungssensoren bieten bei wesentlich höherem Aufwand in der Regel keine Vorteile.

Bei der Erfassung der Drehzahl ist die wichtigste Randbedingung, dass der Anti-Rupfregelung für jeden Rechenschritt eine aktuelle Drehzahl zur Verfügung stehen muss. Dies bedeutet, dass in der Zeit (T) zwischen zwei Steuerungsimpulsen bei der jeweiligen Getriebeeingangsdrehzahl n (in 1/min) mindestens ein Zahn am Sensor vorbei streichen muss. Wenn mit Z die Anzahl der Zähne pro Getriebeeingangsumdrehung bezeichnet wird, ergibt sich daraus

$$Z \geq \frac{60}{nT} \quad (3)$$

Soll die Rupfregelung beispielsweise oberhalb einer Drehzahl von 500 1/min und einer Inter-

ruptzeit von 2,5 ms arbeiten, so bedeutet dies $Z=48$ Zähne pro Umdrehung der Getriebeeingangswelle. Die Erfahrungen bei LuK zeigen, dass die genannte Drehzahlgrenze meistens ausreicht. Wenn jedoch Rupfeschwingungen unterhalb dieser Grenze – etwa beim Kriechen im Stillstand oder im niedrigsten Geschwindigkeitsbereich – ausgeregelt werden müssen, so ist eine leistungsfähigere Sensorik notwendig. Vor allem sind zusätzliche Geberräder notwendig, da dann die Zähnezahle der Getrieberäder, die normalerweise als Geber verwendet werden, nicht ausreicht.

Lösungsansätze

LuK hat für das aktive Verhindern des Rupfens zwei verschiedene Ansätze entwickelt. Der erste Ansatz ist eine Regelung, bei der in jedem Steuerungsimpuls das Rupfen gemessen wird und eine Korrektur berechnet wird. Der zweite Ansatz ist eine Steuerung, bei der jeweils über eine Rupfhalbschwingung hinweg gemessen und in der nächsten Halbschwingung gegengesteuert wird.

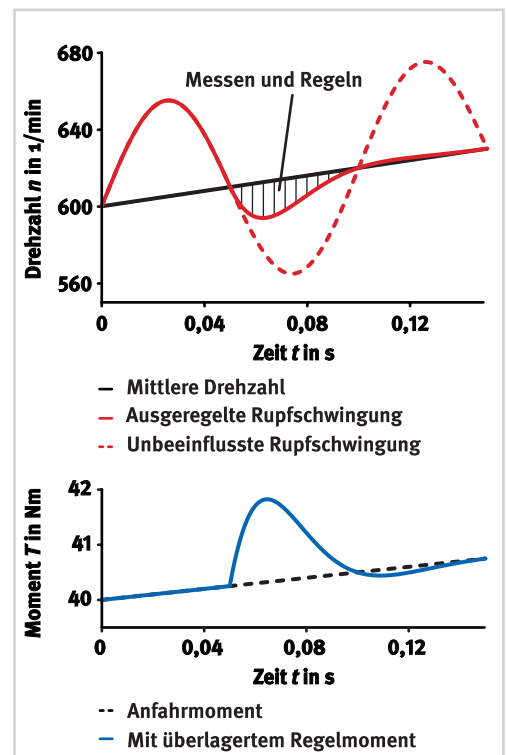


Bild 6 Regelung zur Rupfregulation

Für beide Ansätze ist es grundsätzlich notwendig, eine „rupffreie“, gefilterte Drehzahl ohne Phasenverzögerung zu berechnen. Aus der anschließend berechneten Differenz zwischen tatsächlicher Drehzahl und gefilterter Drehzahl kann das Rupfen erkannt werden.

In Bild 6 ist das Prinzip der Anti-Rupfregelung dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung sind die gefilterte mittlere Drehzahl sowie die reale Drehzahl, einmal unkorrigiert und einmal nach der Anti-Rupfregelung dargestellt. Die untere Abbildung zeigt das aus der Anfahrstrategie generierte Sollmoment sowie das Gesamtmoment, das durch die Überlagerung der Anti-Rupfmaßnahme entsteht. Sobald die Rupfregelung aktiviert wird (in der Abbildung nach der ersten Halbschwingung), wird in jedem Steuerungsterrupt die aktuelle Abweichung der Rupfdrehzahl von der gefilterten Drehzahl errechnet und ein Korrekturmoment bestimmt. Der offensichtliche Vorteil dieser Strategie ist, dass auf jede Abweichung der Drehzahl relativ schnell reagiert werden kann. Dies gilt insbesondere dann, wenn etwa die Anregungsfrequenz oder Anregungs-

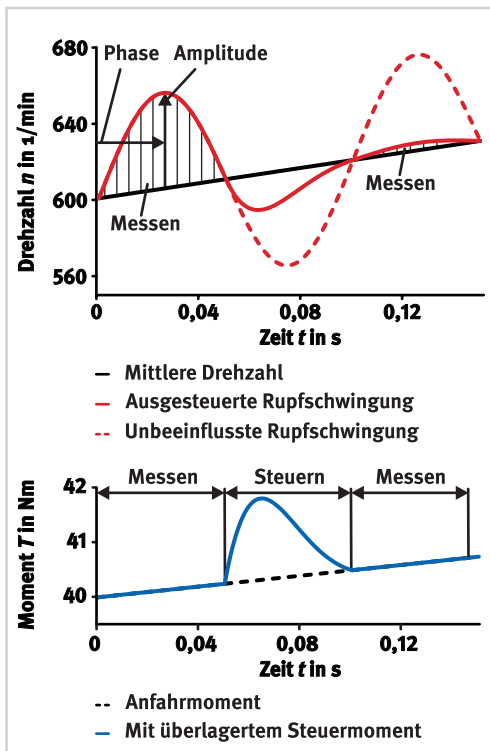


Bild 7 Steuerung zur Rupfreaktion

amplitude sich schnell ändern. Auch bei geometrischer Anregung, die mit der sich ändernden Schlupfdrehzahl variiert, greift diese Strategie.

Dieser Vorteil kann sich allerdings auch als Nachteil erweisen. Insbesondere kann jede Störung auf dem Drehzahlsignal zu einer ungewollten Momentenänderung an der Kupplung führen. Hier sind insbesondere hochfrequente Störungssignale sowie einzelne Mess- und Filterungenauigkeiten unter Umständen kritisch. Die Folgen können eine sogar verstärkte Rupfanregung, eine schwächere Rupfdämpfung sowie eine zu hohe Belastung der Aktorik sein.

Um die genannten Nachteile zu kompensieren, hat LuK alternativ eine Anti-Rupfsteuerung entwickelt. Hierbei sind die Schritte Rupferkennung sowie Definition und Einstellung des Korrekturmoments getrennt.

Im ersten Schritt werden die Phase und die Amplitude der Rupfschwingung bestimmt, siehe Bild 7. Dazu werden die Größe der maximalen Abweichung der rufenden Eingangswelle von der gefilterten Drehzahl sowie der Zeitpunkt dieser maximalen Abweichung bestimmt. Unter der Annahme, dass die Rupfschwingung stabil bzw. nur langsam veränderlich ist, kann nun für die nächste Halbwelle ein Korrektursignal berechnet werden.

Basis für dieses Korrektursignal ist ein „Prototyp“ für die Ansteuerung des Stellers, siehe Bild 8. Er ist im Speicher des Steuergerätes abgelegt und speziell auf die Dynamik des Kupplungsstellers abgestimmt. So sieht man etwa am Ende der Kurve eine Abflachung, um ein Überspringen und damit ein Anfachen der Schwingung zu vermeiden. Die Software muss diesen Prototypen nur gemäß Phasenlage, Frequenz

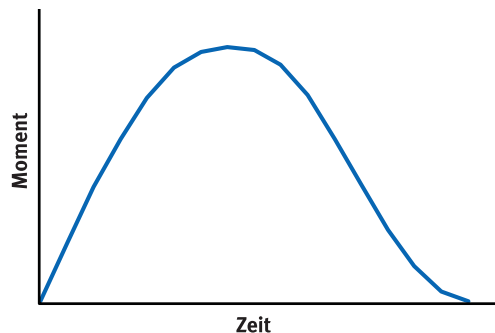


Bild 8 Prototypkurve für die Anti-Rupfsteuerung

und Amplitude skalieren, um eine optimale Dämpfung zu erreichen. In Bild 7 ist schematisch die Wirkung dargestellt.

Je nach Erfolg der Dämpfung wird in der nächsten Halbwelle erneut ein mögliches Rupfen detektiert. Die großen Vorteile dieses Steuerungsansatzes sind die Störanfälligkeit und die wesentlich niedrigere Stellerbelastung. Ein weiterer wichtiger Vorteil ist, dass aufgrund des beschriebenen Messverfahrens die Messfrequenz deutlich reduziert werden kann. Sie muss lediglich so hoch liegen, dass Phase und Amplitude der Rupfschwingung sicher und hinreichend genau erkannt werden.

Die noch zu beseitigende Schwäche der Anti-Rupfsteuerung liegt darin, dass sie nur jede zweite Halbwelle messen und aktiv werden kann. So sind Frequenzänderungen, die, wie bereits erwähnt, für geometrisches Rupfen

typisch sind, sowie sehr schnelle Amplitudenänderungen nicht ausreichend aussteuerbar.

Die Weiterentwicklung der Strategien bei LuK konzentriert sich auf eine geeignete Kombination von Steuerung und Regelung in Verbindung mit hochdynamischen Stellern und einer optimierten Signalverarbeitung. Ziel dieser Entwicklung bei LuK ist es, bei minimalen Sensoranforderungen eine Anti-Rupfregelung für Serienanwendungen bei automatisierten Kupplungen zur Verfügung zu stellen. Es ist natürlich auch denkbar, eine geeignete Aktorik für fußbetätigte Kupplungen zu entwickeln, die die Anti-Rupfregelung der manuellen Betätigung des Pedals überlagert.

Ergebnisse

Für beide Grundstrategien kann LuK sehr positive Ergebnisse präsentieren. In Bild 9 ist das Ergeb-

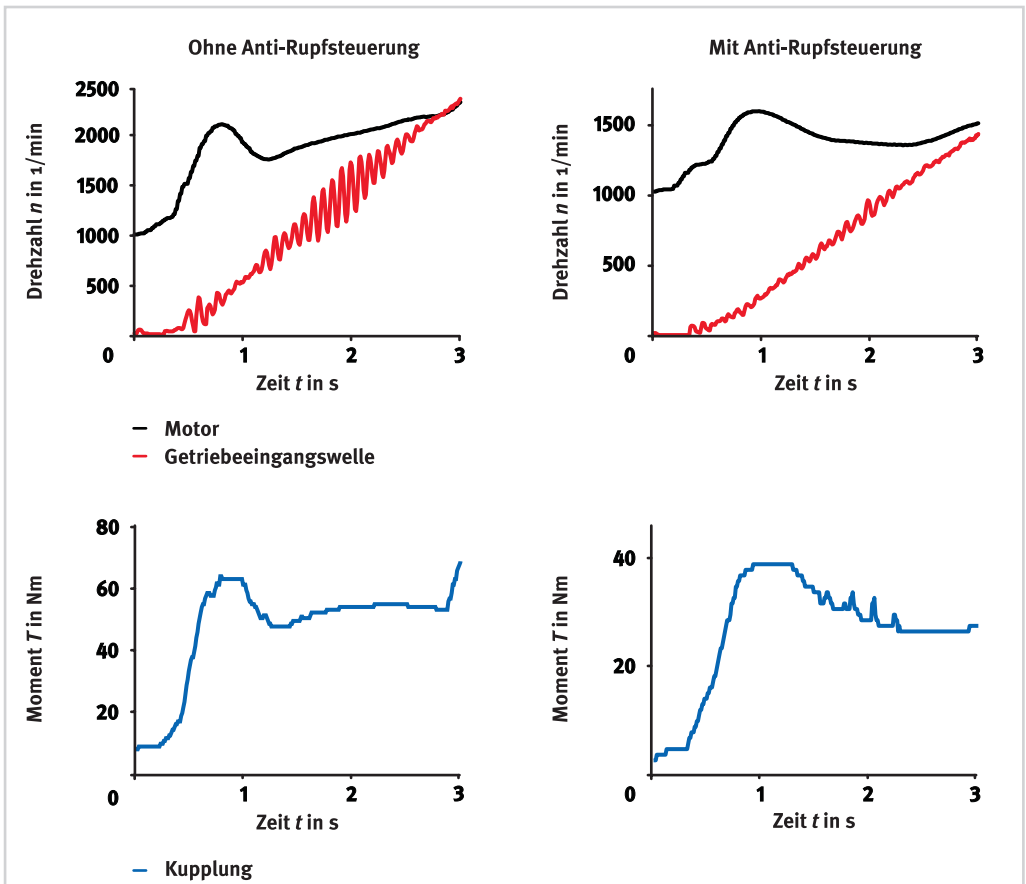


Bild 9 Anti-Rupfsteuerung bei selbsterregtem Rupfen

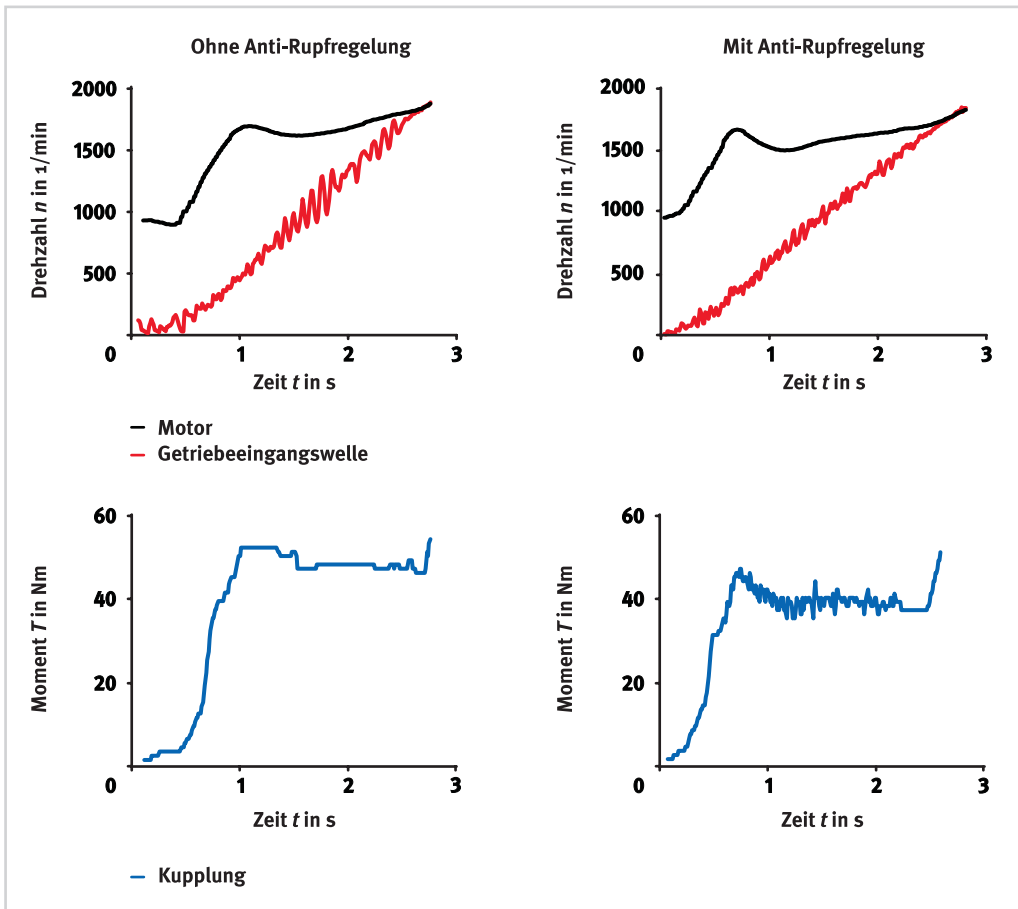


Bild 10 Anti-Rupfregelung bei geometrischer Anregung

nis für die Anti-Rupfsteuerung dargestellt, die hier gegen selbsterregtes Rupfen wirkt. Links ist eine Anfahrt ohne Gegenmaßnahmen dargestellt, rechts eine Anfahrt mit der Anti-Rupfsteuerung. Um das starke selbsterregte Rupfen zu erzeugen, wurde eine konventionelle Kupplungsscheibe einseitig mit Ceram-Belägen ausgestattet. Diese Anregung ist zwar unrealistisch hoch, aber mit der Anti-Rupfregelung kann diese extrem starke Störung mit wenigen, kleinen Modulationen um 5 Nm fast komplett eliminiert werden.

In Bild 10 ist die Anti-Rupfregelung für den Fall der geometrischen Anregung dargestellt, bei der sich die Anregung mit der Schlupfdrehzahl verändert.

Hierzu wurde eine konventionelle Kupplungsscheibe so manipuliert, dass es zu geometri-

ischem Rupfen kommt. Im linken Teil ist eine Anfahrt ohne Anti-Rupfregelung dargestellt, rechts eine Anfahrt mit Anti-Rupfregelung. Es ist zu sehen, wie auch hier mit einer relativ kleinen Modulation, aber sehr hoher Frequenz das Rupfen deutlich abgeschwächt werden kann. Es sind lediglich leichte Restunruhen auf der Getriebeeingangsdrehzahl zu erkennen.

In beiden Fällen kann mit der Anti-Rupfstrategie eine Verbesserung des Rupfverhaltens um 2 bis 3 Notenstufen erzielt werden.

Ausblick

Die Ergebnisse zeigen, dass die Anti-Rupfregelung ein sehr großes Potenzial hat. Trotz der begrenzten Sensorausstattung in den Getrieben und bei der aktuell geplanten Dynamik der Aktoren sind die heute auftretenden typischen Rupf-

problematiken in Zukunft robust zu beherrschen. Die Strategien werden zügig zur Serienreife entwickelt.

Grenzen wird es in Zukunft bei Extremanwendungen geben, etwa bei Trockenkupplungen mit vollständigen Ceram-Belägen und starker Rupfneigung oder starken geometrischen Anregungen. Diese Grenzen werden durch die Zusatzkosten bei Aktorik und Sensorik festgelegt.

Die Anti-Rupfsteuerung in geeigneter Kombination mit Regelungsalgorithmen wird den Komfort von Kupplungen in automatisierten Triebsträngen noch weiter erhöhen. Auch hier wird also die Softwarestrategie die Hardware intelligent unterstützen.

Applikation der Schlupfregelung

Die Strategien zur Regelung des Schlupfes unter Nutzung der physikalischen Zusammenhänge sind heute gut verstanden [3] und an vielen Prototypen erprobt. Durch den Schlupf an der Kupplung wird der Triebstrang von den Drehungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors isoliert. Die Steuerung stellt durch eine kleine Modulation des Kupplungsmoments die dazu notwendige Schlupfdrehzahl ein. Dabei kann und sollte der Schlupf relativ klein sein, meistens unter 80 1/min . In der Regel wird sogar „Teilschlupf“ eingestellt, bei dem sich kurzzeitiges Haften und Schlupfen der Kupplung hochfrequent zu den Ungleichförmigkeiten des Verbrennungsmotors abwechseln.

Nach der Grundlagenentwicklung ist jetzt eine definierte und standardisierte Methode zur Anpassung oder „Applikation“ der Schlupfregelung für neue Fahrzeuge notwendig. Nur durch solch ein systematisches Vorgehen ist eine effiziente und robuste Anwendung über viele Projekte hinweg möglich.

Die Applikation kann in 3 Phasen unterteilt werden:

- Definition der Isolationsziele
- Auslegung und Abstimmung in der Simulation
- Validierung und Optimierung am Fahrzeug

Isolationsziele

Die Isolationsziele müssen in enger Abstimmung zwischen dem Kunden und LuK definiert werden. Hierbei können sowohl die Kunden als auch LuK auf eine lange Erfahrung im Bereich der Schwingungsanalyse und Bewertung des Triebstrangs zurückgreifen. Dementsprechend gibt es in vielen Fällen bereits quantitativ exakt festgelegte Anforderungen des Kunden. LuK kann dabei mit eigenen Abschätzungen unterstützen.

Da sich aber die akustischen Eigenschaften der Fahrzeuge und die Eigenschaften der Getriebe sehr stark unterscheiden können, ist immer ein Abgleich mit dem Zielfahrzeug notwendig. Als besonders effizient hat sich im Fahrzeugtest der sogenannte „Add-on-Schlupfregler“ von LuK erwiesen. Hierbei wird das mit einer konventionellen Kupplungsbetätigung ausgestattete Fahrzeug mit einem von LuK speziell entwickelten Kupplungsroboter ausgestattet. So können Fahrzeuge im stationären Zustand vermessen werden. Es werden unterschiedliche Schlupfdrehzahlen eingestellt, so dass zum Einen einfach und schnell eine subjektive Bewertung der Schwingungsisolation erfolgen kann, zum Anderen ein Abgleich mit objektiv gemessenen Kriterien sichergestellt ist.

Theoretische Auslegung

Entscheidend für die effiziente und zielgerichtete Auslegung der Schlupfregelung sind theoretische Betrachtungen und Simulationen. Nur so können in begrenzter Zeit die optimalen Lösungen gefunden werden.

Die wesentlichen Eingangsgrößen für diesen Prozess sind das oben beschriebene Isolationsziel, die spezifische Anregung des jeweiligen Verbrennungsmotors und die Triebstrangeigenschaften. Das Ziel der Auslegung ist zum einen die robuste Funktion, also insbesondere die Stabilität der Schlupfdrehzahlregelung, zum anderen aber auch minimaler Schlupf, was zu geringstem Verbrauch und minimalem Verschleiß führt. Das Ergebnis der Optimierung ist die Reglerparametrierung, das Schlupfkennfeld sowie gegebenenfalls die Dämpferabstimmung in der Kupplung.

Eine der wichtigsten Systemeigenschaften bei der Betrachtung des Triebstrangs im Schlupf,

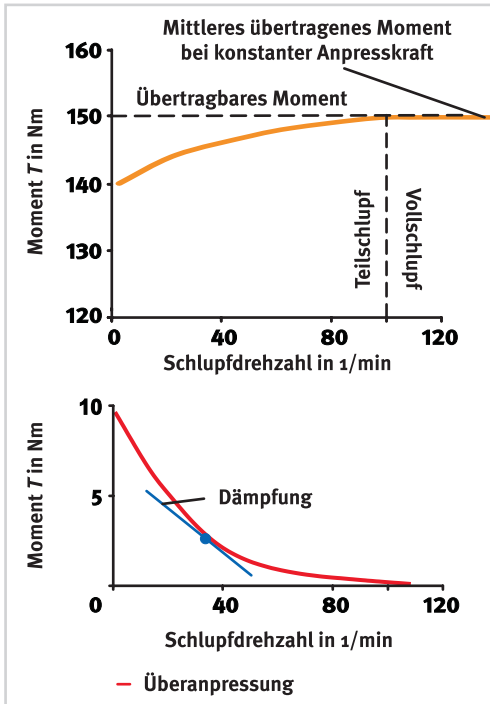


Bild 11 Schlupfabhängige Überanpressung und die sich ergebende Dämpfung

besonders im Teilschlupf, stellt die Dämpfung des Triebstrangs durch den Schlupf in der Kupplung dar. An dieser Stelle sei auf das LuK Kolloquium 2002 verwiesen [3]. Hier wurde dargestellt, wie durch den Wechsel von Schlupf- und Haftphasen im Teilschlupf das übertragene Drehmoment abhängig von der Schlupfdrehzahl variiert, siehe Bild 11 oben. Eine andere, bei LuK inzwischen gebräuchlichere Darstellung dieser Kurve ist im unteren Teil von Bild 11 dargestellt. Hierbei wird über der Schlupfdrehzahl aufgetragen, wieviel stärker die Anpresskraft der Kupplung gewählt werden muss, wenn Teilschlupf statt Vollschlupf eingestellt werden soll. Die Anpresskraft ist hier als Überanpressungsmoment in Nm normiert. Die Steigung dieser Überanpressungskurve beschreibt die Dämpfung beim jeweils anliegenden Schlupf. Je kleiner also der Schlupf ist, desto stärker steigt die Dämpfung und damit die Selbststabilisierung des schlupfenden Systems an. Dies wurde ausführlich im LuK Kolloquium 2002 diskutiert.

Um die Regelgüte des Gesamtsystems im Teilschlupf zu beurteilen, kann das Fahrzeug mit Triebstrang, Kupplung, Aktorik und Steuerung

am Rechner simuliert werden. Neben den Reglerparametern spielt bei diesem nichtlinearen System die Dynamik des Kupplungsaktors und die endliche Momentenauflösung eine entscheidende Rolle. Zusammen mit der Hysterese und der eben beschriebenen Dämpfung im Teilschlupf stellt sich für jedes Gesamtsystem eine andere Dynamik ein.

Alle Systeme sind aber dadurch gekennzeichnet, dass es sich um nichtlineare Systeme handelt. In der Regelungstechnik und Systemdynamik gibt es verschiedene Theorien, die solche Systeme behandeln. Sie sagen bei stabilen nichtlinearen Systemen – und ein solches soll hier ja entworfen werden – einen sogenannten Grenzyklus voraus. Dabei schwingt der Systemausgang mit einer bestimmten Amplitude und Frequenz um den Zielwert.

Die Simulationsmodelle bei LuK sind inzwischen so detailliert, dass sich diese Schwingung in den Ergebnissen wiederfinden lässt, siehe Bild 12. Das im oberen Teil dargestellte Simulationser-

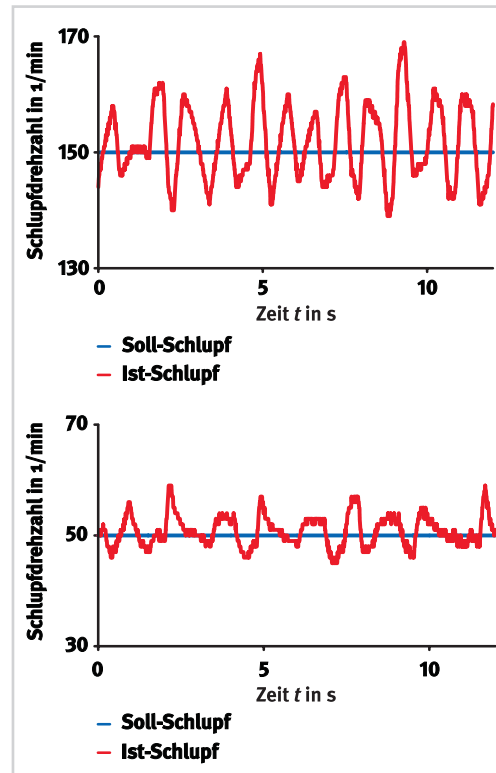


Bild 12 Simulation des Grenzyklus bei verschiedenen Schlupfdrehzahlen

gebnis zeigt die niederfrequente Schwingung des Ist-Schlupfs um den Sollschlupf, der in der dargestellten Simulation 150 1/min beträgt. Diese Schwingung im Bereich von 1 Hz ist akustisch unproblematisch. Die Schwingungsamplitude, in diesem Fall ca. 10 1/min, ist, wie oben diskutiert, wesentlich von der Dämpfung, also der Größe des Teilschlupfs abhängig. Die Simulation bei einem Sollschlupf von 50 1/min im unteren Bildteil zeigt also erwartungsgemäß wesentlich kleinere Amplituden in der Größenordnung von 5 1/min. Die Amplitude kann als Regelgenauigkeit betrachtet werden und ist eine entscheidende Größe für die Schlupfauslegung. Auf die zulässige Größe der Abweichungen wird weiter unten eingegangen.

Die bei der Simulation getroffenen Annahmen und benutzten Modelle sind an realen Systemen verifiziert worden. So zeigt die Messung an einem LuK-Prototypen mit Schlupfregelung (Bild 13) eine sehr gute Übereinstimmung mit der Simulation dieses Systems, wie sie im Bild 12 dargestellt ist. Es findet sich der Grenzyklus von ähnlicher Amplitude und Frequenz sehr gut wieder. Weil die Simulation bei LuK inzwischen so verfeinert ist, dass Realität und Simulation sehr gut übereinstimmen, kann die Schlupfregelung im Wesentlichen durch Simulation und Berechnung ausgelegt werden.

Ein weiterer wichtiger Schritt ist es, dass der sich einstellende Grenzyklus bei LuK inzwischen analytisch geschlossen dargestellt werden kann. Mit der Theorie der harmonischen Balance ist es möglich, diese Darstellung für gegebene Systeme zu erzeugen. Entscheidend ist dabei nicht nur, dass Amplitude und Frequenz vorhergesagt

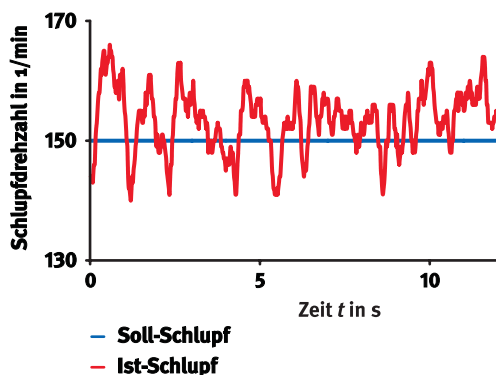


Bild 13 Messung des realen Grenzyklus im Fahrzeug

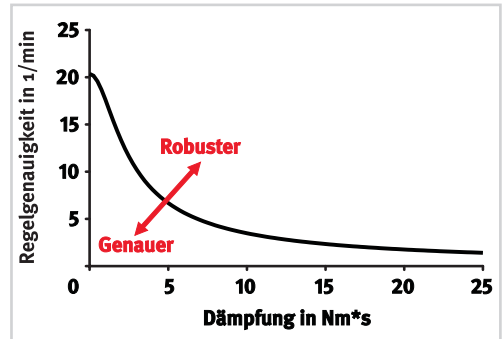


Bild 14 Erreichbare Regelgenauigkeit für reale Systeme

werden können, sondern dass darüber hinaus eine Stabilitätsaussage getroffen werden kann. In Bild 14 ist aus dieser Formel die erreichbare Regelgenauigkeit über der Dämpfung des Systems (also indirekt wiederum über dem Schlupf) aufgetragen. In die Betrachtung gehen Momentenauflösung, Massenträgheit, Reglerfrequenz, Systemhysterese und weitere Größen ein. Idealerweise ist ein möglichst geringer Regelfehler, also eine möglichst flache Kennlinie gewünscht. Dies ist etwa durch eine „schärfere“ Reglerabstimmung grundsätzlich zu erreichen. Dabei nimmt jedoch die Robustheit ab. Die praktikable Grenze, also der Abstand zur Stabilitätsgrenze, auch „Stabilitätsrand“ genannt, muss durch den erfahrenen Ingenieur so festgelegt werden, dass genug Reserven für Variationen über Fahrzeuge und Fahrzeuglebensdauer vorgehalten sind.

Nachfolgend ist aufgezeigt, wie diese Betrachtungen zur Regelgenauigkeit für die Auslegung genutzt werden. Nachdem aufgrund der Isolationsziele ein theoretisches Schlupfkennfeld berechnet ist, muss geprüft werden, welche Abweichungen vom Sollschlupf zulässig sind. Hierzu wird für jeden Betriebspunkt die am Getriebeeingang verbleibende Beschleunigungsamplitude über dem Schlupf aufgetragen (siehe Bild 15 oben). Zu jedem Isolationsziel ist eine erlaubte Toleranz festgelegt. Wird das Isolationsziel sowie eine akzeptable Isolationsabweichung, die im Fahrzeug definiert werden muss, eingezeichnet, ergibt sich der erlaubte Schlupfbereich. Dieser Schlupf kann auch als Regelgenauigkeit interpretiert werden, die unbedingt erreicht werden muss. Gleichzeitig kann aus der oben vorgestellten Überanpressungskurve (Bild 11) die für diesen Betriebspunkt wirkende Dämpfung abgelesen werden (siehe Bild 15 unten).

Abschließend muss nun für alle Betriebspunkte diese erforderliche Regelgenauigkeit über der Dämpfung in das Diagramm für die erreichbare Regelgenauigkeit (Bild 14) eingezeichnet werden. Das Ergebnis ist in Bild 16 dargestellt. So kann der Ingenieur die erreichbare Regelgenauigkeit (durchgezogene Linie) mit der erforderlichen Regelgenauigkeit (eingezeichnete Betriebspunkte) vergleichen. Diese Betriebspunkte sollten auf oder über der erzielbaren Regelgenauigkeit liegen. Falls dies, wie im dargestellten Beispiel, nicht der Fall ist, gibt es verschiedene Optimierungsmöglichkeiten.

Zum Einen kann die Sollsclupfdrehzahl angehoben werden. Somit führen auch größere Regelabweichungen nicht zum Anhaften der Kupplung und der damit einhergehenden Verschlechterung des Geräuschverhaltens. Dies ist aber nur in begrenztem Umfang möglich, da mit wachsendem Schlupf auch die Dämpfung abnimmt (vgl. Bild 15 unten), die Betriebspunkte in Bild 16 also nach oben (erforderliche Regelgenauigkeit nimmt ab), aber auch nach links (geringere Dämpfung durch größeren Schlupf) wandern.

Alternativ muss versucht werden, das System innerhalb des Stabilitätsrandes zu verbessern. Idealerweise kann das, wie im Beispiel anhand der gestrichelten Linie angedeutet, durch eine Erhöhung der Momentenauflösung der Kupplungssteuerung erreicht werden. So entsteht die

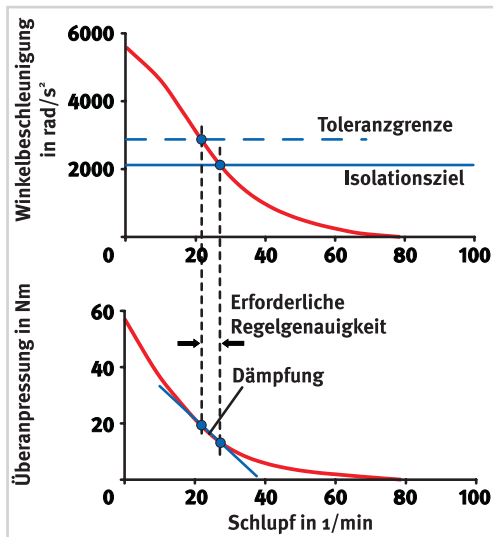


Bild 15 Isolationstoleranz und Dämpfung für einen Betriebspunkt

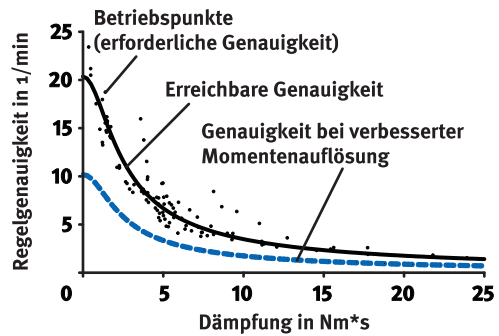


Bild 16 Bewertung der Stabilität und der Regelgenauigkeit für alle Betriebspunkte

komplette System-, Regler- und Schlupfkennfeldauslegung in einer iterativen Entwicklung ausschließlich in der Simulation.

Validierung im Fahrzeug

Als letzter Schritt der Applikation für ein Fahrzeug steht die Optimierung und Validierung im Fahrzeug an. Hier muss selbstverständlich die Regelungs- und Isolationsqualität abschließend im Versuch geprüft werden. Die Erfahrungen zeigen, dass die entscheidenden Faktoren die Qualität der Motormomentensignale, die Abstimmung der Lastwechseldämpfung sowie das Verhalten des Leerlaufreglers sind. So ist insbesondere das Lastwechselverhalten heute fast ausschließlich im Fahrzeug bestimmbar und abstimmbaar.

Bei einer geeigneten Regler- und Systemauslegung sowie einer Abstimmung im Fahrzeug können dann sehr gute Schlupfregelungsergebnisse erzielt werden (Bild 17). Es wird auch deutlich, dass Tip-In und Back-Out optimal gedämpft und ausgeregelt werden können.

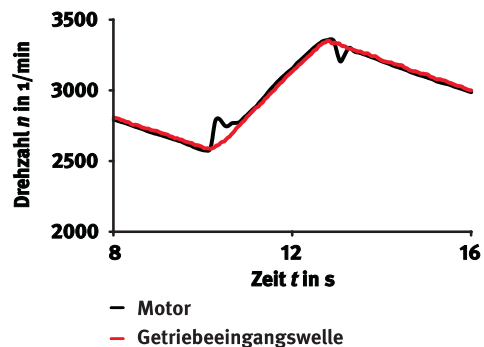


Bild 17 Messung der Schlupfregelung mit Lastwechseln im Fahrzeug

Leistungsbetrachtung

Neben der reinen Schlupfbetrachtung spielt für die Gesamtbeurteilung der Schlupfregelung die in die Kupplung eingebrachte Leistung eine wesentliche Rolle. Natürlich sind Verbrauchs- und Verschleißaspekte zu berücksichtigen. Wesentlich ist allerdings auch die dauerhaft in die Kupplung eingebrachte Leistung, die zu einer Temperaturerhöhung führt. Die im Beispiel betrachtete Kupplung kann eine mittlere Leistung in der Größe von 750 W dauerhaft ertragen. Die durch die Schlupfregelung eingebrachte Leistung ist vom Schlupf und dem übertragenen Drehmoment abhängig. Bei der Leistungsbetrachtung hilft die Darstellung in Bild 18. Hier ist zum einen das Schlupfkennfeld dargestellt, also der Schlupf über der Motordrehzahl in Abhängigkeit vom aktuellen Moment. Zum anderen ist die für das jeweilige Moment und den jeweiligen Schlupf eingebrachte Leistung eingezeichnet. Die horizontale Linie kennzeichnet die für die Kupplung maximal zulässige Dauerleistung.

Es können bei den meisten Anwendungen Situationen konstruiert werden, in denen die augenblickliche Leistung kurzzeitig über der dauerhaft zulässigen Leistung liegt. Je nach Anwendung kann es aber auch zu einer erheblichen Überschreitung des Grenzwertes kommen, insbesondere bei Motoren, die ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen in Kombination mit großen Ungleichförmigkeiten aufweisen, also große Schlupfdrehzahlen erforderlich machen. Das gezeigte Beispiel stellt eine Anwendung dar, bei der bereits bei relativ geringen Drehmomenten aufgrund des hohen einzustellenden Schlupfes die zulässige Dauerleistung überschritten wird. So wird etwa bei einem Drehmoment von 200 Nm bei 1750 1/min die zulässige Leistung um fast 30 % überschritten.

Anhand dieses Diagramms muss nun mit dem Kunden diskutiert werden, ob die jeweilige Anwendung

allein mit Schlupfregelung sicher zu beherrschen ist oder weitere Isolationsmaßnahmen, etwa mittels eines externen Dämpfers, notwendig sind. Entscheidend sind die Anforderungen des Kunden bezüglich der Behandlung der kritischen Situation. Insbesondere muss entschieden werden, ob Einschränkungen in der Funktion, etwa der Triebstrangisolation akzeptabel sind, wenn die zulässige Leistung längere Zeit überschritten wird. Die wichtigsten Schutzmaßnahmen, die in diesem Fall ergriffen werden können, sind die folgenden.

Begrenzung der Schlupfleistung

In diesem Fall wird die Schlupfleistung kontinuierlich mit steigender Temperatur begrenzt. Umgesetzt wird dies durch eine reduzierte Sollschlupfvorgabe, wobei die Triebstrangisolation bei hoher Last natürlich abnimmt.

Schaltpunktverschiebung

Bei der Gangauswahl im Automatikprogramm können die entsprechenden Situationen detektiert werden (etwa lange Bergfahrt) und durch eine entsprechende Variation der Schaltkennlinien die Gänge so gewählt werden, dass ein geringerer Schlupf und/oder niedrigere Momente an der Kupplung anliegen.

Zwangsrückschaltungen

Auch im manuellen Modus sind solche Schaltungen grundsätzlich denkbar, aber für den Fahrer schwer nachvollziehbar.

Die steigende Schärfe der Maßnahmen zeigt, dass es durchaus Anwendungen gibt, die aus-

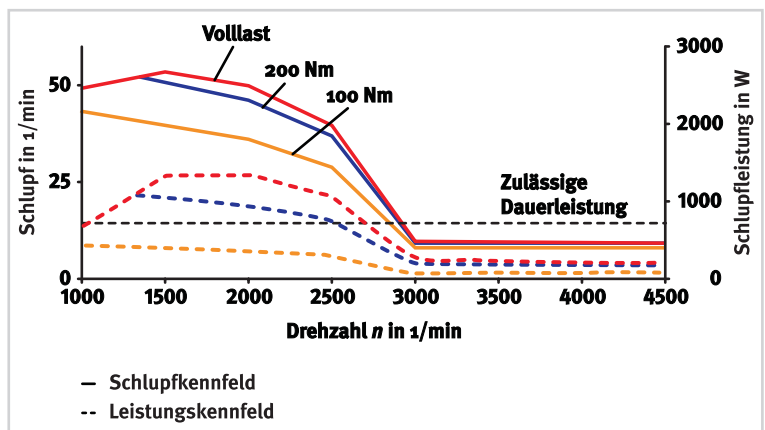


Bild 18 Schlupfkennfeld und mittlere eingebrachte Leistung

schließlich mit Schlupfregelung unter Verzicht auf einen ZMS-ähnlichen, externen Dämpfer nur mit Einschränkungen beherrscht werden können.

Zusammenfassung

Sowohl an die einfache Kupplung im ASG oder im Clutch-by-Wire als auch an die Doppelkupplung werden aufgrund der Automatisierung immer höhere Ansprüche gestellt. Dabei kann und muss die Software entscheidende Unterstützung geben, um das Gesamtsystem Triebstrang komfortabler und robuster zu machen. LuK beschäftigt sich als kompetenter Systempartner der Automobilindustrie deshalb seit langem intensiv mit diesem Thema.

Die in diesem Beitrag gezeigten Beispiele zeigen einen Ausschnitt der jüngsten Ergebnisse:

- Die Steuerung der Doppelkupplungsgetriebe ist gegen Veränderungen in der Kupplung ausgesprochen robust.
- Die Anti-Rupfregelung und -steuerung kann das Rupfverhalten der Kupplung insbesondere beim Anfahren erheblich verbessern.
- Die Schlupfregelung ist mittels Simulation routinemäßig und schnell an die fahrzeugspezifischen Gegebenheiten anpassbar und wird in Zukunft in der Breite eingesetzt werden.

Automatisierte Kupplungssysteme von LuK sind durch die Integration unseres Know-hows mittels Software ein entscheidender Wettbewerbsvorteil für unsere Partner.

Literatur

- [1] AVL: AVL-Drive Advanced, Product Guide, Graz 2005
- [2] Albers, A., Herbst, D.: Rupfen – Ursachen und Abhilfen, 6. LuK Kolloquium 1998
- [3] Küpper, K., Seebacher, R., Werner, O.: Denken in Systemen – Software von LuK, 7. LuK Kolloquium 2002