

Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe

Ianislav Krastev

Vollständiger Ausdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München zur Erlangung
des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. F. Pfeiffer, i. R.

Die Dissertation wurde am 23.10.2004 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 16.02.2005 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente, Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau (FZG), der Technischen Universität München. Die Grundlage zu dieser Arbeit bildet das Teilprojekt „Der Lastschaltvorgang im i²-Getriebe“ im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 365 „Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge“ (SFB 365), gefördert von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG).

An dieser Stelle danke ich allen, die zum Gelingen meiner Dissertation beigetragen haben, insbesondere

Herrn Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn, der diesen Sonderforschungsbereich ins Leben gerufen hat, für die konstruktive Begleitung der Arbeit und für die Möglichkeit, auf dieses für mich sehr interessante Gebiet forschen zu können, sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. F. Pfeiffer für sein Wirken als Koreferent und Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Heißing für den Prüfungsvorsitz,

meinem Forschungsgruppenleiter, Herrn Dr.-Ing. H. Pflaum für die stets gute fachliche sowie persönliche Begleitung, für die wertvolle Hilfestellung und umsichtigen Anregungen,

meinen SFB-Kollegen Thomas Schmidbauer, Philipp Guttenberg, Rupert Lang, Ulrich Westenthanner, Roland Mölle, Thomas Anderl, Bernhard Stöckl, Claus Müller und Alexander Kleimaier für eine sehr kollegiale und konstruktive Zusammenarbeit in ausgesprochen guter Atmosphäre,

den studentischen Hilfskräften Christoph Nitsche, Florian Österreicher und Markus Maier für ihr eifriges und zuverlässiges Mitwirken an dem Vorhaben.

Nicht zuletzt danke ich ganz besonders meiner Frau, meinen Eltern und meinem Bruder, die mir stets fördernd und unterstützend zur Seite standen und den Grundstein zu dem Erreichten gelegt haben!



Garching bei München, im März 2005

Ianislav Krastev

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Der Antriebsstrang mit i^2 -Getriebe	3
1.2	Problemstellung und Zielsetzung	5
1.3	Stand der Technik.....	7
2	Aufbau und Steuerung des i^2-Getriebes.....	11
2.1	Verwirklichte Getriebestruktur.....	11
2.2	Funktionsweise, Leistungsflüsse und Lastschaltvorgänge im i^2 -Getriebe.....	13
2.3	Systeme zur Steuerung des i^2 -Getriebes.....	16
2.3.1	Hydraulisches System	16
2.3.2	Getriebe-Umschalt-Steuergerät	21
3	Theoretische Analyse des Lastschaltvorgangs im i^2-Getriebe.....	26
3.1	Der Lastschaltvorgang in den SYN-Bereich.....	26
3.2	Der Lastschaltvorgang aus dem SYN-Bereich.....	32
4	Prüfstand für Lastschaltversuche im i^2-Getriebe	37
4.1	Der Umschaltprüfstand FZG-CVT2.....	37
4.2	Prüfstandsbedienung und –steuerung	40
4.3	Signalflüsse, Datenerfassung und –verarbeitung am Umschaltprüfstand	42
5	Untersuchung des Lastschaltvorgangs am FZG-CVT2 Prüfstand	47
5.1	Untersuchung des Zugbetriebs.....	47
5.1.1	Zug-Hochschaltungen.....	47
5.1.2	Zug-Rückschaltungen.....	51

5.1.3	Schnellschaltungen.....	54
5.2	Untersuchung des Schubbetriebs.....	56
5.2.1	Schub-Rückschaltungen.....	56
5.2.2	Schub-Hochschaltungen.....	59
5.2.3	Schnellschaltungen.....	62
5.3	Vergleich zwischen Umschaltstrategie I und II.....	64
6	Der Lastschaltvorgang am FZG-UPA Prüfstand.....	67
6.1	Untersuchung des Zugbetriebs im Gesamtantriebsstrang des Autarken Hybrid.....	69
6.2	Untersuchung des Schubbetriebs im Gesamtantriebsstrang des Autarken Hybrid.....	76
6.3	Sonderschaltungen bei standardisierten Fahrzyklen.....	82
7	Schaltkomfortbetrachtungen am Beispiel des Prototypfahrzeugs.....	86
7.1	Schaltkomfort.....	87
7.2	Zugschaltungen im Fahrbetrieb des Autarken Hybrid.....	90
7.3	Schubschaltungen im Fahrbetrieb des Autarken Hybrid.....	95
8	Simulation des Umschaltvorgangs im i²-Getriebe.....	101
8.1	Modellierung des Antriebsstrangs am Umschaltprüfstand.....	101
8.2	Simulationsergebnisse des Zugbetriebs, Abgleich mit Messungen.....	104
8.3	Simulationsergebnisse des Schubbetriebs, Abgleich mit Messungen.....	113
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	119
10	Anhang.....	123
11	Literaturverzeichnis.....	133

1 Einleitung

Für den Antrieb in Pkw haben sich Diesel- und Otto-Verbrennungsmotoren weitgehend durchgesetzt. Trotz vieler Bemühungen nach Alternativlösungen (Brennstoffzelle, Elektromobil, etc.) ist die Ablösung dieser Arbeitsmaschinen aus heutiger Sicht nicht absehbar.

Nicht so eindeutig ist die Situation auf dem Getriebemarkt. Parallel mit immer größer werdenden gesellschaftlichen und politischen Zwängen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen steigen permanent die Anforderungen der Endkunden an die Fahrleistung und den Komfort. Weiterentwicklungen der Handschaltgetriebe und der Wandler-Automatgetriebe konkurrieren auf dem Markt mit Neuentwicklungen wie automatisierte Handschaltgetriebe (ASG), Doppelkupplungsgetriebe (DKG) und stufenlose Getriebe (Continuously Variable Transmission – CVT), um diesen, zum Teil widersprüchlichen Anforderungen, gerecht zu werden [1.1].

Bild 1-1 zeigt eine Prognose für die Getriebe-Marktanteile im Jahr 2010 (Europa).

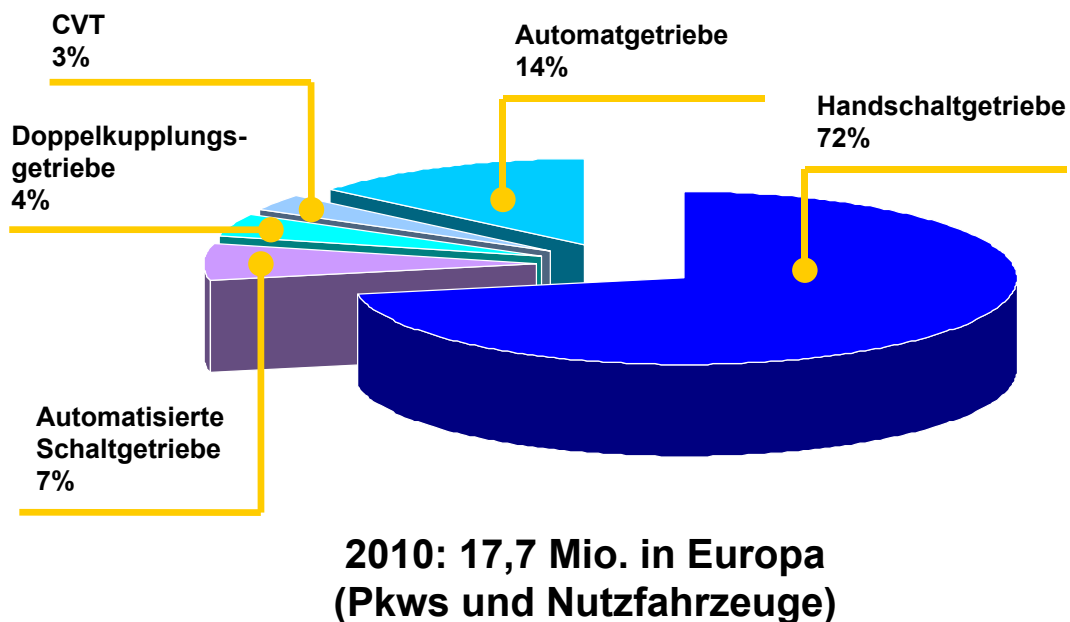


Bild 1-1: Prognose Getriebe-Marktanteile im Jahr 2010 [Quelle: ZF]

Die CVT-Getriebe stehen in ihren Anteilen an der Pkw-Produktion noch am Anfang, hielten aber immerhin in Japan im Jahr 2002 schon 10,3 %; in Deutschland lag dagegen der Marktanteil bei 2%. Sie entlasten den Fahrer von der Schaltarbeit, bieten ein deutliches Mehr an Komfort, verbessern die Fahrsicherheit und das alles in Verbindung mit guter Fahrdynamik und günstigem Kraftstoffverbrauch.

Ein weiterer Beitrag für die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemissionen können Fahrzeuge mit Hybridantrieb leisten, die mit mindestens zwei unterschiedlichen Antriebsaggregaten ausgestattet sind. Typisch ist z. B. die Kombination von Verbrennungsmotor und Elektromotor. Durch geschicktes Auslegen, Verknüpfen und Nutzen der unterschiedlichen Antriebsaggregate lassen sich im Vergleich zu konventionellen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor, aber auch zu reinen Elektrofahrzeugen vorteilhafte Betriebsmöglichkeiten erzielen. Ausgehend von **Bild 1-1** wird in **Bild 1-2** eine weitere Prognose gemacht, die die Ausbreitung von Hybridantrieben mitberücksichtigt.

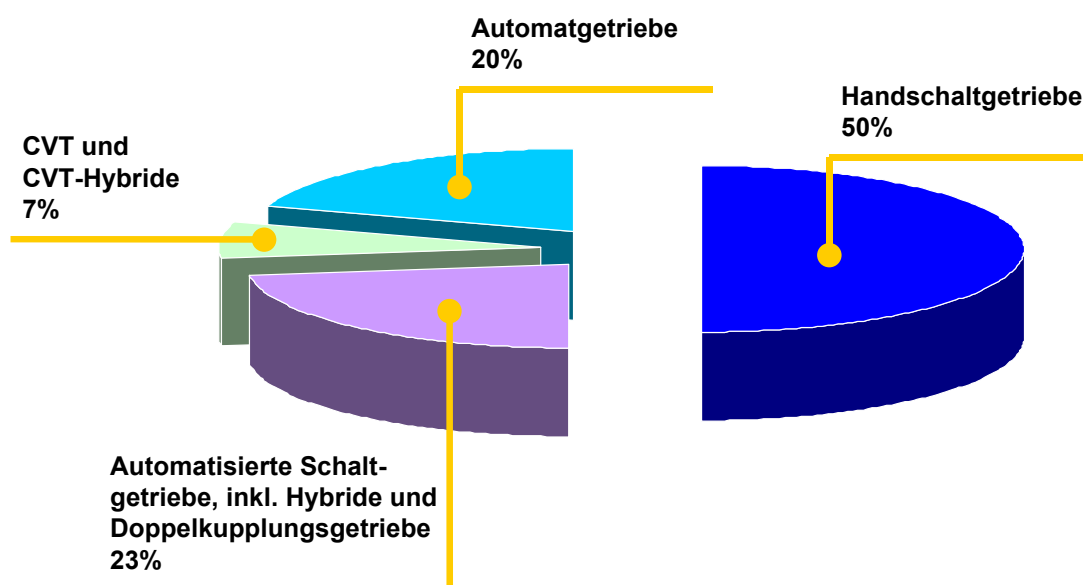


Bild 1-2: Prognose Getriebe-Marktanteile im Jahr 2010 inkl. Hybride [Quelle: FZG]

Aufgrund der vielfältigen Ansätze und Konzepte bei Hybriden (z. B. serieller/paralleler Hybrid/Mischform, E-Motor-Größe, usw.) ist in der Regel jeweils ein speziell zugeschnittenes Getriebe erforderlich. Generell ist für eine Reduzie-

rung des Kraftstoffverbrauchs bei Verbrennungsmotoren ein großer Overdrive notwendig [1.2]. Unter Berücksichtigung einer vorgegebenen Anfahrübersetzung resultiert daraus die Forderung nach einer weiten Getriebespreizung. Derzeit marktübliche Stufengetriebe erreichen die hier notwendige Getriebespreizung nicht, schöpfen wegen ihrer Stufung das Zugkraftangebot des Verbrennungsmotors nur annäherungsweise aus, und weisen für den Betrieb bei Überland- und Autobahnfahrt in der Regel noch Potentiale zur Verbrauchsminimierung auf [1.3], [1.4]. Bei einem verbrauchsoptimal konzipierten Hybridfahrzeug sollte die Leistung des E-Motors im Vergleich zum Verbrennungsmotor deutlich geringer ausfallen, um den Verbrennungsmotor gerade in seinen ungünstigen Teillastbereichen optimal ersetzen zu können [1.5], [1.6]. Um akzeptable Anfahr Drehmomente zu erzielen, ist für einen kleinen E-Motor jedoch eine hohe Anfahrübersetzung von Vorteil. Dies steigert die erforderliche Getriebespreizung nochmals deutlich.

1.1 Der Antriebsstrang mit i^2 -Getriebe

Für Anwendungsfälle, z. B. in Hybridfahrzeugen, in denen die Spreizung eines stufenlosen Variators nicht ausreicht, bietet das i^2 -Prinzip einen interessanten Lösungsansatz. Der Grundaufbau stufenloser Variatoren besteht üblicherweise aus zwei parallel angeordneten Wellen mit jeweils einem Paar kegelliger Scheiben.). Zwischen den Scheiben einer Welle bildet sich aufgrund der Kegelgeometrie ein v-förmiger Spalt aus. Ein von Welle zu Welle durch die Spalte gespanntes Umschlingungsmedium ermöglicht es Leistung reibschlüssig von einer Welle auf die andere zu übertragen.

Insgesamt ist es auf diese Weise möglich zwischen den Wellen unendlich viele Übersetzungen stufenlos einzustellen. Die Grenzen des abdeckbaren Übersetzungsbereichs bilden der minimal und maximal mögliche Laufradius des Umschlingungsmittels auf den Scheiben. Mit Hilfe von Kupplungen kann ein Umschaltvorgang durchgeführt werden, der es ermöglicht den Verstellbereich des Variators zweimal zu nutzen. Dadurch wird eine Getriebegesamtspreizung erzielt, die dem Quadrat der Variatorspreizung entspricht. Ausgehend von einer

heute realisierbaren Variatorspreizung von 6, beläuft sich die erzielbare Getriebegesamtspreizung somit auf 36 und liegt deutlich über den Spreizungen moderner Stufenautomaten.

An der Technischen Universität München wurde im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 365 der DFG der *Autarke Hybrid* – ein Parallel-Hybrid-Konzept für Pkw – entwickelt [1.7], [1.8].

Der Antriebsstrang (**Bild 1-3**) besteht aus einem Diesel- und einem Elektromotor, die beide an der Eingangswelle des gemeinsamen Getriebes angeordnet sind. Es handelt sich dabei um ein CVT-Getriebe, das auf einem P.I.V.-Kettenwandler basiert.

Um eine akzeptable Beschleunigung beim Starten des Fahrzeugs mit dem Elektromotor zu erreichen, braucht man einerseits eine sehr große Anfahrübersetzung. Andererseits ist beim Fahren von Überlandstrecken eine weite Overdrive-Übersetzung notwendig, damit Kraftstoffeinsparungen realisiert und Schadstoffemissionen reduziert werden können. Diese an sich widersprüchlichen Anforderungen werden am besten durch das so genannte, eigens für den Autarken Hybrid entwickelte i^2 -Getriebe abgedeckt [1.9], [1.10]. Durch einen speziellen *Lastschaltvorgang*, der ohne Zugkraftunterbrechung durchgeführt wird [1.11], [1.12], kann der Verstellbereich des Wandlers zweimal genutzt werden. Die Gesamtübersetzung erreicht damit Werte, die dem Quadrat der Kettenwandlerübersetzung entsprechen (i^2). Dadurch erhält auch das Getriebe die notwendige Spreizung, um optimale Übersetzungen für beide Antriebsaggregate zu erreichen. Durch den Einsatz des i^2 -Getriebes wird zusätzlich eine Entkopplung der Motordrehzahl von der Fahrgeschwindigkeit mit gleichzeitiger Wirkungsgradoptimierung ermöglicht.

Als Energiespeicher für den elektrischen Antrieb dient eine 120V-Nickel-Metallhydrid-Batterie [1.13].

Der Antriebsstrang wird durch ein Reglernetz kontrolliert [1.14], [1.15], [1.16], das über Gas- und Bremspedal den Fahrerwunsch aufnimmt und die Antriebsaggregate durch den in **Bild 1-3** dargestellten Regler entsprechend der Betriebsstrategie [1.17], [1.18] wirkungsgradoptimal einsetzt.

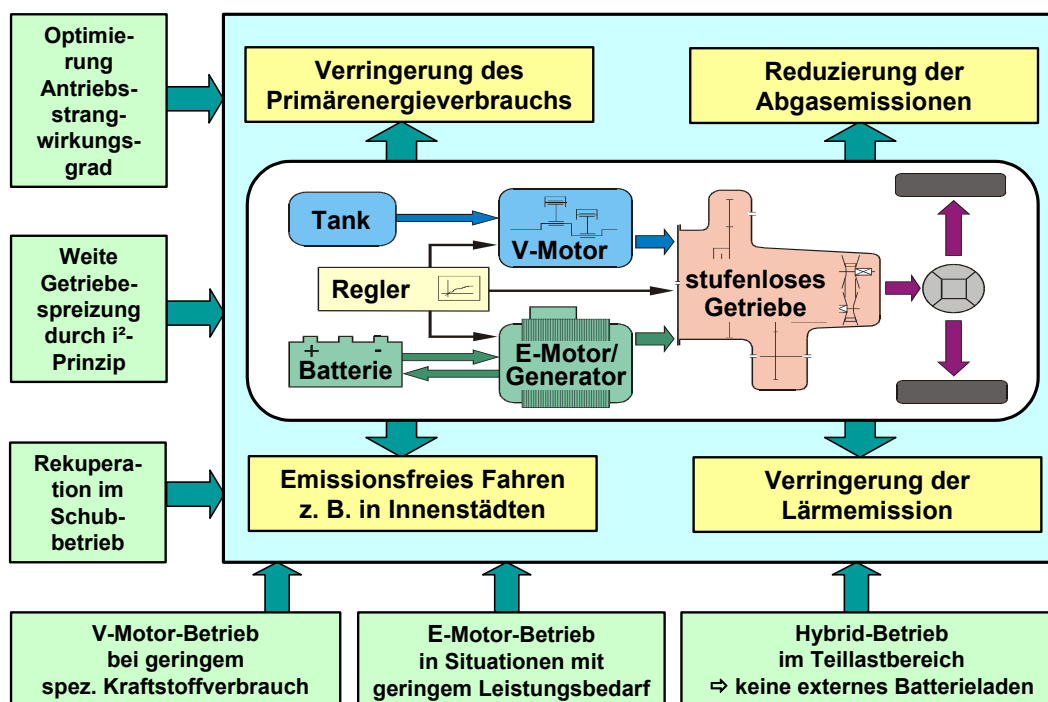


Bild 1-3: Prinzipieller Aufbau, Ziele und Ansätze des Autarken Hybrids

Kraftstoffeinsparungen werden durch elektromotorischen Antrieb bei geringen Leistungsanforderungen, Taktbetrieb des Dieselmotors auf hohem Drehmomentniveau, durch Rekuperation im Schubbetrieb und durch systemorientierte Optimierung des gesamten Antriebsstrangs erreicht [1.19].

1.2 Problemstellung und Zielsetzung

Der erfolgreiche Bereichswechsel zwischen V1- und V2-Bereich steht im Mittelpunkt des *Autarken Hybrid* – Konzepts und ist mitentscheidend zum Gelingen des Gesamtkonzepts. Trotz der Realisierung unterschiedlicher Getriebeprototypen nach dem i^2 -Prinzip, ist die Umschaltung mit zwei synchronisierten Zahnkupplungen und zwei Lamellenkupplungen bislang nur unzulänglich erforscht. Nachdem in [1.20] der *Lastschaltvorgang* grundsätzlich unter Beweis gestellt wurde, soll im Rahmen dieser Arbeit der Umschaltvorgang im i^2 -Getriebe des *Autarken Hybrid* in allen vorkommenden Fahrsituationen experimentell untersucht und optimiert werden. Ziel ist es, durch abgestimmte Parameter einen sicheren und möglichst komfortablen Lastschaltvorgang zu gestalten:

- Hierzu sollen zunächst durch theoretischen Betrachtungen die in [1.20] vorgestellten Schaltstrategien analysiert und verifiziert werden sowie gegebenenfalls geändert werden (Kap. 3). Für die Umsetzung der Schaltstrategien soll das bestehende hydraulische System unter Einbeziehung der ersten Erkenntnisse aus den Vorversuchen angepasst und optimiert werden. Parallel dazu werden das Getriebe-Umschalt-Steuergerät für die Getriebesteuerung spezifiziert und passende Parameter für gezielte Beeinflussung des Umschaltvorgangs definiert (Kap. 2).
- Auf dem umgebauten Umschaltprüfstand FZG-CVT2 (Kap. 4) sollen dann alle in Fahrzeuggetrieben vorkommenden Schaltungsarten systematisch untersucht und durch Parametervariationen optimiert werden (Kap. 5):
 - ⇒ Zug-Hochschaltungen
 - ⇒ Zug-Rückschaltungen
 - ⇒ Schub-Hochschaltungen
 - ⇒ Schub-Rückschaltungen

Ein besonderer Augenmerk gilt den so genannten Schnellschaltungen. Bei besonderen Fahrsituationen wie z. B. Kick-down oder Notbremsung ist ein möglichst schneller Bereichswechsel zwischen V1- und V2-Bereich in beiden Richtungen erforderlich, ohne Verbleib im SYN-Bereich. Hier sollen die Systemgrenzen erreicht werden, um möglichst kurze Schaltzeiten zu erzielen (Kap. 5).

- Die so gewonnenen Erkenntnisse durch die Versuche am Umschaltprüfstand sollen am Systemprüfstand umgesetzt werden. Hier wird der *Lastschaltvorgang* zum ersten Mal im kompletten Antriebsstrang des *Autarken Hybrid* mit Verbrennungsmotor beim Durchfahren von standardisierten Fahrzyklen wie NEFZ und FPT 72 durchgeführt. Es werden Schaltungen im Zug- und Schubbetrieb unter Variation der Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit sowie bei den in Fahrzyklen auftretenden Sonderschaltungen untersucht (Kap. 6).

- Im aufgebauten Autarken Hybrid – Prototypfahrzeug soll der Lastschaltvorgang im i^2 -Getriebe zuerst am Rollenprüfstand und anschließend bei Fahrten und Fahrscenarien im Alltagsbetrieb seine Fahrzeugtauglichkeit unter Beweis stellen. Am Beispiel des Prototypfahrzeugs wird auch der Komfort der Lastschaltungen beurteilt. Bei solchen neuartigen Getrieben spielt die Kundenakzeptanz eine wichtige Rolle: wie wird die Komfortempfindung von Fahrer und Beifahrer durch den Umschaltvorgang gestört, bzw. wie ist das subjektive Empfinden des *Lastschaltvorgangs*. In enger Anlehnung an [1.21], [1.22], [1.23] werden auch die Vergleichmäßigung des Abtriebsdrehmomentverlaufs und den Verlauf der Längsbeschleunigung als Komfortkriterien herangezogen, die eine objektive Aussage über die Qualität der Schaltung ermöglichen (Kap. 7).
- Parallel zu den Prüfstandsuntersuchungen soll ein dynamisches Simulationsmodell aufgebaut werden, wo einerseits die theoretischen Überlegungen verifiziert werden können. Andererseits kann durch Untersuchung des Drehmomentverlaufs am An- und Abtrieb auf die Entstehungsmechanismen innerhalb des Getriebes geschlossen und damit der Lastschaltvorgang gezielt verbessert werden (Kap. 8).

1.3 Stand der Technik

Der Einsatz von CVT-Getrieben und Hybrid-Systeme in Fahrzeugen kann bereits auf eine lange Tradition zurückblicken. Eine umfangreiche Zusammenstellung stufenloser Getriebe findet sich in der Literatur bei [1.24] und [1.25]. Nach wie vor wird diese Thematik seitens der Automobilindustrie und an einigen Hochschulen intensiv untersucht. Nach mehreren Konzeptstudien und Prototypen haben es einige bereits bis zur Serie geschafft: Audi multitronic[®] [1.26], Ford Cmax mit ZF-Ecotronic-Getriebe [1.27], Toyota Prius mit Toyota Hybrid System[®] [1.28], etc.

In einem Patent der Firma *P.I.V. Reimers* aus dem Jahre 1943 wird erstmals die Idee der Mehrfachnutzung eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes mit

Kegelscheiben vorgestellt [1.29]. Die in diesem Patent beschriebene Getriebeanordnung mit Variator, Stirradstufen und zwei axial verschieblichen Schaltstellen mit je zwei Laufverzahnungen und einer Innenverzahnung, gestattet eine Dreifachnutzung des Verstellbereichs eines Kettenwandlers und stellt somit ein i^3 -Getriebe dar. Das i^2 -Prinzip ist in dieser Patentschrift unmittelbar aus der i^3 -Funktion ableitbar, wird jedoch auch anhand eines weiteren stufenlos wirkenden, hydrostatischen Getriebekonzepts beschrieben. Umschaltvorgänge scheinen bei diesen Anordnungen nur im Stillstand sinnvoll zu sein.

Die Idee eines mehrmaligen Durchfahrens des Kettenwandler-Stellbereichs unter Drehmomenten-Umkehr wurde durch die Firma *Borg-Warner* aufgegriffen und zur Spreizungserweiterung von Pkw-Getrieben in einem Prototypen umgesetzt [1.30], [1.31]. Der Bereichswechsel im Synchronpunkt wird hier durch zwei Klauen- und zwei Freilaufkupplungen realisiert, was im Falle einer Lastschaltung getriebeinterne Verspannungen ausschließt und damit das Umschalten erheblich einfacher macht. Die Übertragung von Schubmomenten ist jedoch nur in einem Betriebsbereich möglich, was die Bremsenergie rückgewinnung - beispielsweise durch den generatorischen Betrieb einer an den Antrieb gekoppelten E-Maschine - auf diesen einen Betriebsbereich beschränkt.

Ein Hybridkonzept für den Einsatz in Pkw bestehend aus einer Kombination von Verbrennungsmotor und Schwungrad wurde an der *TU Eindhoven* verfolgt. Beide Antriebsquellen werden über ein i^2 -Getriebe gekoppelt und mit den Rädern des Fahrzeugs verbunden. Bei einer Einbindung eines Schwungrads in einen Antriebsstrang kann auf ein CVT nicht verzichtet werden. Nachdem zuerst eine Konstruktion für Hinterradantrieb ausgearbeitet worden war [1.32], wurde später eine Frontantriebseinheit konstruiert und als Prüfstands-Prototyp realisiert [1.33]. Im Getriebe ist ein Variator mit Schubgliederband von VDT integriert. Mit Hilfe von fünf Lamellenkupplungen lassen sich unterschiedliche Betriebsmodi schalten. Vier der Kupplungen werden zum Umschalten verwendet. Die fünfte Kupplung ist als Anfahrkupplung, zum Zu- bzw. Abkuppeln des Verbrennungsmotor ausgeführt. Somit ist eine Lastschaltung im Synchronpunkt

ohne Einschränkungen möglich, der Getriebewirkungsgrad dürfte jedoch Optimierungspotential aufweisen (hydraulische und mechanische Verluste an den Drehdurchführungen zu den Wellen, Schleppverluste an den Lamellenkupplungen). Es existieren z. B. in Analogie zu den Bereichen V1 und V2 des Autarken Hybrid ein Nieder- und ein Hochgeschwindigkeitsbereich [1.34].

An der ETH Zürich entstand in einem Forschungsprojekt ein Hybridantrieb, der neben dem Verbrennungsmotor und dem E-Motor auch ein Schwungrad beinhaltet [1.35], [1.36], [1.37]. Das hierfür – in Zusammenarbeit mit der FZG/TU-München - entworfene i^2 -Getriebe verwendet einen P.I.V-Kettenwandler. Zum Umkehren des Kraftflusses durch den Variator im Synchronpunkt nach dem i^2 -Prinzip werden vier synchronisierte Zahnkupplungen verwendet, was bezüglich des Wirkungsgrad optimal ist und die Rekuperation von Bremsenergie in beiden stufenlosen Fahrbereichen erlaubt. Nachteilig bei diesem Konzept ist, dass der Bereichswechsel nicht als eine Lastschaltung ausgeführt werden kann. Aufgrund der Zugkraftunterbrechung geht während des Umschaltvorgangs das Moment am Rad auf Null zurück. Vor allem ist die Umschaltung in den Überlandbetrieb deutlich spürbar [1.38]. Neben den zwei stufenlosen Fahrbereichen, lassen sich durch eine zusätzliche Klauenkupplung verschiedene Festübersetzungen für einen Kriechgang und einen Rückwärtsgang schalten. Die Anbindung des Antriebs und des Abtriebs zum Differential ist über Zahnketten realisiert. Der vorgestellte Hybrid-Antriebsstrang ist in einem Pkw in Front-Quer-Anordnung eingebaut.

Das speziell für den *Autarken Hybrid* – Antriebsstrang, in **Bild 1-3** dargestellt, konzipierte i^2 -Getriebe wurde erstmals 1991 offengelegt [1.39] und konnte im Rahmen des SBB 365 an der *TU-München* zuerst zu einem Prüfstands-Prototypen und später auch zu einem Pkw-Prototypen für Front-Quer-Einbau umgesetzt und getestet werden [1.40]. Das Getriebe verfügt über zwei Lamellenkupplungen und zwei synchronisierte Zahnkupplungen, die um einen P.I.V.-Ketten-Variator aufgebaut sind. Dieses Konzept erlaubt sowohl die Rückgewinnung der Bremsenergie in beiden Betriebsbereichen als auch ein Umschalten

ohne Zugkraftunterbrechung im Synchronpunkt. Im Rahmen von [1.20] wurde ein spezieller Prüfstand aufgebaut, der der Untersuchung des Umschaltvorgangs dienen soll. In ersten Versuchen auf diesem Prüfstand wurde die Funktion des i^2 -Getriebes mit dem *Lastschaltvorgang* nachgewiesen [1.20].

2 Aufbau und Steuerung des i^2 -Getriebes

Im folgenden Kapitel wird die konkret für den *Autarken Hybrid* verwirklichte Getriebestruktur vorgestellt. Es werden die Leistungsflüsse durch das Getriebe in den verschiedenen Fahrbereichen sowie die Funktion des *Lastschaltvorgangs* erläutert. Schließlich werden auch die für die Funktion des Getriebes maßgeblichen Systeme (Hydraulik und Steuergerät) präsentiert.

2.1 Verwirklichte Getriebestruktur

Der Autarke Hybrid – Antriebsstrang ist für den Einsatz in Kompaktklassefahrzeugen konzipiert. Als Versuchsträger stand ein Opel Astra zur Verfügung. Wie in dieser Kategorie üblich, ist die Antriebseinheit front-quer installiert. Bei der Konstruktion des i^2 -Getriebes [2.1] wurde von Anfang an Augenmerk auf eine insbesondere in axialer Richtung kompakte Bauweise gelegt, damit das serienmäßig eingebaute Handschaltgetriebe durch das i^2 -Getriebe substituiert und die ursprüngliche Anordnung der restlichen Komponenten im Motorraum weitgehend beibehalten werden kann.

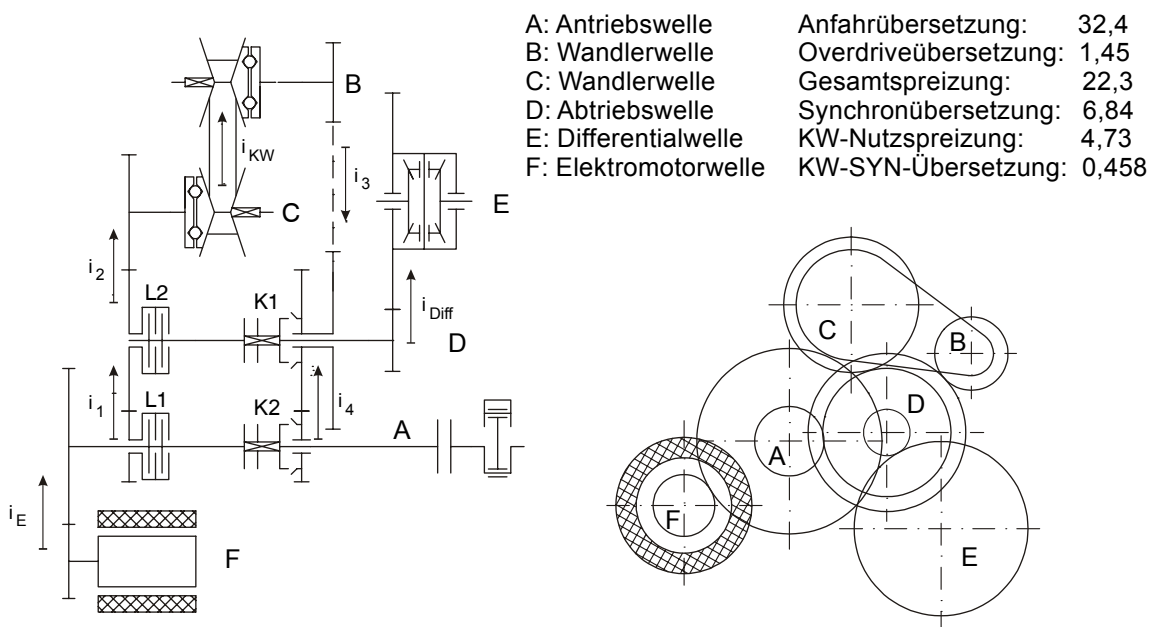


Bild 2-1: Verwirklichtes i^2 -Getriebe mit Seitenansicht

Nach Betrachtung und Bewertung unterschiedlicher Ausführungsmöglichkeiten zeigt **Bild 2-1** die realisierte Getriebestruktur, bei der es gelungen ist die sehr unterschiedlichen, anspruchsvollen Anforderungen an das Getriebe beim Autarken Hybrid – Konzept zu befriedigen.

Ein Ketten-Variator der Firma P.I.V. wird um eine Antriebs- (Welle A) und eine Abtriebswelle (Welle D) ergänzt. Sie tragen die für das i^2 -Prinzip benötigten Schalträder und zugehörigen Kupplungen. Es kommen zwei Lamellenkupplungen (L1 und L2) und zwei synchronisierten Zahnkupplungen (K1 und K2) zum Einsatz. An der Antriebswelle wirkt auf der einen Seite, über die Trennkupplung TK angebunden, der Verbrennungsmotor und auf der anderen Seite der Elektromotor. In der Getriebestruktur, **Bild 2-1**, links, ist eine schnelllaufende Elektromotorvariante dargestellt, die über eine Zahnradstufe ($i_E = 2,94$) an die Getriebeeingangswelle angekoppelt wird. Alternativ hierzu sind direkt angebaute Langsamläufer [2.2]. **Bild 2-1** zeigt weiterhin die Seitenansicht des Getriebes sowie die charakteristischen Getriebeübersetzungen und -spreizungen.

Des Weiteren verfügt der Kettenwandler auf beiden Wandlerwellen (Welle C und Welle B) über sogenannte Drehmomentfühler. Dieser von der Firma P.I.V. Reimers entwickelte Mechanismus [2.3] erzeugt über hydraulisch-mechanische Wechselwirkungen einen dem anliegenden Drehmoment proportionalen Anpressdruck im Hydrauliksystem und sorgt auf diese Weise für eine Verbesserung des mechanischen und hydraulischen Wirkungsgrads. Dadurch wird auch gewährleistet, dass bei Vertauschen von An- und Abtrieb (Bereichswechsel zwischen V1- und V2-Bereich) bzw. bei Drehmomentstößen vom Abtrieb jederzeit der zur sicheren Übertragung der am Variator anliegenden Drehmomente notwendige Druck bereitgestellt wird und somit ein Durchrutschen der Kette, bzw. mechanische Beschädigung des Variators verhindert wird. Bei den hier verwendeten Drehmomentfühlern beträgt die Fühlerkonstante 10 Nm/bar. Eine nähere Beschreibung von Aufbau und Funktion der Drehmomentfühler kann aus [2.4] entnommen werden.

Beim i^2 -Getriebe werden durch die Umschaltung An- und Abtrieb einer Zahnradstufe vertauscht und daher kann nicht durchgängig von An- bzw. Abtriebs-

drehzahlen gesprochen werden. Deshalb werden hier die Übersetzungen im Getriebe nach Gleichung (2.1) definiert:

$$i_{\text{Zahnradstufe}} = \frac{n_{\text{Pfeilende}}}{n_{\text{Pfeilspitze}}} \geq 1 \quad (2.1)$$

Bei der Definition der Kettenwandlerübersetzung werden die beiden Wandlerwellen in der in **Bild 2-1** gezeigten Richtung in Relation gesetzt. Aufgrund der spezifischen Gegebenheiten am Variator sind hier Übersetzungen möglich, die kleiner als 1 sind:

$$i_{KW} = \frac{n_{\text{Pfeilende}}}{n_{\text{Pfeilspitze}}} = \frac{n_C}{n_B} \quad (2.2)$$

Betrachtet man die Kettenwanderspreizung, die als Verhältnis zwischen maximaler und minimaler Übersetzung definiert ist, so ist der Teil des Variator-Stellbereichs R_{Nutz} , der sich effektiv auf die Getriebespreizung auswirkt, kleiner als die theoretisch realisierbare Variatorspreizung R :

$$R = \frac{i_{KW, \max}}{i_{KW, \min}} \geq R_{\text{Nutz}} = \frac{i_{KW, \max}}{i_{KW, \text{SYN}}} \quad (2.3)$$

Die Kettenwandlerübersetzung kann zwischen $i_{KW, \max}$ (maximale Übersetzung ins Langsame) und $i_{KW, \text{SYN}}$, der sogenannten Synchronpunktübersetzung im i^2 -Getriebe, stufenlos variiert werden. Zwischen der Synchronpunktübersetzung und dem mechanischen Anschlag des Variators ($i_{KW, \min}$) ergibt sich eine kleine „Reserve“, die vom Übersetzungsregler zum Einregeln des Synchronpunkts erforderlich ist.

2.2 Funktionsweise, Leistungsflüsse und Lastschaltvorgänge im i^2 -Getriebe

Die Funktionalität des i^2 -Getriebes des Autarken Hybrid und des Umschaltvorgangs basiert auf dem präzisen Zusammenspiel zwischen den zwei Lamellenkupplungen und den zwei Zahnkupplungen. In **Bild 2-2** sind die Drehmoment-

bzw. Leistungsflüsse und der Ablauf der Gangwechsel von V1- nach V2-Bereich im Zugbetrieb schematisch dargestellt. Dabei sind die Komponenten des i^2 -Getriebes, die an der Lastschaltung beteiligt sind, mittels dicker Linien hervorgehoben. Die Pfeile zeigen die Richtung des zu übertragenden Drehmoments und sind für den Zugbetrieb stets vom Antrieb zum Abtrieb gerichtet.

In dem niedrigen Geschwindigkeitsbereich V1 gemäß **Bild 2-2A**, K1 und L1 im Eingriff, fließt die Leistung von den beiden Antriebsmotoren über den Kettenwandler zum Abtrieb. Dabei kann die Übersetzung des Variators entsprechend den Anforderungen im Betrieb von der Ausgangsübersetzung $i_{CVT,Anfahr} = 32,4$ bis zu dem Endanschlag in der Nähe des Synchronpunkts ($i_{CVT,SYN} = 6,84$) stufenlos verstellt werden.

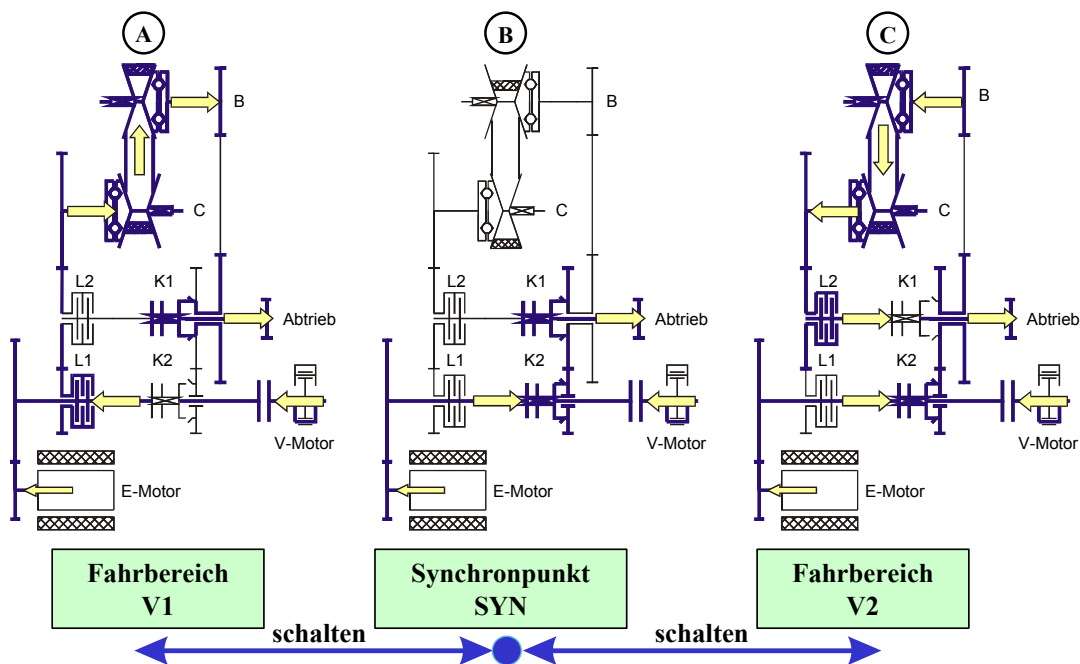


Bild 2-2: Lastschaltvorgang im i^2 -Getriebe nach Umschaltstrategie I im Zugbetrieb

Zusammen mit den Bezeichnungen in **Bild 2-1** kann hier die Getriebeübersetzung wie folgt formuliert werden:

$$i_{CVT,V1} = \frac{n_A}{n_E} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_{KW} \cdot i_3 \cdot i_{Diff} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_{KW,max} \cdot i_3 \cdot i_{Diff} \dots i_1 \cdot i_2 \cdot i_{KW,min} \cdot i_3 \cdot i_{Diff} \quad (2.4)$$

Die Übersetzungen der Stirnradstufen sind so gewählt, dass für die Synchronpunktübersetzung keine Differenzdrehzahlen in den Kupplungen K2 und L2 vorhanden sind. Durch Einrücken der Kupplung K2 und gleichzeitiges Öffnen der Lamellenkupplung L1 kann nun die Zugkraft unterbrechungsfrei vom Kettenwandler auf den Stirnradatz übergeben werden, vergleiche **Bild 2-2B**. Das i^2 -Getriebe befindet sich nun im SYN-Bereich, d.h. der Leistungsfluss erfolgt von beiden Antriebsmotoren formschlüssig über die beiden Zahnkupplungen (**Umschaltstrategie I**) und eine Stirnradstufe mit fester Übersetzung zum Abtrieb. Der Kettenwandler befindet sich außerhalb des Leistungsflusses und wird lastfrei mitgedreht, so dass sich für die Getriebeübersetzung der folgende Ausdruck ergibt:

$$i_{CVT,SYN} = \frac{n_A}{n_E} = i_4 \cdot i_{Diff} \quad (2.5)$$

Denkbar wäre es, dass im SYN-Bereich auch über die zwei Lamellenkupplungen gefahren wird (**Umschaltstrategie II**). Aufgrund des besseren Wirkungsgrades und kürzerer Schaltzeiten [2.5] wird aber im Folgenden die **Umschaltstrategie I** favorisiert und untersucht.

Der weitere Schaltverlauf zu höheren Fahrgeschwindigkeiten im V2-Bereich erfolgt durch Schließen der Lamellenkupplung L2 und gleichzeitiges Ausrücken der Zahnkupplung K1. Der Drehmoment- und Leistungsfluss geht damit wieder über den Wandler aber in entgegengesetzter Richtung. An- und Abtriebswelle des Wandlers sind vertauscht und der Verstellbereich des Wandlers kann erneut durchfahren werden. Das i^2 -Getriebe kann jetzt im V2-Bereich eine Overdrive-Übersetzung von $i_{Overdrive} = 1,45$ erreichen (**Bild 2-2C**). Die Getriebeübersetzung kann für diesen Betriebsfall über die Gleichung

$$i_{CVT,V2} = \frac{n_A}{n_E} = \frac{i_4 \cdot i_{Diff}}{i_3 \cdot i_{KW} \cdot i_2} = \frac{i_4 \cdot i_{Diff}}{i_3 \cdot i_{KW,min} \cdot i_2} \dots \frac{i_4 \cdot i_{Diff}}{i_3 \cdot i_{KW,max} \cdot i_2} \quad (2.6)$$

ermittelt werden. Für den SYN-Bereich muss noch folgende Bedingung erfüllt sein:

$$\begin{aligned}
 i_{CVT,V1}(i_{KW,SYN}) &= i_{CVT,SYN} = i_{CVT,V2}(i_{KW,SYN}) \\
 \Rightarrow i_1 \cdot i_2 \cdot i_{KW,SYN} \cdot i_3 \cdot i_{Diff} &= i_4 \cdot i_{Diff} = \frac{i_4 \cdot i_{Diff}}{i_3 \cdot i_{KW,SYN} \cdot i_2}
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Beim realisierten i^2 -Getriebe ist $i_1 = i_4 = 1,548$. Damit ergibt sich für die exakte Synchronpunktübersetzung des Kettenwandlers schließlich:

$$i_{KW,SYN} = \frac{1}{i_2 \cdot i_3} = 0,4578 \tag{2.8}$$

2.3 Systeme zur Steuerung des i^2 -Getriebes

Die Getriebesteuerung kann grundsätzlich in zwei Untersysteme unterteilt werden. Zum einen ist das das elektronische Getriebe-Umschaltsteuergerät, in dem die Abfolge verschiedener Steuerparameter in Form von Anweisungen und deren Beträge in Form von Kennlinien und Kennfelder hinterlegt sind. Zum anderen wird ein Hydrauliksystem gebraucht, das für die Umsetzung der Steuergerät-Vorgaben sorgt, indem durch hydraulischen Druck die Kupplungen im Getriebe betätigt werden.

2.3.1 Hydraulisches System

Im Gegensatz zu [2.14] (**Hydrauliksystem I**) wurden notwendige Modifikationen am hydraulischen System durchgeführt, die maßgeblich zur Optimierung der Übersetzungsregelung und damit auch des Umschaltvorgangs beigetragen haben und deshalb im folgenden näher betrachtet werden. In **Bild 2-3** ist das für den Autarken Hybrid realisierte **Hydrauliksystem II** dargestellt. Im sogenannten Ventilblock, durch die strichpunktierte Linie abgegrenzt, sind die für die Betätigung der Kupplungen maßgeblichen Ventile zusammengefasst. Die Funktion der verschiedenen Ventilen ist in [2.6] oder [2.7] allgemein beschrieben. Sie sind über die Anschlüsse A1...A20 mit den umgebenden Teilen verbunden. Auf der rechten Seite befinden sich die Kupplungen des i^2 -Getriebes. Unterhalb sind die Druckölpumpe und die Schmierölpumpe zur Schmierung der Zahneingriffe und Kühlung der Lamellenkupplungen. Vorgaben zu den einzustellenden

Prüfstandsuntersuchungen erhebliche Einsparpotentiale in der verbrauchten Energie gezeigt hat [2.13].

An dieser Stelle wird auf die genauere Funktionsbeschreibung des gesamten Hydrauliksystem verzichtet, was in [2.14] sehr ausführlich dargestellt ist.

Für den Umschaltvorgang wird zum Ein- bzw. Ausrücken der Zahnkupplungen der Systemdruck über das **Proportional-Druckbegrenzungsventil (P-DBV)** kurzfristig erhöht. Aufgrund der ungünstigen Einbaulage des Ventils im Hydraulikplan I [2.15], am *Anschluss A2* im Hydraulikblock (**P-DBV_{alt}**), hinter dem Kettenwandler wird der CVT-Variator beim Druckaufbau unnötig auf hohem Druck verspannt, was eine feinfühligere Verstellung seitens des Übersetzungsreglers deutlich erschwert.

Im Hydrauliksystem II, s. **Bild 2-3**, ist jetzt das **P-DBV** vor dem Kettenwandler positioniert, was die Druckerhöhung im System ohne Beeinflussung des Kettenwandlers erlaubt. Der Volumenstrom fließt dann direkt nach dem Variator in die Tankleitung. Diese Modifikation zieht weitere kleine Änderungen nach sich. So wird z. B. ein weiteres Wegeventil **3/2-WV_U** benötigt, das in der gezeigten Stellung nach wie vor die Kupplungen mit dem drehmomentproportionalen Druck am *Anschluss A3* verbindet. Während des Lastschaltvorgangs wird das **3/2-WV_U** zusammen mit dem **P-DBV** vom Getriebe-Umschalt-Steuergerät (s. Kap. 2.3.2) geschaltet und versorgt somit die Kupplungen mit dem erhöhten Systemdruck.

Anschluss A3 verbindet sämtliche Kupplungen mit dem drehmomentproportionalen Druckniveau, welches am Fühler der Wandlerwelle C zurückgestaut wird. An dieser Welle ist die jeweils geschlossene Lamellenkupplung sowohl im V1- als auch im V2-Bereich über Stirnradstufen gekoppelt. Damit kann dieser drehmomentabhängige Druck zur sicheren, reibschlüssigen Übertragung der anliegenden Drehmomente genutzt werden, so dass Reibung, Verschleiß und Leckagen an den Drehdurchführungen aber auch Beanspruchungen der Lamellenbeläge auf ein Minimum reduziert werden. Die Rückschlagventile **RV₄** und **RV₅** werden dazu benötigt, dass die Lamellenkupplungen auch bei niedrigen

Fühlerdrücke weiter Drehmoment übertragen können. Bei Drücken unter 5,5 bar am Drehmomentfühler werden automatisch die Ventile so umgeschaltet, dass an der jeweiligen Lamellenkupplung der höhere Pumpendruck, reduziert durch das Druckreduzierventil **DRV_L**, anliegt.

Um beim Ein- bzw. Ausrücken der synchronisierten Zahnkupplungen oder beim Schließen der Lamellenkupplungen entstehende Schaltstöße und Volumenstromabbrüche abzufangen, wurden weitere 3 Elemente eingebaut. Solche Volumenstromänderungen sind eine Störgröße für die Übersetzungsregelung und müssen vermieden werden. Das Stromregelventil **SRV** begrenzt den Volumenstrom in den Schaltast zum Schalten der Kupplungen, so dass durch den Kettenwandler weiter ein relativ konstanter Volumenstrom fließen kann. Der hydraulische Speicher **SP** wird durch den hohen Systemdruck während des Lastschaltvorgangs befüllt und soll die zu- und abschaltenden Kupplungen unterstützen. Das Rückschlagventil **RV** soll einen schnellen Entleervorgang seitens des Speichers in Richtung Kettenwandler nach der Schaltung verhindern.

Im Laufe der Untersuchungen haben die zwei **Proportional-Druckreduzierventile P-DVR_{L1}** bzw. **P-DVR_{L2}** starke Temperaturabhängigkeit gezeigt, so dass es kaum möglich war, definierte Druckrampen für die schließende Lamellenkupplung einzustellen. Um diese Probleme im Griff zu bekommen musste speziell ein Stromregler entwickelt und im Getriebe-Umschalt-Steuergerät integriert werden.

In **Bild 2-4** sind vergleichend zwei Messschriebe dargestellt, bei denen ein Bereichswechsel von V1 nach V2 stattfindet.

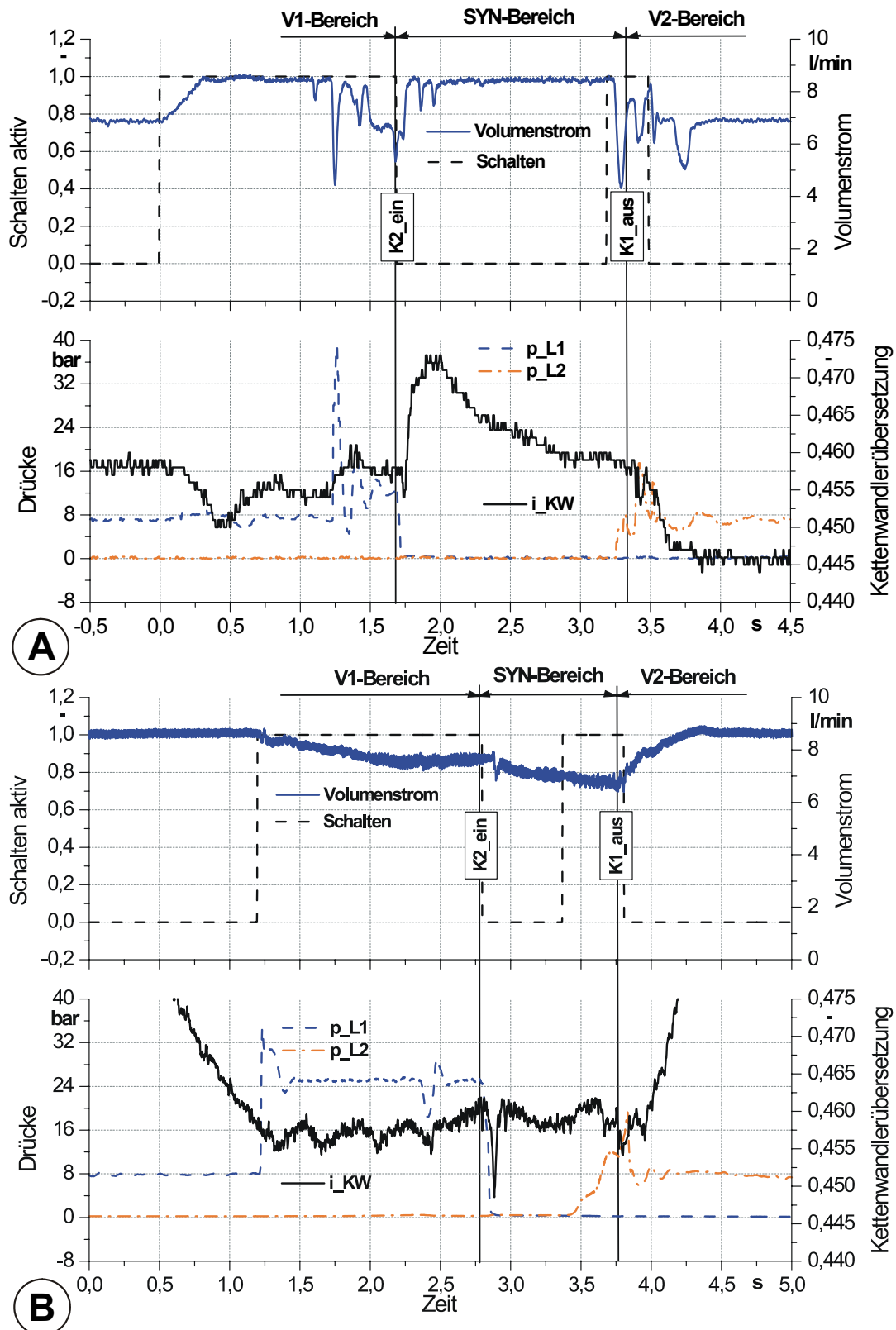


Bild 2-4: Vergleich zwischen Hydrauliksystem I - **A** und Hydrauliksystem II - **B** des i^2 -Getriebes

Bei beiden Messschrieben (**A** und **B**) sind im oberen Bildteil der Ölvolumenstrom (Volumenstrom), gemessen vor dem Kettenwandler (vgl. **Bild 2-3**) sowie auch das Signal „Schalten“ eingetragen, das den Aktivbereich der Synchronübersetzungsregelung abgrenzt. Im unteren Bildteil sind die Druckverläufe an den Lamellenkupplungen (p_{L1} , p_{L2}) und die Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) dargestellt. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Schaltzeitpunkte der synchronisierten Zahnkupplungen und grenzen gleichzeitig die Fahrbereiche des i^2 -Getriebes voneinander ab.

Die Schaltung in **Bild 2-4A** wurde mit dem Hydrauliksystem I durchgeführt. Dagegen verläuft der Bereichswechsel nach **Bild 2-4B** mit dem Hydrauliksystem II. Hier ist die Güte der Übersetzungsregelung besser. Es macht sich auch der sehr ausgeglichene Ölvolumenstrom während des Umschaltvorgangs bemerkbar. Nicht zuletzt erlaubt das Hydrauliksystem II zusammen mit dem einprogrammierten Stromregler definierte Druckrampen für die schließende Lamellenkupplung einzustellen (**Bild 2-4B**, p_{L2} -Verlauf) [2.16].

2.3.2 Getriebe-Umschalt-Steuerggerät

Das hierarchisch aufgebaute Reglernetz für den Autarken Hybrid – Antriebsstrang ist in **Bild 2-5** dargestellt.

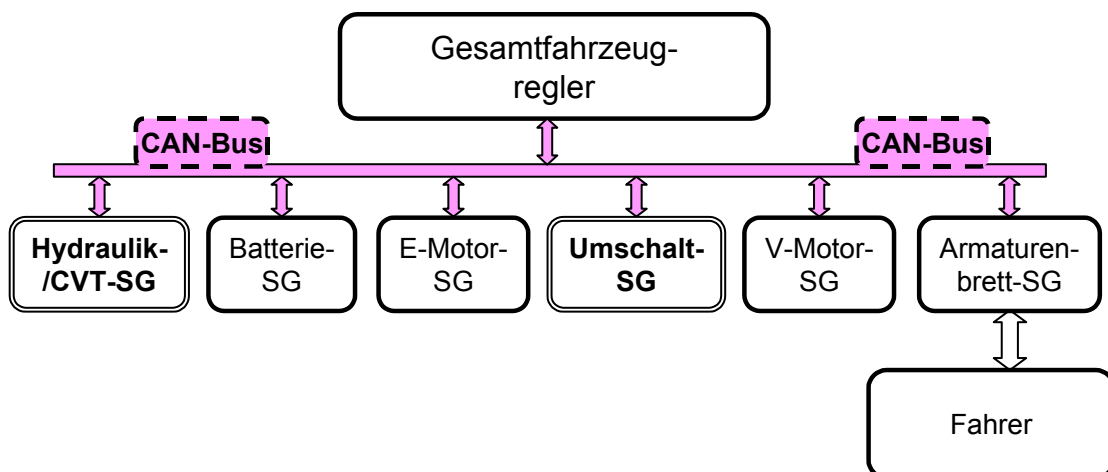


Bild 2-5: Reglernetz des Autarken Hybrid Antriebsstrangs

Für bestimmte Komponente im Antriebsstrang wie z. B. für den Elektromotor, den Verbrennungsmotor, das Getriebe, den Kettenwandler oder die Batterie sind eigenständige Steuergeräte vorgesehen. Die Schnittstelle zum Fahrer bildet das Armaturenbrett-Steuergerät.

Dabei ist das Hydraulik-/CVT-Steuergerät (CVT-SG), das für die Hydraulikversorgung und für die Übersetzungsregelung in der Nähe des Synchronpunktes verantwortlich ist, für den Umschaltvorgang von besonderer Bedeutung. Ein wichtiger Aspekt zur Verbesserung der Synchronpunktregelung ist die Berücksichtigung von Störgrößen in der Reglerstruktur des CVT-SGs [2.17]. Wie aus [2.4], [2.12] bekannt ist, besteht eine sehr starke Abhängigkeit der benötigten Anpressdrücke (Zeta-Verhältnis) von der Übersetzung und dem übertragenen Drehmoment. Aufgrund der Fliehkraftwirkung in den Anpresszylindern ergibt sich außerdem ein gewisser Drehzahleinfluss auf die vom Steuerschieber einzustellenden Anpressdrücke, vgl. **Bild 2-6**.

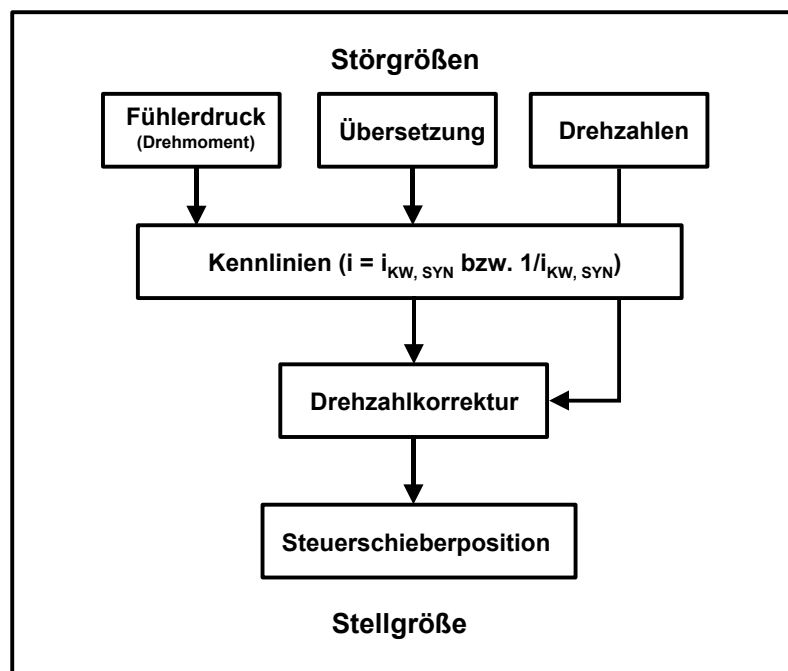


Bild 2-6: Störgrößenaufschaltung beim Kettenwandler

Es wurden entsprechend Kennlinien für den Zugbetrieb im V1- und V2-Bereich aufgenommen (**Bild 2-7**, links), bei denen die Steuerschieberposition (VKSS in

Bild 2-3) über Drehmoment bzw. Fühlerdruck für verschiedene Drehzahl-niveaus eingetragen ist.

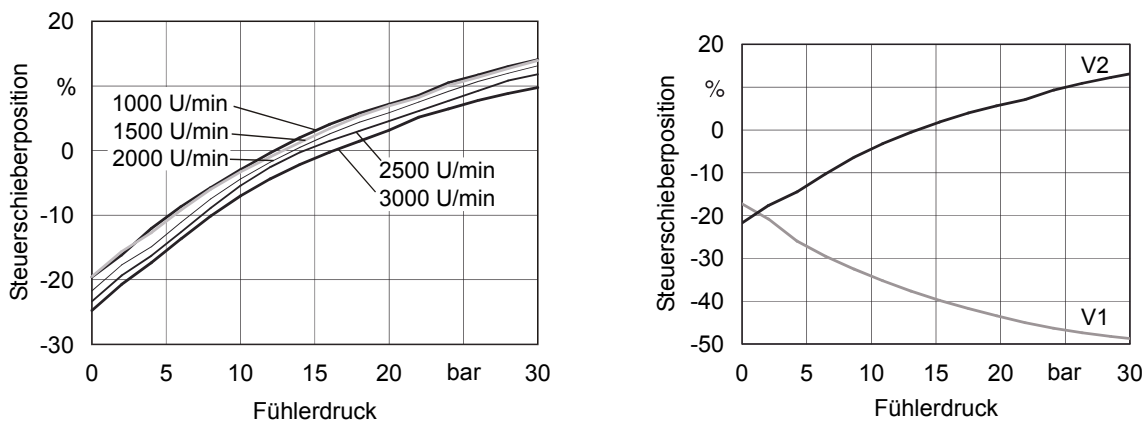


Bild 2-7: Verlauf der Stellgröße für $di/dt = 0$ im Synchronpunkt: links - abhängig von Drehmoment (Fühlerdruck) und Drehzahl im V2-Bereich; rechts – abhängig von Drehmoment (Fühlerdruck) für V1- und V2-Bereich

Die Kennlinien für den Schubbetrieb lassen sich davon ableiten und zwar gilt:

$$\Rightarrow V1_Schub = V2_Zug$$

$$\Rightarrow V2_Schub = V1_Zug$$

Es ist erkennbar, dass der Drehzahleinfluss durch eine Parallelverschiebung eines grundlegenden Verlaufs der Kennlinie der Steuerschieberposition über dem Drehmoment (geringe Drehzahl) berücksichtigt werden kann [2.17]. Die Verschiebung lässt sich durch ein Polynom zweiten Grades ausdrücken.

Die so im CVT-SG implementierte Störgrößenaufschaltung, bestehend aus den beiden Kennlinienverläufen für V1 bzw. V2 (vgl. **Bild 2-7**, rechts) und einer Korrektur des Drehzahleinflusses in Form einer quadratischen Gleichung, erlaubt eine qualitativ neue Übersetzungsregelung um die Synchronpunktübersetzung mit Abweichungen von ca. $i_{KW, SYN, ist} - i_{KW, SYN, soll} = \pm 0,003$.

Die ganze Ablaufregelung des Lastschaltvorgangs, ähnlich wie bei den Automatikgetrieben, wird von dem Getriebe-Umschalt-Steuergerät (Umschalt-SG) übernommen. Weitere Funktionen, die vom Umschalt-SG übernommen werden, sind z. B. das Schließen und Öffnen der Trennkupplung (TK) zwischen V-Motor

und Getriebeeingangswelle sowie das getriebeinterne Umsetzung der Wählhebel-Vorgaben vom Fahrer, vgl. **Tabelle 2-1**.

	Getriebe/Kupplungen	Antrieb
Park	TK, K1 und K2 geschlossen	E-Motor aus; V-Motor aus
Drive	K1 und L1 geschlossen (V1) K1 und K2 geschlossen (SYN) K2 und L2 geschlossen (V2)	E- und/oder V-Motor treiben an
Neutral	Alle Kupplungen offen	E-Motor aus; V-Motor aus
Rear	K1 und L1 geschlossen (V1)	E-Motor treibt rückwärts an

Tabelle 2-1: Getriebe- und Motorzustände in Abhängigkeit von Wählhebel-Position

Die Kommunikation und der Datenaustausch zwischen den Steuergeräten, dem GFR und der Messdatenerfassung basiert auf dem CAN-Bus.

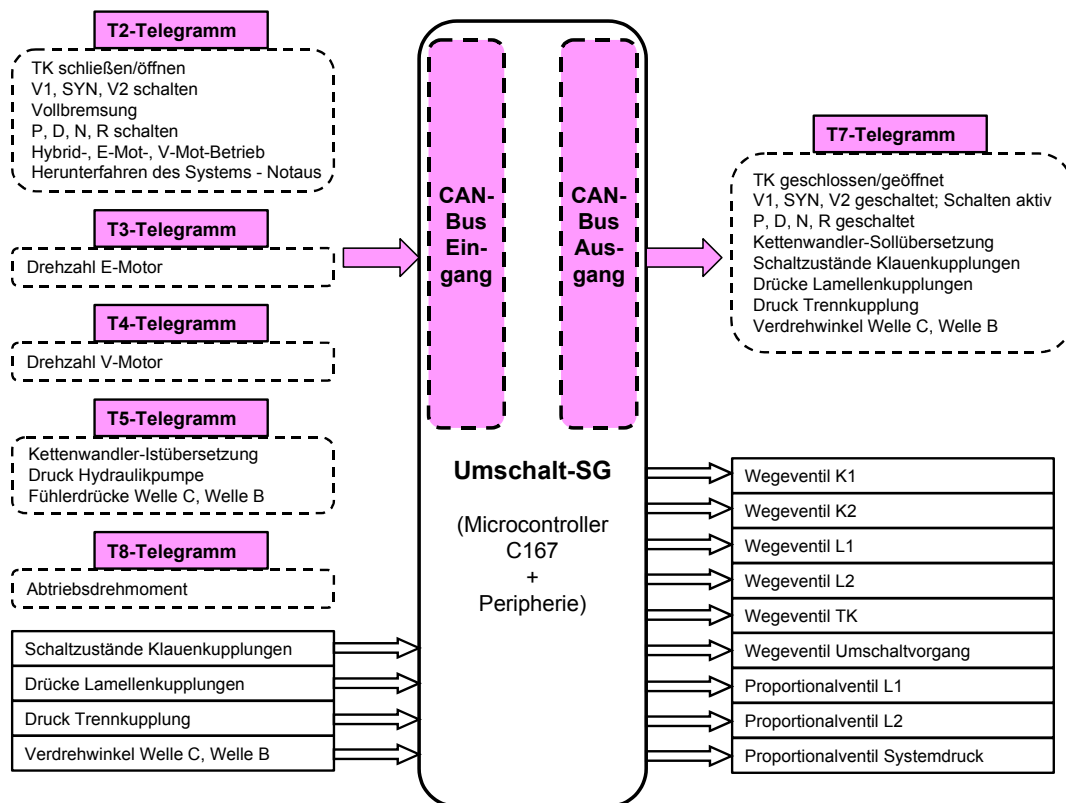


Bild 2-8: Signalflüsse am Getriebe-Umschaltsteuergerät für den Autarken Hybrid

Dabei sind die Datenpakete in sogenannte „Telegramme“ (T1...T10) zusammengefasst, die zyklisch im 10ms-Takt gesendet werden. Die Signale, die am Ein- bzw. Ausgang vom Umschalt-Steuergerät liegen, sind in **Bild 2-8** dargestellt. Die Sollwert-Vorgaben kommen von dem Gesamtfahrzeugregler über das Telegramm T2. Die weiteren Daten am CAN-Bus-Eingang sind Messwerte, die zur Umsetzung bzw. Auswertung der betreffenden Lastschaltungen benötigt werden. In Telegramm T7 meldet das Umschalt-SG am CAN-Bus-Ausgang den aktuellen Zustand des Getriebes und stellt zusätzlich Messdaten bereit, die zur Erfassung der Vorgänge am Fahrzeugrechner dienen. Die einzige Ausnahme stellt die Kettenwandler-Sollübersetzung, die als Sollwertvorgabe vom Umschalt-SG an das CVT-SG gesendet wird. Somit ist es möglich, die Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit und -Übersetzung in der Nähe des Synchronpunkts während des Lastschaltvorgangs zu beeinflussen.

Vom GFR kommt auch die Anforderung für den Bereichswechsel. Befindet sich der Antriebsstrang im V1-Bereich und bekommt die Soll-Vorgabe in den SYN-Bereich zu wechseln, so prüft das Umschalt-SG, ob sich die Kettenwandlerübersetzung nahe genug am SYN-Punkt befindet, und beginnt mit dem Lastschaltvorgang. Während der Umschaltung bekommt der GFR die Information, dass das Getriebe gerade mit dem Schaltvorgang beschäftigt ist (*Schalten aktiv*) und nach dem erfolgreichen Bereichswechsel in SYN auch die entsprechende Zustandsmeldung via CAN-Bus (*SYN geschaltet*). Jetzt liegt es am GFR, ob in den V2-Bereich gewechselt, im SYN-Bereich verharrt oder sogar in den V1-Bereich zurückgeschaltet wird. Wenn sich aber das Getriebe z.B. im V1-Bereich befindet und vom GFR die Anforderung „V2 schalten“ kommt, so muss das Umschalt-SG dafür sorgen, dass möglichst schnell in den V2-Bereich gewechselt wird (**Schnellschaltung**).

Über die Ausgänge, die nicht am CAN-Bus liegen, werden die Aktoren zur Realisierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe angesteuert. Entsprechend der im Getriebe-Umschalt-Steuergerät implementierten Schaltstrategie werden die Wege- und Proportionalventile optimal in ihrer zeitlichen Abfolge geschaltet.

3 Theoretische Analyse des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe

Im folgenden Kapitel werden die Schaltstrategien für einen sicheren und komfortablen Lastschaltvorgang diskutiert; dies sowohl für die Teilschaltung von V1- oder V2-Bereich in den SYN-Bereich, als auch für diese aus dem SYN-Bereich heraus.

Die Kettenwandlerübersetzung nahe dem Synchronpunkt hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Schaltverhalten der jeweiligen Kupplungen. Daher werden theoretischen Überlegungen angestellt, die es erlauben, die getriebeinternen Vorgänge während der Lastschaltung zu verstehen und in die optimale Umschaltstrategie umzusetzen.

3.1 Der Lastschaltvorgang in den SYN-Bereich

In den SYN-Bereich kann sowohl im Zug- als auch im Schubbetrieb, von V1- oder V2-Bereich kommend, geschaltet werden.

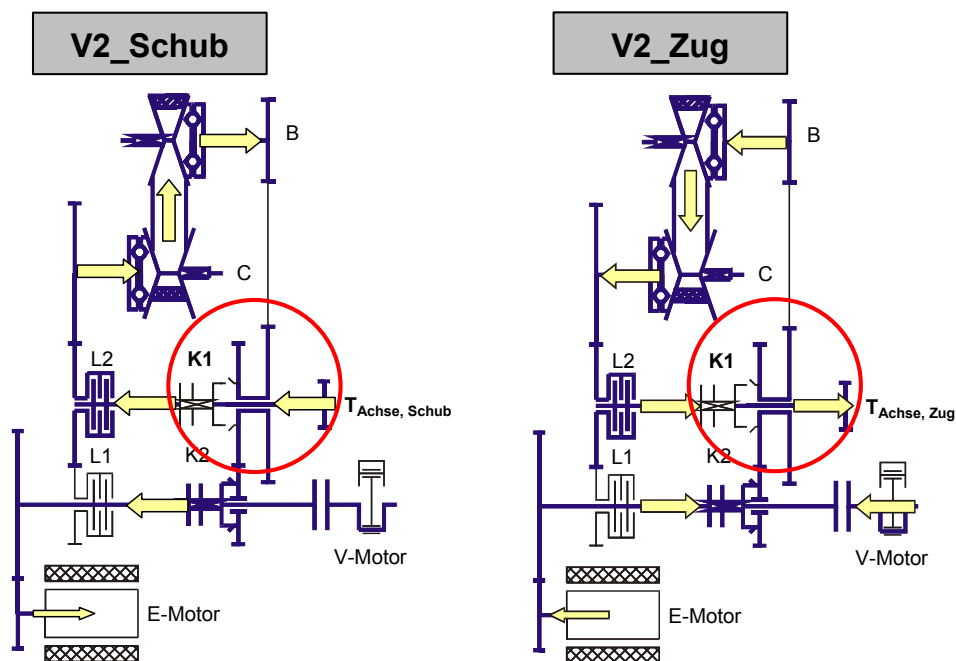


Bild 3-1: Drehmomentflüsse im V2-Bereich für Schub- und Zugbetrieb

Bei diesen Teilschaltungen wird aus Gründen der Energieeinsparung nach **Umschaltstrategie I** (SYN-Bereich: K1 und K2 im Eingriff) die jeweilige synchroni-

sierte Zahnkupplung (K2 oder K1) zur Synchronisierung angelegt, eingerückt und anschließend L1 oder L2 drucklos geschaltet. **Bild 3-1** zeigt beispielhaft die Drehmomentflüsse im V2-Bereich für den Schub- und für den Zugbetrieb. Bei herkömmlichen Handschaltgetrieben ist den Zahnkupplungen der Schalträder jeweils eine Synchronisierung vorgeschaltet, die zum Abbau der Differenzdrehzahl vor dem Einlegen des neuen Gangs dient. **Bild 3-2** stellt den prinzipiellen Aufbau der Synchronisierung der Zahnkupplung K1 (System Borg-Warner) dar, wie sie im i^2 -Getriebe Einsatz findet.

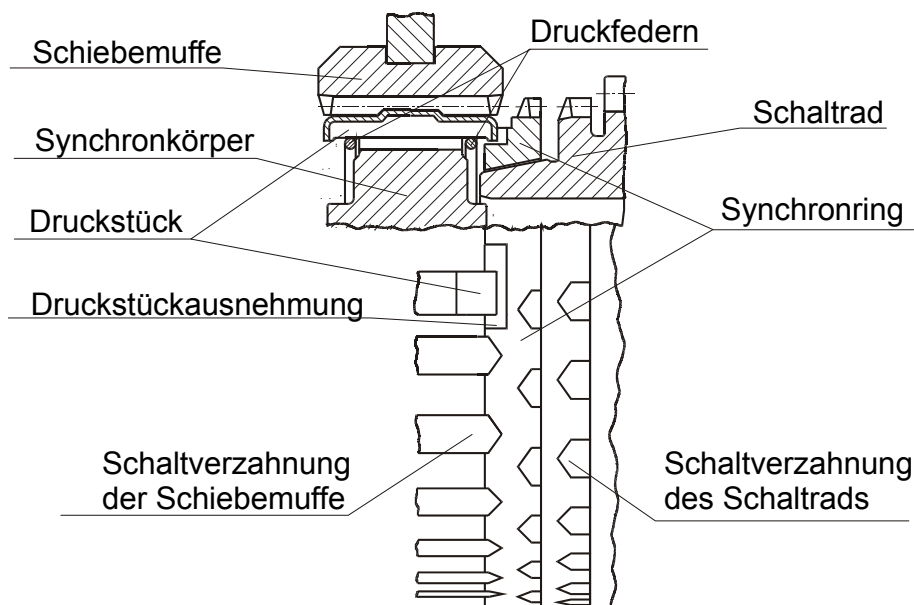


Bild 3-2: Prinzipieller Aufbau der Synchronisierung von K1, System Borg-Warner [3.2]

Im V2-Bereich, vgl. **Bild 3-1**, ist der Synchronkörper von K1 mit der Wandlerwelle C und das Schaltrad mit der Wandlerwelle B verbunden. Aus diesem Grund kann der Drehzahlangleich nicht durch die Kegelschleibkupplung, bestehend aus Synchronring und Synchronkegel, bewirkt werden, sondern wird durch die Verstellung des Kettenwandlers in die exakte Synchronpunktübersetzung realisiert. Der Sperrmechanismus verhindert das vorzeitige Durchschalten während des Synchronisierens. Nach dem Synchronisieren wird durch die Dachschrägen der Schaltverzahnungen von Schiebemuffe und Schaltrad das zügige Einrücken der Zahnkupplung ermöglicht. Dabei ist bei der **Umschaltstrategie I** zu unterschei-

den, ob die Zahnkupplung (hier K1) bei einer **vorsynchronen** Kettenwandlerübersetzung ($i_{KW} > i_{KW, SYN}$) – Umschaltstrategie **IA** – oder bei einer **nachsynchronen** Kettenwandlerübersetzung ($i_{KW} < i_{KW, SYN}$) – Umschaltstrategie **IB** – betätigt wird. Ziel der richtigen Strategie soll es sein, beim Anlegen der Synchronisierung der Zahnkupplung für das Zeitintervall, wenn kurzfristig drei Kupplungen im Eingriff stehen, innere Verspannungen im i^2 -Getriebe (Leistungskreislauf) zu verhindern [3.1]. Im folgenden wird nur die Position der Variatorübersetzung in Betracht gezogen, es wird von einer **konstanten Verstellgeschwindigkeit** ausgegangen. Der Einfluss der Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit auf den Komfort des Lastschaltvorgangs wird anhand der Messungen, s. Kap. 6.1, 6.2, bzw. der Simulationsrechnungen in Kapitel 8 näher untersucht.

In **Bild 3-3** ist die Prinzipskizze des Schaltvorgangs der zuschaltenden Zahnkupplung K1 für den Lastschaltvorgang vom V2-Bereich in den SYN-Bereich dargestellt. Oben in der Darstellung sind die Verläufe der Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) nach der jeweiligen Umschaltstrategie und die Drehzahlen von Schiebemuffe und Schaltrad (n_{SM} , n_{SR}) dargestellt. Die waagerechte gestrichelte Linie stellt die Synchronpunktübersetzung, $i_{KW, SYN}$, dar. Weiter im Bild sind die Position von Schiebemuffe und Schaltrad zueinander in den charakteristischen Zeitpunkten „0“, „I“, „II“ und „III“ und die dazugehörigen Umfangsgeschwindigkeiten und Differenzdrehzahlen eingetragen und zwar jeweils für eine Schub-Rückschaltung und eine Zug-Rückschaltung nach der **Umschaltstrategie IA**. Zum Zeitpunkt „0“ wird die Schiebemuffe aus der Neutralstellung verschoben. Nachdem die Axialspiele (Druckstück/Synchronring und Synchronring/Synchronkegel) aufgehoben sind, kommt der Synchronring mit seiner kegeligen Reibfläche in Kontakt mit dem Reibkegel des Schaltrads. Durch das Vorsynchronisierungsmoment bewegt sich der Synchronring an den Anschlag der Druckstücke in Sperrausgangsstellung.

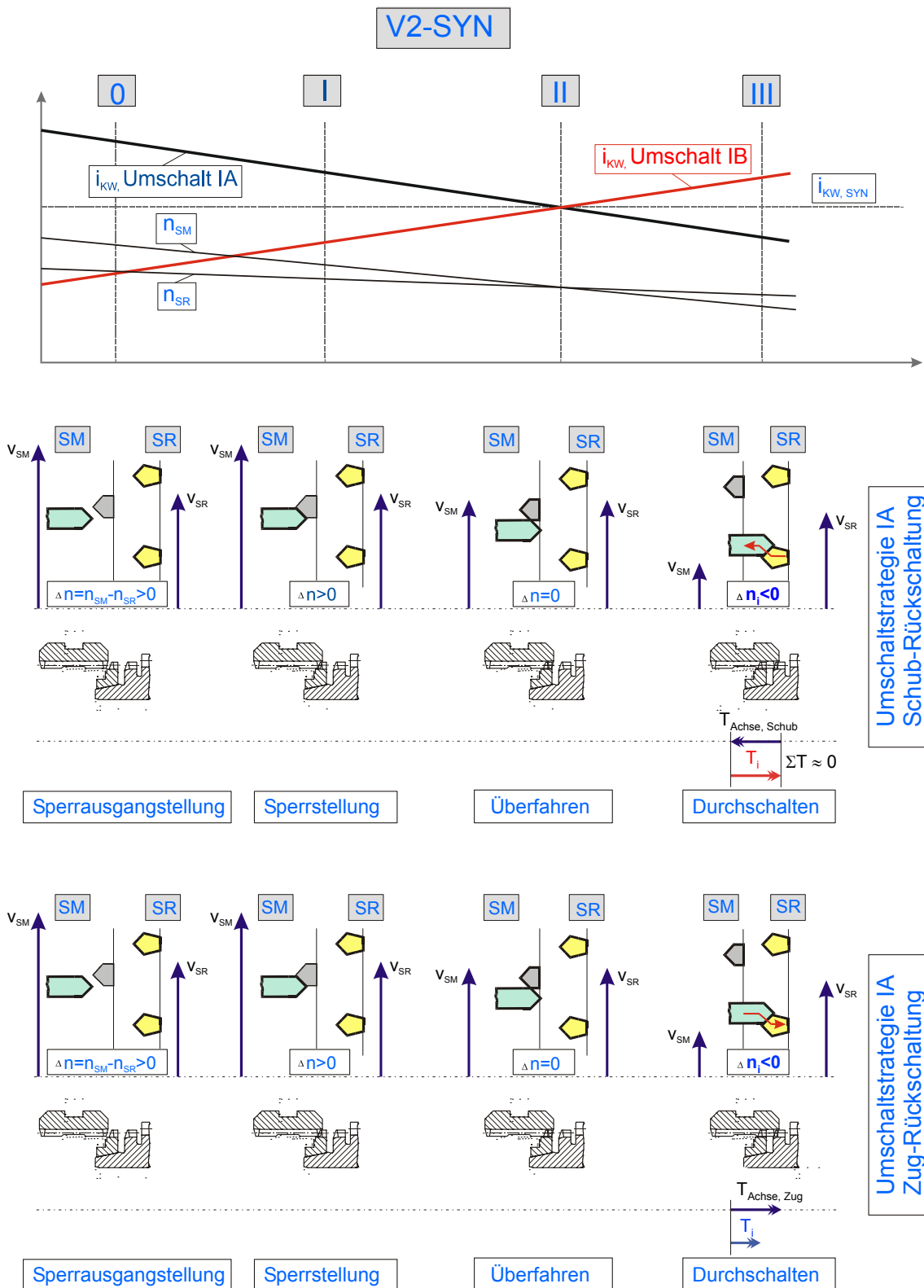


Bild 3-3: Prinzipskizze des Schaltvorgangs an Kupplung K1 (V2-SYN)

Diese Sperrausgangsstellung bewirkt, dass beim axialen Weiterbewegen der Schiebemuffe die Dachschrägen von Schiebemuffe und Synchronring ausgerichtet zur Anlage kommen. Zum Zeitpunkt „I“ liegen die Dachschrägen von Schiebemuffe und Synchronring aufeinander in Sperrstellung und die eigentliche Hauptsynchronisation (Drehzahlangleich zwischen Schiebemuffe und Schaltrad) wird durch das Verstellen des Kettenwandlers in Richtung Synchronübersetzung durchgeführt. Zum Zeitpunkt „II“ hat K1 durch CVT-Verstellung Synchronlauf erreicht, d.h. die Umfangsgeschwindigkeiten von Schiebemuffe und Schaltrad sind gleich ($\Delta n = 0$). Die Synchronisierung sperrt nicht mehr. Der Synchronring wird relativ zu Schiebemuffe und Synchronkörper verdreht, so dass die Schiebemuffe über den Synchronring bewegt werden kann.

Von Zeitpunkt „II“ bis Zeitpunkt „III“ überfährt die Schiebemuffe Synchronring und Verschleißreserve. Da während dieses Zeitintervalls die Übersetzungsänderung stetig weiter erfolgt, liegt zum Zeitpunkt „III“ – beim Einrücken der Schiebemuffe in die Schaltradverzahnung - eine nachsynchroner Übersetzung und somit eine **neue** Drehzahldifferenz $\Delta n_i < 0$ vor. Mit dieser Differenzdrehzahl Δn_i treffen die Schaltverzahnungen von Schiebemuffe und Schaltrad aufeinander. Vor dem Einrücken der Schaltverzahnungen muss diese Differenzdrehzahl abgebaut werden. Hierzu wird der schaltradseitige Wellenstrang abgebremst und die Abtriebswelle (verbunden mit der Schiebemuffe) beschleunigt. Der Drall L_{SM} des schiebemuffenseitigen Wellenstrangs relativ zum schaltradseitigen Wellenstrang beträgt [3.2]:

$$L_{SM} = J_{SM} \cdot \frac{\pi \cdot \Delta n_i}{30} \quad (3.1)$$

Dabei ist J_{SM} die Schwungmasse des schiebemuffenseitigen Wellenstrangs. Gemäß Drallsatz ist zur Veränderung des Dralls ein Beschleunigungsmoment (Impulsmoment) erforderlich, das zwischen Schaltrad und Schiebemuffe zu übertragen ist:

$$T_i = \frac{dL_{SM}}{dt} = \frac{J_{SM} \cdot \pi}{30} \cdot \frac{dn}{dt} \quad (3.2)$$

Dieses Impulsmoment an der Schiebemuffe wirkt bei der Schub-Rückschaltung dem an der Achse entgegen; es kann bei starken Stößen vorkommen, wie aus **Bild 3-3** ersichtlich ist, dass das Drehmoment am Abtrieb ($T_{\text{Achse, Schub}}$) kurzfristig gleich Null wird. Dies erklärt die Einbrüche in An- und Abtriebsdrehmoment direkt nach dem Einrücken der Zahnkupplung [3.3].

Betrachtet man nun die Zug-Rückschaltung so wechselt das Drehmoment am Abtrieb ($T_{\text{Achse, Zug}}$) im Vergleich zum Schubbetrieb sein Vorzeichen. Das hier zum Zeitpunkt „III“ vorhandene Impulsmoment an der Schiebemuffe führt zu einer Beschleunigung des Abtriebs. Der Kettenwandler wird entspannt, es entsteht keine Blindleistung im Getriebe und der Umschaltvorgang verläuft insgesamt komfortabler.

Um eine ähnliche Leistungsteilung auch bei der Schub-Rückschaltung zu erreichen, muss nach der **Umschaltstrategie IB** geschaltet werden, die von nach-synchroner Stellung der Kettenwandler-Übersetzung ausgeht, vgl. **Bild 3-3**. Demzufolge ist die Übersetzung zum Zeitpunkt „III“ vorsynchron. Die Schiebemuffe ist schneller als das Schaltrad ($\Delta n_i > 0$) und das dadurch entstehende Impulsmoment führt beim Durchschalten zur Beschleunigung des Abtriebs – ein Drehmomenteinbruch wird verhindert.

Identische Überlegungen können auch für die Umschaltvorgänge von V1- in den SYN-Bereich angestellt werden, wo die Zahnkupplung K2 synchronisiert und eingerückt wird.

Während bei der Zug-Hochschaltung (V1-SYN_ZH) die Umschaltstrategie IB Vorteile im Schaltkomfort aufweist, ist bei der Schub-Hochschaltung die Umschaltstrategie IA (V1-SYN_SH) günstiger (vgl. **Bild 3-4**).

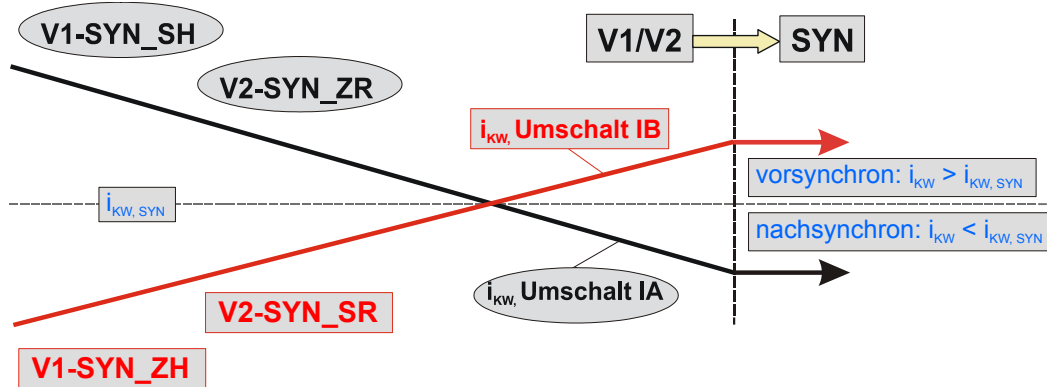


Bild 3-4: Schaltstrategien für die Teilschaltungen in den SYN-Bereich

3.2 Der Lastschaltvorgang aus dem SYN-Bereich

Aus dem SYN-Bereich kann wiederum in den V1- oder V2-Bereich sowohl bei Zug- als auch bei Schubetrieb geschaltet werden. **Bild 3-5** stellt eine Zug-Hochschaltung von SYN nach V2 und die dazugehörigen Leistungsflüsse dar.

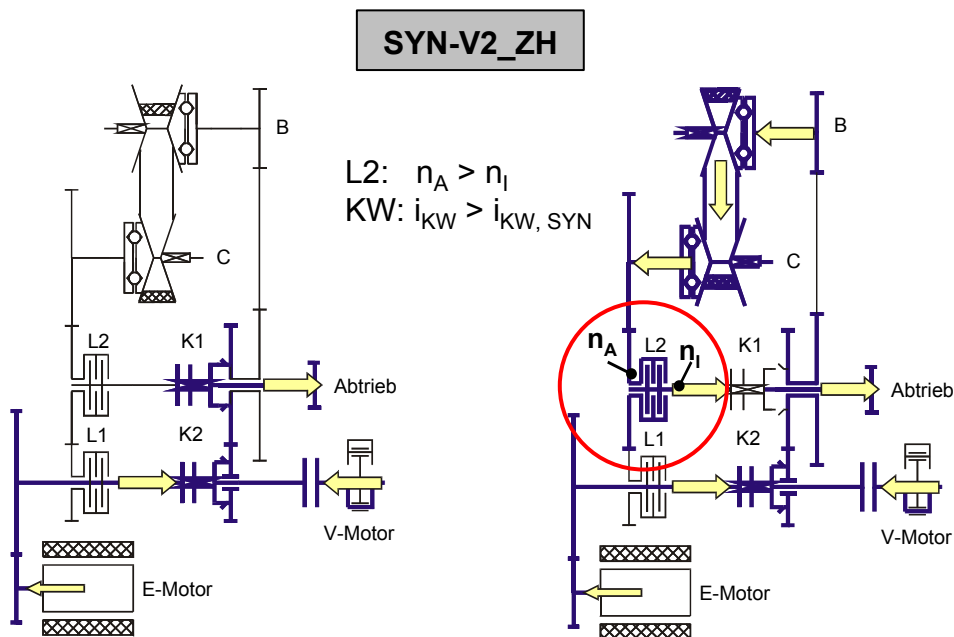


Bild 3-5: Bereichswechsel von SYN nach V2 im Zugbetrieb

Damit die Leistung durch den Kettenwandler in V2 in der gezeigten Richtung von Welle B nach Welle C fließen kann, muss der Außenmitnehmer der Lamel-

lenkupplung L2 schneller als der Innenmitnehmer drehen ($n_A > n_I$), was bei einer **vorsynchronen** Variatorübersetzung ($i_{KW} > i_{KW, SYN}$) nach der **Umschaltstrategie IB** der Fall ist. So kann die entlang einer vordefinierten Druckrampe schließende Kupplung L2 allmählich die Leistungsübertragung übernehmen bis schließlich die gesamte Antriebsleistung reibschlüssig von der Lamellenkupplung übertragen wird. Dadurch wird die noch im Leistungsfluss liegende Zahnkupplung K1 lastlos und kann im weiteren Verlauf des Umschaltvorgangs ausgerückt werden. Wird der Kettenwandler mit einer **nachsynchronen** Übersetzung betrieben (**Umschaltstrategie IA**) so fließt das Drehmoment in entgegengesetzter Richtung durch die Kupplung L2 und ruft eine Blindleistung hervor, die mit zunehmendem Druck an der Lamellenkupplung die Zahnkupplung K1 immer stärker belastet. Solche Betriebszustände erschweren den Ausrückvorgang von K1; es besteht die Gefahr, dass der V2-Bereich nicht erreicht werden kann [3.4].

Bild 3-6 präsentiert wieder eine Lastschaltung vom SYN- in den V2-Bereich, diesmal aber für den Schubbetrieb.

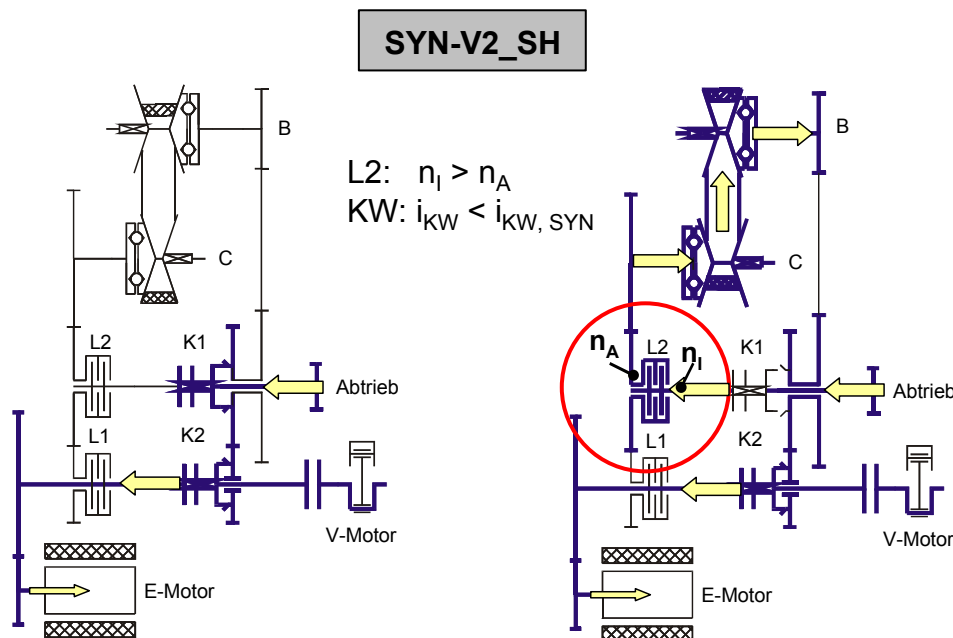


Bild 3-6: Bereichswechsel von SYN nach V2 im Schubbetrieb

Hochschaltungen (**V1-V2-SH**) – Bergabfahrt – findet die **Umschaltstrategie IA** Anwendung.

Bei Lastschaltvorgängen nach **Umschaltstrategie II**, wo im SYN-Bereich über die beiden Lamellenkupplungen gefahren wird, gelten für den Übergang zwischen V1- bzw. V2-Bereich und dem SYN-Bereich außerhalb der Synchronpunktübersetzung des Kettenwandlers die gleichen Überlegungen wie in den vorhergehenden Abschnitten.

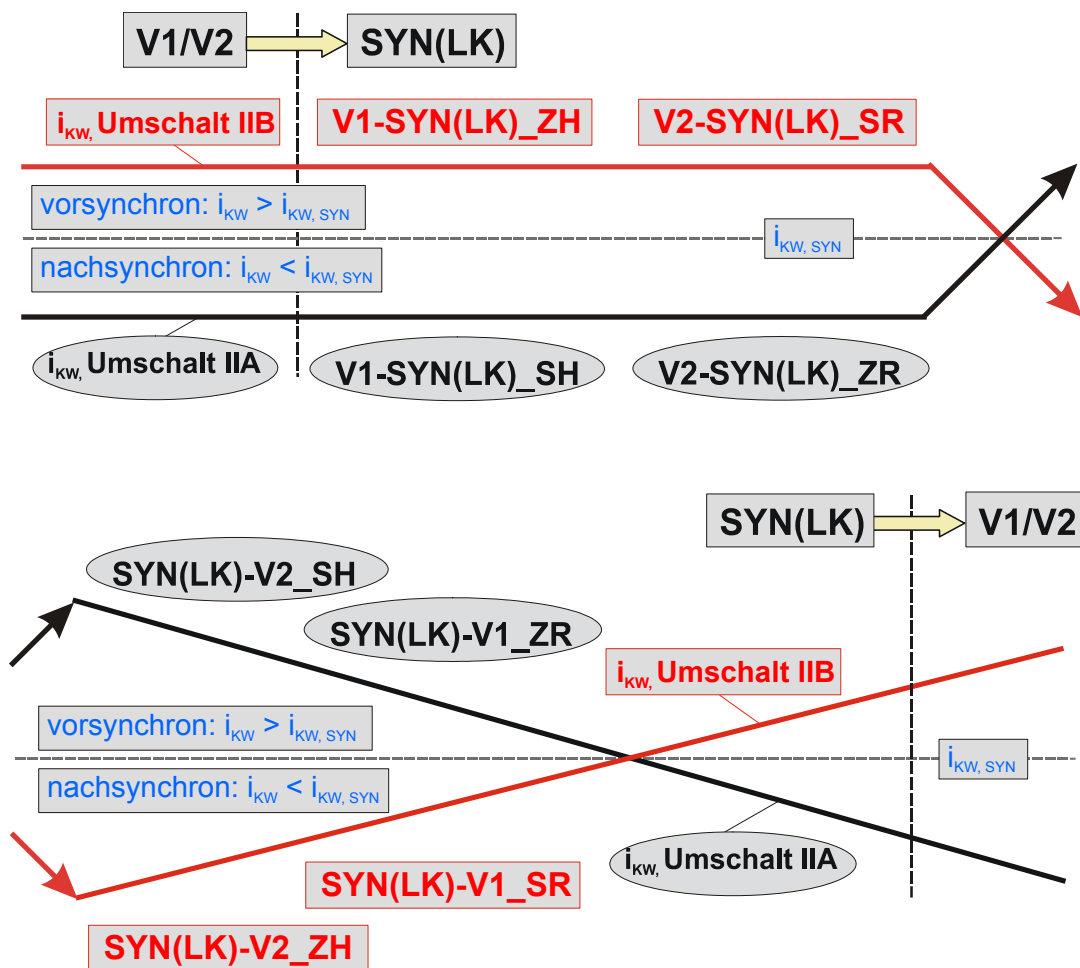


Bild 3-8: Schaltstrategien für die Teilschaltungen nach Umschaltstrategie II

Hier müssen die Umschaltstrategien nur vertauscht werden, da bei den Teilschaltungen in den SYN-Bereich zuerst die jeweilige Lamellenkupplung entlang einer vordefinierten Druckrampe geschlossen wird und die jeweilige Zahnkupp-

lung ausgerückt wird. Weiter wird bei den Teilschaltungen aus dem SYN-Bereich die jeweilige Zahnkupplung eingerückt und die Lamellenkupplung drucklos geschaltet (vgl. auch Kap. 5.3). **Bild 3-8** fasst die Schaltstrategien zusammen, die für die jeweilige Teilschaltung nach **Umschaltstrategie II** das beste Schaltverhalten bieten.

triebsseitigen Anpassgetriebe (Wellen E...G) und dem Abtriebsstrang mit Schwungmasse (Welle G). Das Anpassgetriebe hat zwei Aufgaben zu erfüllen. Zum einen wird dadurch Platz zwischen An- und Abtrieb für die Schwungmasse geschaffen. Zum anderen kann durch dieses Getriebe die Übersetzung i_{Anpass} zwischen Prüfgetriebeausgang (Welle D) und Abtriebsstrang (Welle G) derart festgelegt werden, dass die kinetische Energie des Prototyp-Fahrzeugs [4.1], [4.2] – Masse $m_{Fahrzeug}$ (1450 kg), Reifendurchmesser r_{Rad} (0,282 m) und Endübersetzung i_{Diff} (4,421) – durch die Massenträgheit der Schwungmasse J_{Schw} entsprechend dem Zusammenhang

$$J_{red \rightarrow D} = \frac{m_{Fahrzeug} \cdot r_{Rad}^2}{i_{Diff}^2} = \frac{J_{Schw}}{i_{Anpass}^2} \quad (4.1)$$

abgebildet wird. Dementsprechend ergibt sich mit $i_{Anpass} = 1,235$ die Größe der Schwungmasse zu $9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Zwischen Schwungmasse und Prüfgetriebe ist zusätzlich eine Rutschkupplung eingebaut, die es verhindern soll, dass bei Funktionsstörungen die im Schwungrad gespeicherte Rotationsenergie zur Zerstörung des i^2 -Getriebes führt.

Damit die Richtung des Leistungsflusses bei den Zug- und Schubschaltungen mit den Verhältnissen im Prototyp-Fahrzeug und am Systemprüfstand [4.3] übereinstimmt, wurde antriebsseitig ein drehzahl geregelter Elektromotor eingebaut.

Zur Untersuchung von Lastschaltungen im *Zugbetrieb* wird nach Vorgabe eines konstanten Drehmoments an der Antriebsmaschine der gesamte Prüfstrang gegen die Massenträgheit der Schwungmasse beschleunigt und mit Erreichen eines definierten Zustands der Lastschaltvorgang eingeleitet. Nach erfolgreichem Bereichswechsel rotiert die Schwungmasse mit einer vorgegebenen konstanten Drehzahl. Nachdem der Umschaltprüfstand auf Solldrehzahl gebracht wird, kann erneut eine Messung eingeleitet werden.

Im *Schubbetrieb* wird die zugeführte kinetische Energie des Fahrzeugs (Schwungmasse an Welle G) über die am Getriebeeingang angeordnete Elektromaschine rekuperiert. Das Prüfgetriebe wird am Eingang mit dem zu rekupe-

rierenden Schubmoment (Generatormoment am E-Motor) beaufschlagt, das der Rotation der Schwungmasse entgegenwirkt. Unter diesen Randbedingungen wird dann der Lastschaltvorgang im Schubbetrieb durchgeführt. Ist dieser erfolgreich beendet, so wird der Antriebsstrang über den Elektromotor wieder auf eine vorgegebene Drehzahl gebracht und der nächste Versuch gestartet.

Bild 4-2 zeigt weiter eine Photographie des Umschalprüfstands, wo noch einmal die wichtigsten Prüfstandskomponenten explizit bezeichnet sind.

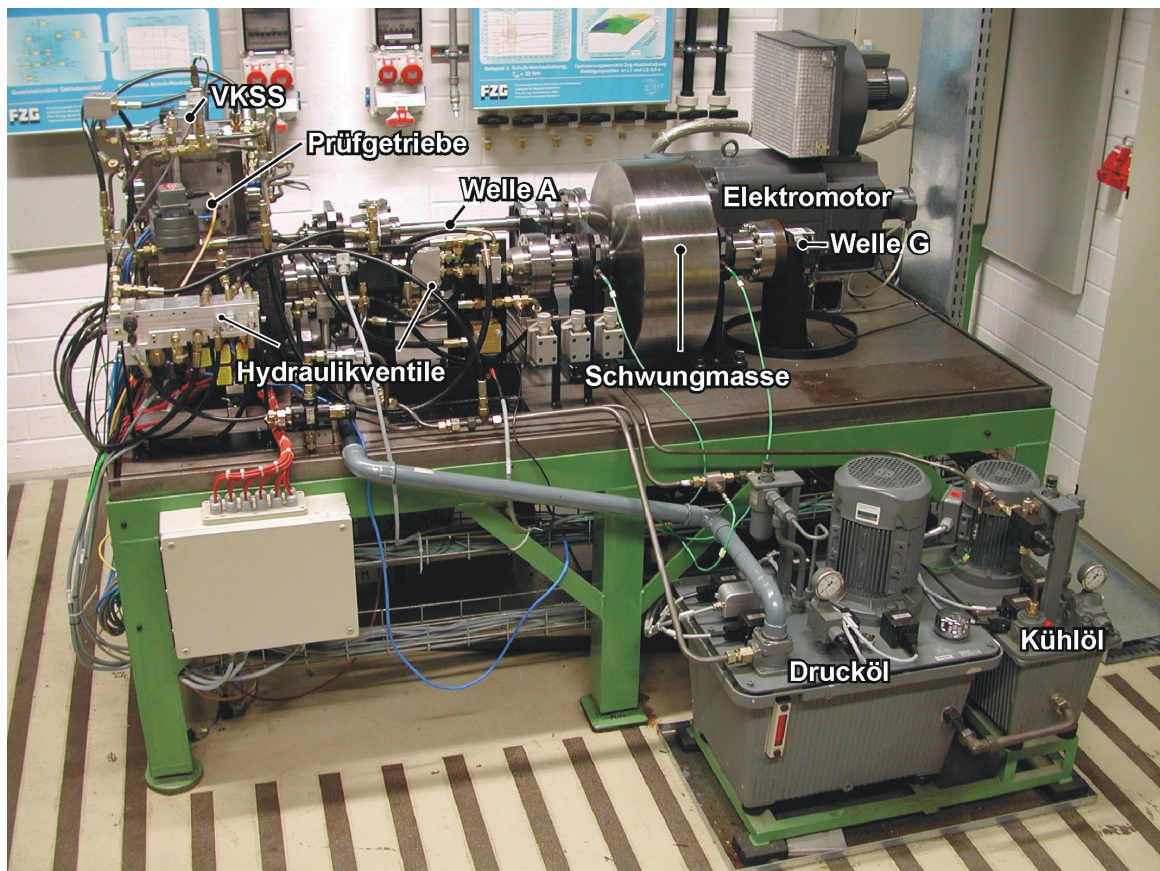


Bild 4-2: Der Prüfstand FZG-CVT2 zur experimentellen Untersuchung des Lastschaltvorgangs

Die Hydraulikventile können in zwei Blöcke unterteilt werden: links im Bild der duplizierte Fahrzeughydraulikblock und rechts der Block mit den zusätzlichen Hydraulikventilen, die nach der Modifikation des Hydrauliksystems (vgl. Kap. 2.3.1) neu hinzu gekommen sind. Der Einsatz des duplizierten Vierkantensteuerschiebers (VKSS) vom Systemprüfstand mit elektromagnetischem Direktan-

trieb [4.5] und des einfachen strukturvariablen Übersetzungsreglers [4.6], der bei großen Regelabweichungen PD- und bei kleinen PI-Struktur aufweist, sorgen für eine optimale Übersetzungsregelung in der Nähe des Synchronpunktes.

4.2 Prüfstandsbedienung und -steuerung

Bild 4-3 zeigt die speziell zur Steuerung des Prüfstands programmierte CVT2-Getrieberegelsoberfläche.

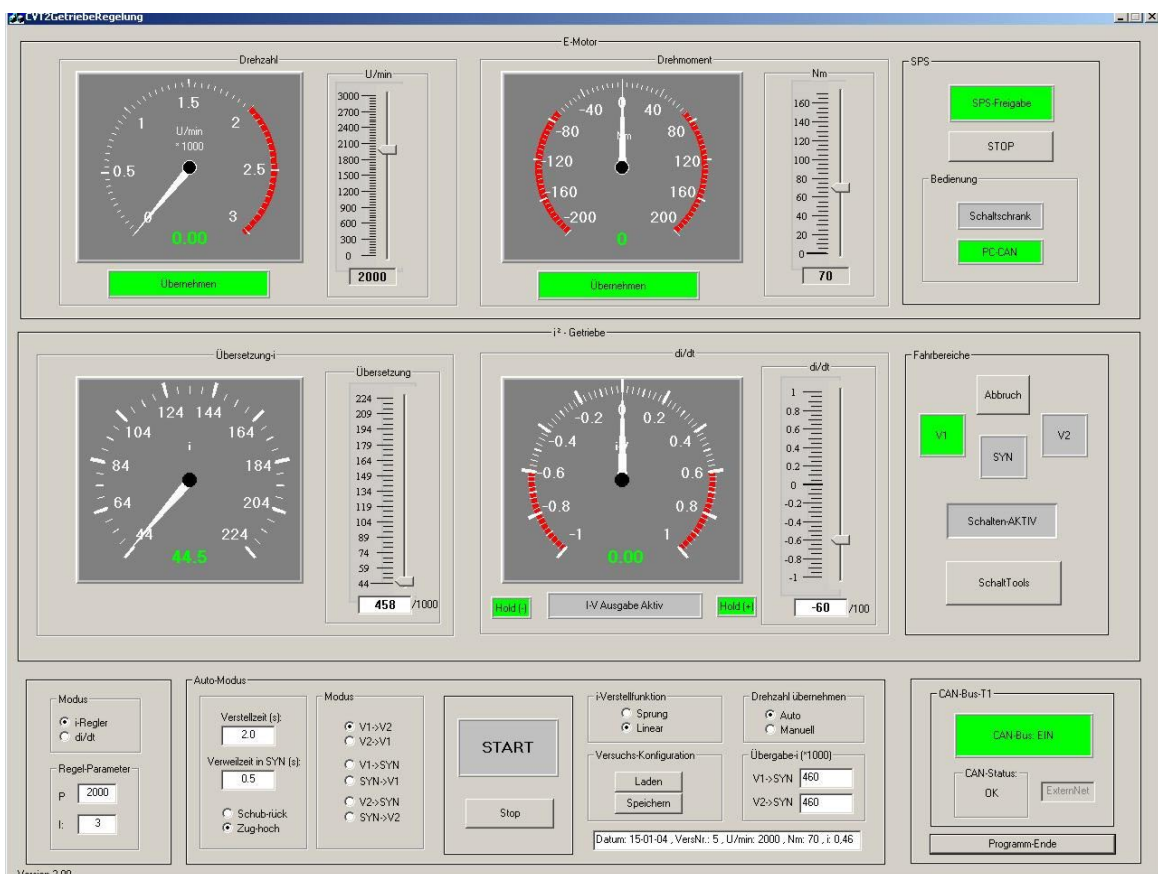


Bild 4-3: Getrieberegelsoberfläche für FZG-CVT2 Prüfstand

Diese Regelsoberfläche läuft über den Steuerungs-PC und übernimmt hier die Aufgaben des Gesamtfahrzeugreglers [4.7], [4.8], welcher im Prototypfahrzeug und am Systemprüfstand zum Einsatz kommt. Von der Oberfläche wird im 10 ms-Takt das Datentelegramm T1 mittels der CAN-Bus-Kommunikation verschickt, auf das sich die anderen zwei Steuergeräte – Getriebe-Umschalt-SG und CVT-SG – melden (vgl. auch Abschnitt 4.3).

Vom oberen Paneel wird der Antriebsmotor im Hand-, oder Automatik-Modus angesteuert. Bei einem vorgegebenen Drehmoment können sowohl Beschleunigungs- als auch Abbremsvorgänge durchgeführt und somit Lastschaltungen in allen vier Quadranten untersucht werden. Oben rechts ist die so genannte „SPS-Freigabe“ positioniert. Erst nachdem die vordefinierten Sicherheitsbedingungen erfüllt sind, wird der Elektromotor freigegeben und der Prüfstand kann betrieben werden.

Im mittleren Paneel wird links über das Anzeigeinstrument die Kettenwandler-Istübersetzung dargestellt. Zusätzlich ist hier die Möglichkeit vorgesehen, die maximal erlaubte Verstellgeschwindigkeit des Variators zu begrenzen, um nicht diesen durch Überlast aufgrund der großen Beschleunigungsmomente zu beschädigen. In diesem Paneel werden auch die Soll- und Ist-Fahrbereiche angezeigt.

Der PI-Übersetzungsregler der Oberfläche ist für die Übersetzungsregelung außerhalb des Umschaltvorgangs verantwortlich. Nach Erreichen von einer vordefinierten „Übergabe-Übersetzung“ in der Nähe der Synchronpunkt-Übersetzung übernimmt das CVT-SG diese Aufgabe. Durch speziell eingerichtete Schalter kann zwischen Übersetzungsregelung und konstante Verstellgeschwindigkeit am Kettenwandler variiert werden.

In dem unteren Paneel befindet sich der Auto-Modus. Hier können per Mausklick verschiedene Teilschaltungen oder komplette Lastschaltvorgänge gewählt werden und später durch den „Start-Button“ eingeleitet werden. Zusätzlich ist die Möglichkeit vorgesehen, beliebige Verweilzeiten im SYN-Bereich einstellen zu können und somit sowohl schnelle als auch langsame Lastschaltvorgänge zu untersuchen. Rechts in diesem Paneel wird der CAN-Bus „gestartet“ und später im Betrieb der CAN-Bus-Status angezeigt.

4.3 Signalflüsse, Datenerfassung und –verarbeitung am Umschaltprüfstand

In **Bild 4-4** sind die Signalflüsse dargestellt, die zur Steuerung des FZG-CVT2-Prüfstands realisiert wurden.

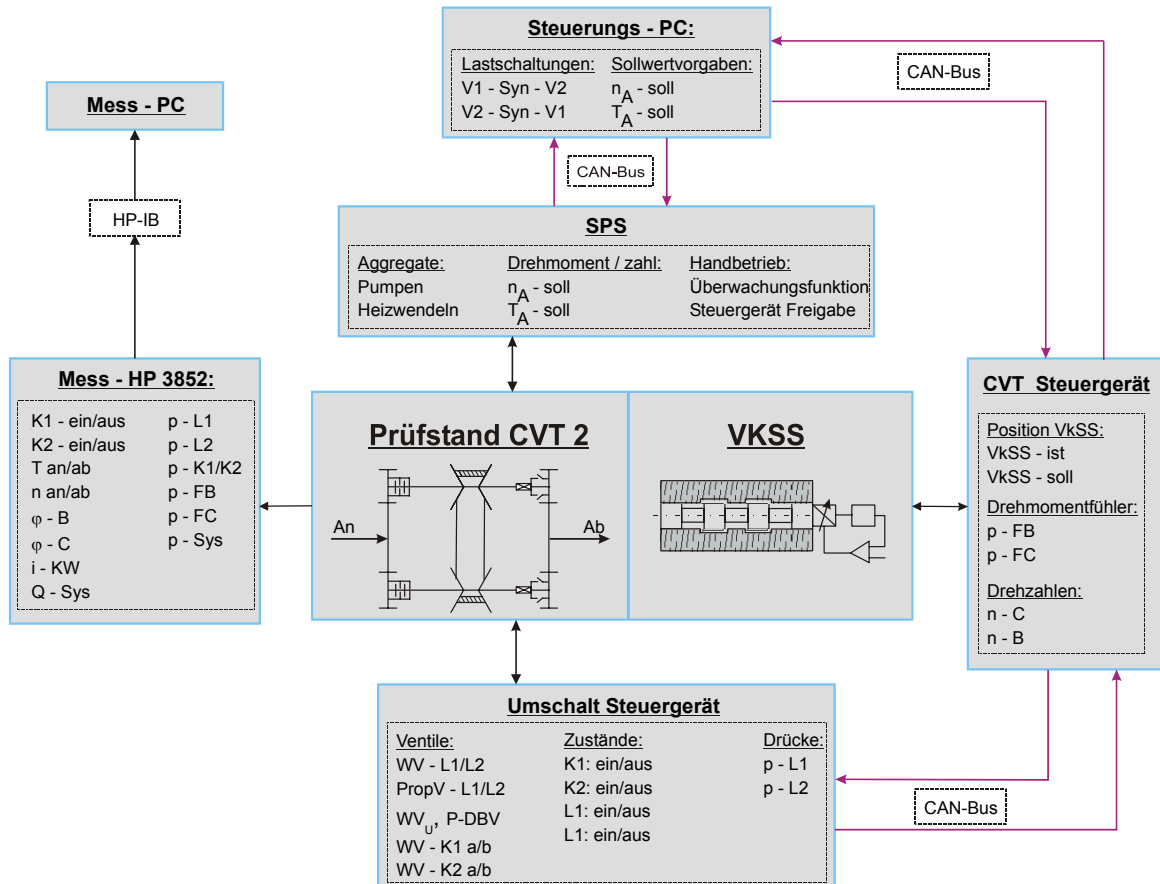


Bild 4-4: Prinzipielle Darstellung der Signalflüsse am FZG-CVT2 Prüfstand

Dabei sind der Steuerungs-PC, das Umschalt-Steuergerät (Umschalt-SG) und das CVT-Steuergerät (CVT-SG) mittels CAN-Bus miteinander verbunden und tauschen Daten (CAN-Bus-Telegramme) untereinander im 10ms-Takt aus, s. Kap. 2.3.2. Die speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) ist auch mittels eines handelsüblichen CAN/SPS-Schnittstellenmoduls mit dem CAN-Bus verbunden und kann somit mit Steuerungs-PC und Steuergeräten kommunizieren. Zur schnellen Digitalisierung der im SPS-Programm zu verarbeitenden Analog-

werte wird ein separates Steuergerät (in **Bild 4-4** nicht dargestellt) verwendet, das die erfassten Werte in Form von CAN-Protokollen im 30ms-Takt übergibt. Über das SPS-Programm werden die prüfstandsspezifischen Zusatzaggregate wie Pumpen für Druck- und Schmieröl und Heizwendeln angesteuert. Die SPS übernimmt weiterhin die wichtigen Überwachungsfunktionen.

So ist beispielsweise sowohl beim Starten des Prüfstands als auch während des Fahrbetriebs zu überwachen, ob ein definierter Leistungsfluss vorhanden ist. Ist eine gewisse Karenzzeit überschritten, so übergibt das SPS-Programm ein Alarmtelegramm an den CAN-Bus und der Prüfstand wird geregelt heruntergefahren und ausgeschaltet (Not-Aus-Modus). Es ist auch ein ständiger Schmierölstrom zur Versorgung von Lamellenkupplungen, Lagern und Zahn-eingriffen sicherzustellen. Erst nachdem die Sicherheitsbedingungen erfüllt sind, wird der Elektromotor freigegeben und der Prüfstand kann von Standby-Modus in Fahrbetrieb-Modus übergehen.

Die Eingangsgrößen und die Aktoren zur Realisierung der Steuervorgaben sind bei dem jeweiligen Steuergerät aufgeführt. Für die erfolgreiche Durchführung des Lastschaltvorgangs ist maßgeblich das Umschalt-SG verantwortlich, das die Ventile zur Betätigung der Kupplungen im i^2 -Getriebe ansteuert. Weiter überwacht das Steuergerät die aktuellen Zustände der Zahn- und Lamellenkupplungen sowie die Drücke der Lamellenkupplungen.

Am Umschaltprüfstand übernimmt das CVT-Steuergerät durch Ansteuerung des VKSSs ausschließlich die Übersetzungsregelung während des Umschaltvorgangs und im SYN-Bereich.

Schließlich ist links in **Bild 4-4** die Messdatenerfassung dargestellt (Messdatenerfassungsanlage – HP 3852, über eine HP-IB-Schnittstelle mit dem Mess-PC verbunden). Für die Aufzeichnung der Messungen wird immer auf das Signal „Schalten Aktiv“ vom Umschalt-SG getriggert. Sobald das Signal gesetzt ist, bekommt das Voltmeter der Datenerfassungsanlage am Eingang einen Spannungssprung von 0 auf 10 V und der aktuelle Vorgang wird automatisch mit voreingestellter Abtastfrequenz und –dauer von Beginn an aufgezeichnet. Die zu erfassenden Messdaten sind explizit in **Tabelle 4-1** aufgeführt.

Signal	Erläuterung
K1-ein/aus	Zustand (ein-/ausgerückt) der Zahnkupplung K1
K2-ein/aus	Zustand (ein-/ausgerückt) der Zahnkupplung K2
T_an	Drehmoment an der Antriebswelle A
T_ab	Drehmoment an der Abtriebswelle G
n_An	Drehzahl an der Antriebswelle A
n_Ab	Drehzahl an der Abtriebswelle G
φ_B	Verdrehwinkel am Fühler der Wandlerwelle B
φ_C	Verdrehwinkel am Fühler der Wandlerwelle C
i_KW	Kettenwandler-Istübersetzung
Q_Sys	System-Ölvolumenstrom
p_L1	Betätigungsdruck an der Lamellenkupplung L1
p_L2	Betätigungsdruck an der Lamellenkupplung L2
p_K1/K2	Betätigungsdruck an den Zahnkupplungen K1/K2
p_FB	Rückstaudruck am Fühler der Wandlerwelle B
p_FC	Rückstaudruck am Fühler der Wandlerwelle C
p_Sys	Systemdruck (Pumpendruck)

Tabelle 4-1: Messsignale am Umschaltprüfstand FZG-CVT2

Alle verfügbaren Signale dienen der Untersuchung getriebeinterner Vorgänge während einer Lastschaltung und sind somit für deren Optimierung von großer Bedeutung.

Für Optimierungszwecke am Lastschaltvorgang sind zahlreiche Parametervariationen und –abstimmungen notwendig. Diese können komfortabel über das speziell für diese Zwecke programmierte Parametrierungstool, s. **Bild 4-5**, online vorgenommen werden.

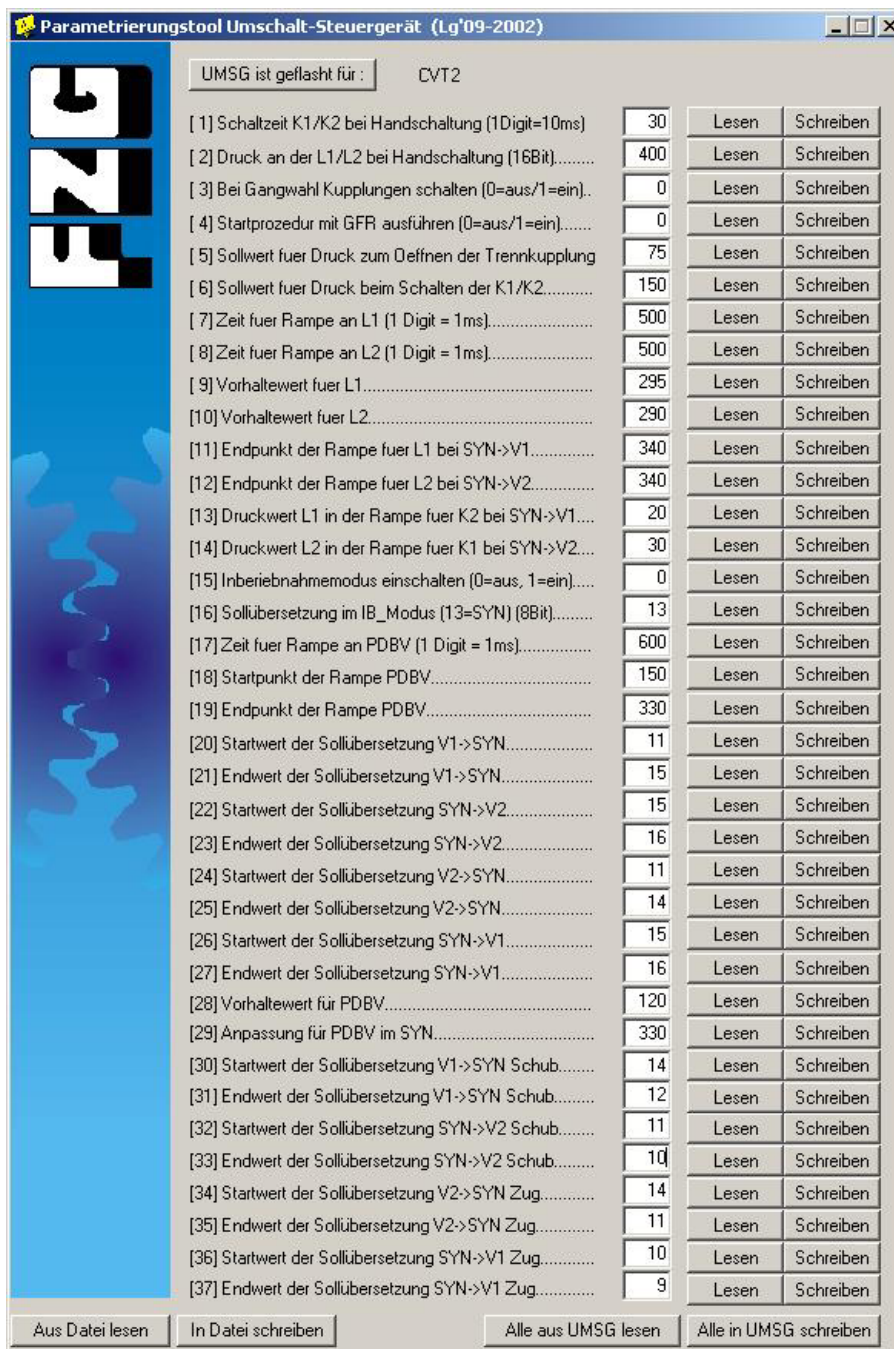


Bild 4-5: Parametrierungstool für Getriebe-Umschaltsteuergerät

Von großer Bedeutung für die Optimierung der Lastschaltvorgänge im i^2 -Getriebe ist die Kettenwandler-Übersetzungsänderung während des Schaltens. Für jede Teilschaltung können über das Parametrierungstool passende Soll-

wertvorgaben definiert werden, die der richtigen Umschaltstrategie entsprechen und zwar:

- ⇒ Parameter [20] bis [23]: Zug-Hochschaltung nach Umschaltstrategie IA
- ⇒ Parameter [24] bis [27]: Schub-Rückschaltung nach Umschaltstrategie IA
- ⇒ Parameter [30] bis [33]: Schub-Hochschaltung nach Umschaltstrategie IB
- ⇒ Parameter [34] bis [37]: Zug-Rückschaltung nach Umschaltstrategie IB

Weiterer wichtiger Parameter für den Umschaltvorgang ist der zeitliche Verlauf des Betätigungsdrucks an den beiden Lamellenkupplungen. Aus diesem Grund wurde hier in bezug auf die zeitliche Abfolge der Vorgabewerte an den Proportional-Ventilen, aus denen sich letztlich die Druckrampen ergeben, auf maximale Flexibilität geachtet. Die Parameter werden wie folgt definiert:

- ⇒ Parameter [9] bzw. [10]: Fülldruck
- ⇒ Parameter [7] bzw. [8]: Druckrampendauer
- ⇒ Parameter [11] bzw. [12]: Schaltdruck

Der Quell-Code des Umschalt-SGs ist weitgehend mit dem am Systemprüfstand und im Prototypfahrzeug identisch. Die prüfstand- oder fahrzeugspezifischen kleinen Anpassungen können durch das Parametrierungstool schnell und komfortabel vorgenommen werden.

5 Untersuchung des Lastschaltvorgangs am FZG-CVT2 Prüfstand

Im folgenden Kapitel werden für alle im Fahrbetrieb vorkommenden Schaltungen Messschriebe vom Umschaltprüfstand präsentiert. Um die Grenzen dieses neuartigen Getriebe-Systems auszuloten, werden auch die so genannten Schnellschaltungen, ohne Verweilzeit im SYN-Bereich, untersucht. Schließlich ist die prinzipielle Funktion der Umschaltstrategie II unter Beweis zu stellen und ein kritischer Vergleich zwischen der beiden Umschaltstrategien (I und II) anzustellen.

5.1 Untersuchung des Zugbetriebs

5.1.1 Zug-Hochschaltungen

In **Bild 5-1** sind zwei Zug-Hochschaltungen, die auf dem Umschaltprüfstand gemessen wurden, dargestellt. Bei beiden Messschrieben (A und B) sind in der ersten Grafik die Drehzahlen von An- und Abtrieb (n_{An} , n_{Ab}) und die Drehmomente (T_{an} , T_{ab}) eingetragen. In der zweiten Grafik sind die Druckverläufe an den Lamellenkupplungen (p_{L1} , p_{L2}) und die Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) dargestellt. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Schaltzeitpunkte der synchronisierten Zahnkupplungen und grenzen gleichzeitig die Fahrbereiche des i^2 -Getriebes voneinander ab.

Die Schaltung nach Messschrieb A ist einer der ersten erfolgreichen Umschaltvorgänge und wurde vor dem Umbau des Umschaltprüfstands FZG-CVT2 aufgenommen. Dabei wurde die komplette Lastschaltung von der SPS-Steuerung und dem Hydrauliksystem I, vgl. Kap. 2.3.1 bzw. **Bild 2-4A**, übernommen. Für die Übersetzungsregelung am Kettenwandler wurde eine Regelung durch die SPS mit Schrittmotor verwendet.

Vor der Lastschaltung befindet sich das i^2 -Getriebe im V1-Bereich (K1 und L1 geschaltet).

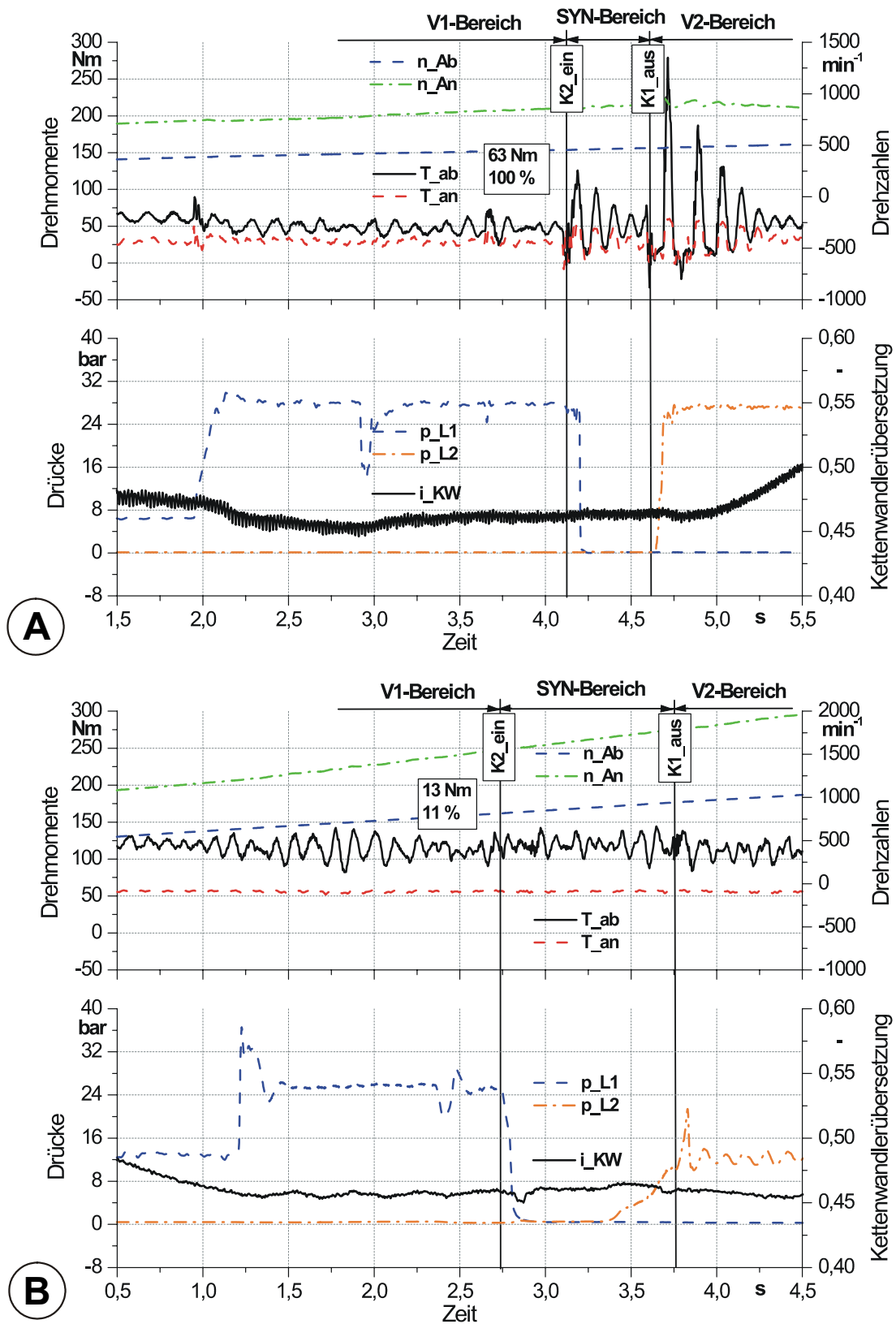


Bild 5-1: Zug-Hochschaltungen am Umschaltprüfstand FZG-CVT2

Die Schaltung in **Bild 5-1A** verläuft nach der Umschaltstrategie IA, d.h. die synchronisierte Zahnkupplung K2, die eingerückt werden soll, wird bei einer vor-synchronen Stellung des Variators betätigt ($i_{KW, \text{start}} > i_{KW, \text{SYN}} = 0,4578$) und erst bei einer nachsynchronen Kettenwandler-Übersetzung eingerückt. Dabei wird offensichtlich für kurze Zeit keine Leistung durch den Antriebsstrang übertragen – es tritt ein Einbruch im Verlauf des Abtriebsdrehmomentes auf, das auf Null zurückgeht. Dieser Verlauf des Abtriebsdrehmomentes korreliert sehr gut mit den theoretischen Überlegungen in Kapitel 3.1. Nach dem Zuschalten der Zahnkupplung K2 zum Zeitpunkt $t = 4,12$ s entstehen abtriebsseitig Drehmomentenschwankungen mit einer Amplitude von 63 Nm, was 100% des mittleren Drehmomentwertes von ca. 63 Nm entspricht und von Fahrer und Beifahrer nach dem subjektiven Empfinden als „schlecht“ beurteilt wird, vgl. Kap. 7, **Tabelle 7-1**. Unmittelbar nach dem Einrücken von K2 wird L1 geöffnet, um getriebeinterne Verspannungen infolge verzögertem Druckabbau zu vermeiden. Das i^2 -Getriebe bleibt über die beiden Zahnkupplungen (K1 und K2) für ca. 0,5 s im SYN-Bereich. Im weiteren Verlauf des Umschaltvorgangs, wie aus der Messung A zu entnehmen ist, rückt K1 bei offener Lamellenkupplung L2 aus ($t = 4,62$ s), was auf eine fehlende Druckrampe zurückzuführen ist. Der anschließende Schließvorgang an L2 bei relativ hohen Differenzdrehzahlen verursacht eine Drehmomentenspitze von bis zu 270 Nm (abtriebsseitig). Somit wird der V2-Bereich erreicht, wo K2 und L2 im Eingriff sind.

In Messschrieb B, **Bild 5-1B**, akzeptiert das Umschaltsteuergerät nach Erreichen einer bestimmten KW-Übersetzung, die nahe am Synchronpunkt ist, eine Schaltanforderung seitens der Getriebe-Steuerungsoberfläche. Die Übersetzungsregelung wird nun vom CVT-SG übernommen; das CVT-SG hat einen leistungsstärkeren Regler, was viel kleinere Regelabweichungen zur Folge hat (vgl. die Verläufe der KW-Übersetzung, i_{KW} , im Messschrieb A und B). Im weiteren Verlauf wird zum Zeitpunkt $t = 1,24$ s der Systemdruck hochgesetzt, was sich in einem erhöhten Druck an der L1 widerspiegelt, damit das sichere Ein- bzw. Ausrücken der synchronisierten Zahnkupplungen gewährleistet wird. Hier wird dieser Druckstoß durch das Hydrauliksystem II, vgl. Kap. 2.3.1 bzw.

Bild 2-4B, so aufgefangen, dass das Aufbringen von unerwünschten Drehmomentschwankungen im Antriebsstrang verhindert wird. Der ähnliche Vorgang im Messschrieb A verursacht zum Zeitpunkt $t = 1,9$ s im Verlauf des Abtriebsdrehmomentes eine unerwünschte Drehmomentspitze, die von Fahrer und Beifahrer als störend empfunden werden kann.

Der Lastschaltvorgang nach **Bild 5-1B** verläuft nach der Umschaltstrategie IB. Die Kettenwandlerübersetzung, die vor Beginn des Lastschaltvorgangs eingestellt wird, ist jetzt kleiner als die Synchronpunktübersetzung – $i_{KW, \text{Start}} < i_{KW, \text{SYN}}$. Hier wurde die Verstellung der Kettenwandlerübersetzung über der Zeit systematisch so lange variiert, bis ein möglichst gleichmäßiger Verlauf des Abtriebsdrehmoments resultierte. Wie aus dem Bild ersichtlich ist beträgt hier die abgelesene Amplitude der Drehmomentschwankungen nach Einrücken der Kupplung K2 13 Nm oder 11% des mittleren Abtriebsdrehmomentwertes von ca. 120 Nm. Damit wurde eine Reduzierung der Amplitude von ca. 89% erreicht. Die kleinen Schwankungen im Abtriebsdrehmoment gehen in der Drehdynamik des Umschaltprüfstands unter (Schwankungen auch vor der Schaltung vorhanden) und werden das Komfortempfinden des Fahrers im Fahrzeug nicht negativ beeinflussen.

Die durch Parametervariationen gefundene optimale Druckrampe der schließenden Lamellenkupplung L2 erlaubt beim zweiten Bereichswechsel vom SYN in V2 weiter den ausgeglichenen Drehmomentverlauf am Abtrieb beizubehalten. Die Druckrampe ist variabel im Umschalt-SG einprogrammiert, so dass der drehmomentproportionale Druck am Fühler „C“ berücksichtigt werden kann. Die schließende Lamellenkupplung übernimmt bei vorsynchroner KW-Übersetzung allmählich das anliegende Drehmoment, die Kupplung K1 wird kurzzeitig lastlos und kann zum Zeitpunkt $t = 3,75$ s ausgerückt werden, ohne nennenswerte Drehmomentschwankungen zu initiieren.

Während des gesamten Umschaltvorgangs in **Bild 5-1B** bleibt das mittlere Abtriebsdrehmoment deutlich über einem Wert vom 100 Nm, so dass hier tatsächlich eine **Lastschaltung** stattfindet.

Die zwei Messungen in **Bild 5-1** bestätigen eindeutig die theoretischen Überlegungen zu den Umschaltstrategien, die in Kapitel 3.1 bzw. 3.2 für die Zug-Hochschaltungen vorgestellt wurden.

5.1.2 Zug-Rückschaltungen

Im Zugbetrieb können auch Zug-Rückschaltungen auftreten, speziell bei Beschleunigungsvorgängen, wo der Gesamtfahrzeugregler eine Rückschaltung des Getriebes von V2 nach SYN oder nach V1 anfordert [5.1]. **Bild 5-2** zeigt zwei solche Schaltungen. Ähnlich wie in **Bild 5-1** sind auch hier bei beiden Messschrieben (A und B) in der ersten Grafik die Drehzahlen von An- und Abtrieb (n_{An} , n_{Ab}) und die Drehmomente (T_{an} , T_{ab}) eingetragen. In der zweiten Grafik sind die Druckverläufe an den Lamellenkupplungen (p_{L1} , p_{L2}) und die Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) dargestellt. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Schaltzeitpunkte der synchronisierten Zahnkupplungen und grenzen gleichzeitig die Fahrbereiche des i^2 -Getriebes voneinander ab.

Auch hier ist die Schaltung nach Messschrieb A eine der ersten erfolgreichen Zug-Rückschaltungen, die am Umschaltprüfstand FZG-CVT2 mit der SPS-Steuerung, dem Hydrauliksystem I, vgl. Kap. 2.3.1 bzw. **Bild 2-4A** und der Übersetzungsregelung durch die SPS mit Schrittmotor durchgeführt wurde.

Vor der Lastschaltung befindet sich das i^2 -Getriebe im V2-Bereich, das Drehmoment wird von den Kupplungen K2, L2 und dem Variator vom Antrieb zum Abtrieb übertragen.

Der in Messschrieb A zum Zeitpunkt $t = 1,9$ s durch den Druckaufbau an der Lamellenkupplung L2 verursachte Volumenstromeinbruch von kurzzeitig 3-4 l/min (s. **Bild 2-4A**) kann durch das Hydrauliksystem I nicht kompensiert werden. In Folge dessen ergibt sich im Verlauf des Abtriebsdrehmoments eine unerwünschte Drehmomentschwankung.

Die Schaltung nach **Bild 5-2A** verläuft nach der Umschaltstrategie IB, was zur Konsequenz hat, dass die K1 bei einer nachsynchronen Kettenwandler-Übersetzung betätigt und bei einer vorsynchronen eingerückt wird.

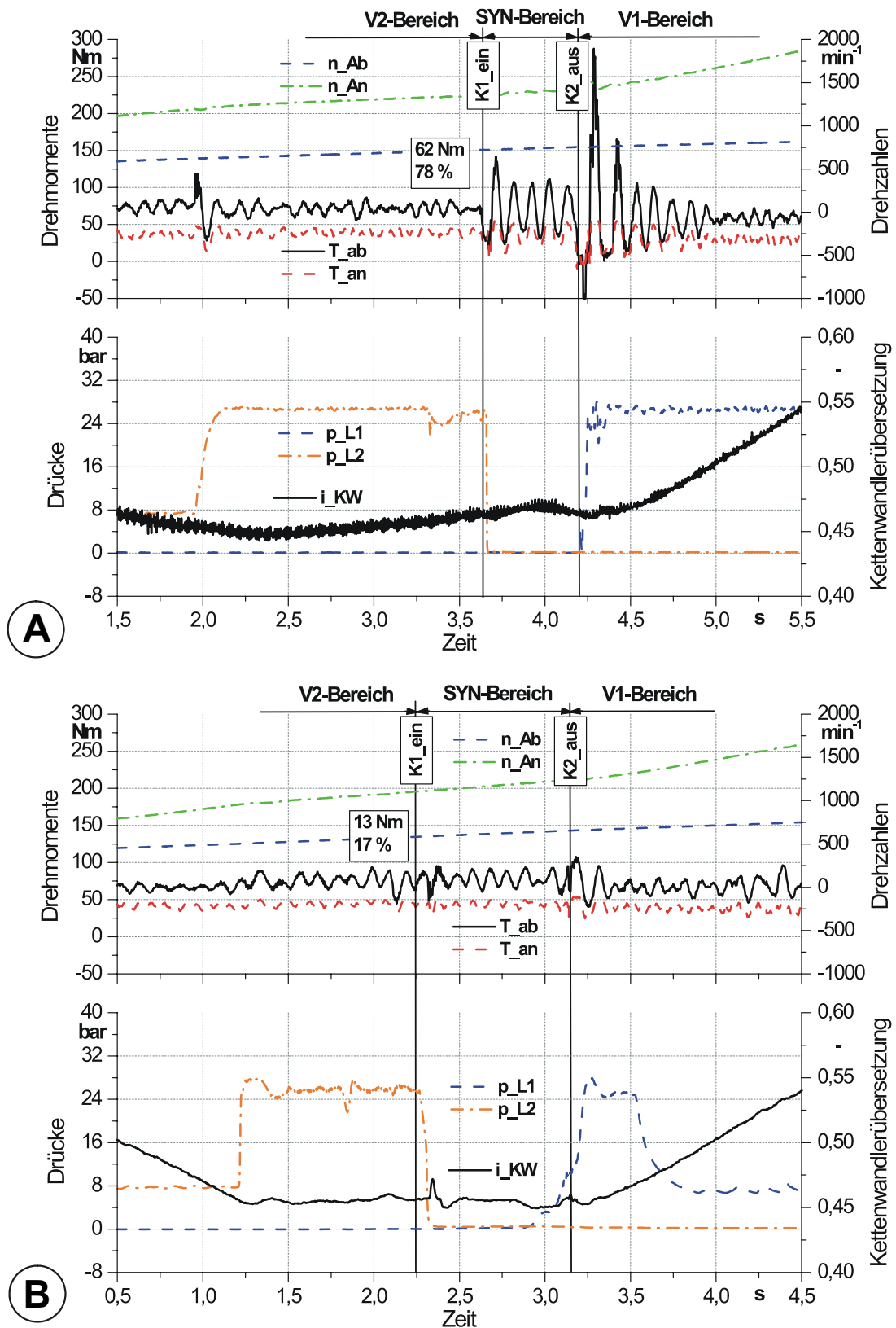


Bild 5-2: Zug-Rückschaltungen am Umschaltprüfstand FZG-CVT2

Wie es aus dem Verlauf des Abtriebsdrehmoments ersichtlich ist, bricht das Drehmoment kurz ein und schwingt weiter mit einer Amplitude von 62 Nm, was 78% des mittleren Drehmomentwertes von ca. 79 Nm entspricht. So einer Verlauf wird vom Fahrer als „Ruckeln“ empfunden, was von den Schaltungen bei einem Handschaltgetriebe bekannt ist. Da aber hier der Fahrer selbst nicht aktiv am Umschaltvorgang beteiligt ist, wird so eine Schaltung mit der Note „schlecht“ beurteilt.

Nach einer kurzen Verweilzeit im SYN-Bereich von ca. $t = 0,6$ s wird für das Weiterschalten nach V1 zum Zeitpunkt $t = 4,2$ s die Kupplung K2 bei noch offener Lamellenkupplung L1 ($p_{L1} = 0$) ausgerückt. Infolge dessen bleibt für kurze Zeit nur die synchronisierte Zahnkupplung K1 im Eingriff, der Antriebsstrang ist offen, was sich auch im Verlauf von An- und Abtriebsdrehmoment widerspiegelt. Die schließende Kupplung L1 verursacht Drehmomentspitzen bis 270 Nm am Abtrieb.

Die Schaltung nach **Bild 5-2B** verläuft nach der Umschaltstrategie IA. Die Kettenwandlerübersetzung, die vor Beginn des Lastschaltvorgangs eingestellt wird, ist jetzt größer als die Synchronpunktübersetzung – $i_{KW, \text{Start}} > i_{KW, \text{SYN}}$. Auch hier wurde ein möglichst gleichmäßiger Drehmomentverlauf am Abtrieb angestrebt. Die hier nach dem Einrückvorgang der Kupplung K1 abgelesene Amplitude beträgt nur noch 13 Nm oder 17% des mittleren Abtriebsdrehmomentwertes von ca. 76 Nm. Damit wurde eine Reduzierung der Amplitude von ca. 78% erreicht. Die kleinen Schwankungen im Abtriebsdrehmoment, verursacht durch den Umschaltvorgang, sind kaum von der eigenen Drehdynamik des Umschaltprüfstands zu differenzieren und werden das Komfortempfinden des Fahrers nicht negativ beeinflussen. Die zum Zeitpunkt $t = 2,33$ s zu erkennende Spitze im Verlauf der KW-Übersetzung ist auf die plötzliche Entlastung des Variators mit Erreichen des SYN-Bereichs ($p_{L2} < 3$ bar) zurückzuführen, wo dieser nicht mehr am Leistungsfluss beteiligt ist. Diese schnelle Übersetzungsänderung macht sich auch im Verlauf des Abtriebsdrehmoments bemerkbar. Hier ist die Aufgabe der Übersetzungsregler „vorausschauend“ die Stellgröße so einzustel-

len, dass er dieser Übersetzungsänderung entgegenwirkt und somit auch kleinere Übersetzungsabweichungen vom Sollwert ausgleicht.

Das Getriebe verweilt für ca. $t = 0,95$ s im SYN-Bereich und schaltet zum Zeitpunkt $t = 3,2$ s durch Ausrücken von K2 bei allmählich schließender Lamellenkupplung L1 in den V1-Bereich. Die optimierte Druckrampe erlaubt eine fließende Übernahme der Drehmomentübertragung durch L1. Lediglich vor dem Ausrückvorgang von K2 kommt es zu einem kleinen Einbruch im Abtriebsdrehmoment, weil der Übersetzungsregler die nach der Umschaltstrategie IA vorgeschriebene Nachsynchronübersetzung nicht einhalten kann und die KW-Übersetzung sich in vorsynchroner Richtung verstellt.

Insgesamt bleibt das mittlere Abtriebsdrehmoment im Messschrieb B über die gesamte Dauer der Schaltung positiv und zwar deutlich größer als 70 Nm, was eine **Lastschaltung** ohne Zugkraftunterbrechung darstellt.

Die zwei Messungen in **Bild 5-2** bestätigen wieder eindeutig die theoretischen Überlegungen zu den Umschaltstrategien, die in Kapitel 3.1 bzw. 3.2 für die Zug-Rückschaltungen vorgestellt wurden.

5.1.3 Schnellschaltungen

Von besonderer Bedeutung, speziell für den Fahrzeugeinsatz, z. B. bei Kick-down-Beschleunigung sind die s. g. Schnellschaltungen, ohne Verweilzeit im SYN-Bereich. Hier gilt es insbesondere die Systemgrenzen auszuloten und möglichst kurze Synchronisierungszeiten bzw. Schaltzeiten zu realisieren. **Bild 5-3** stellt eine solche Schnellschaltung vom V1 in den V2-Bereich dar. In den zwei Graphen sind die selben Größen wie zuvor in **Bild 5-1** und **Bild 5-2** eingetragen. Allerdings sind hier für jede Zahnkupplung jeweils zwei senkrechte Linien zu erkennen. Die Erste gibt den Zeitpunkt an, wenn die Kupplung betätigt wird und die Zweite den Zeitpunkt, wenn die Kupplung ein- bzw. ausgerückt wird. So können exakt die Synchronisierungszeiten für K1 und K2 abgelesen werden und zwar: $t_{\text{Synchr., K2}} = 0,056$ s; $t_{\text{Synchr., K1}} = 0,030$ s. Die sehr kurze Zeit zum Synchronisieren der Kupplungen wirkt sich nicht negativ auf den Schaltkomfort aus.

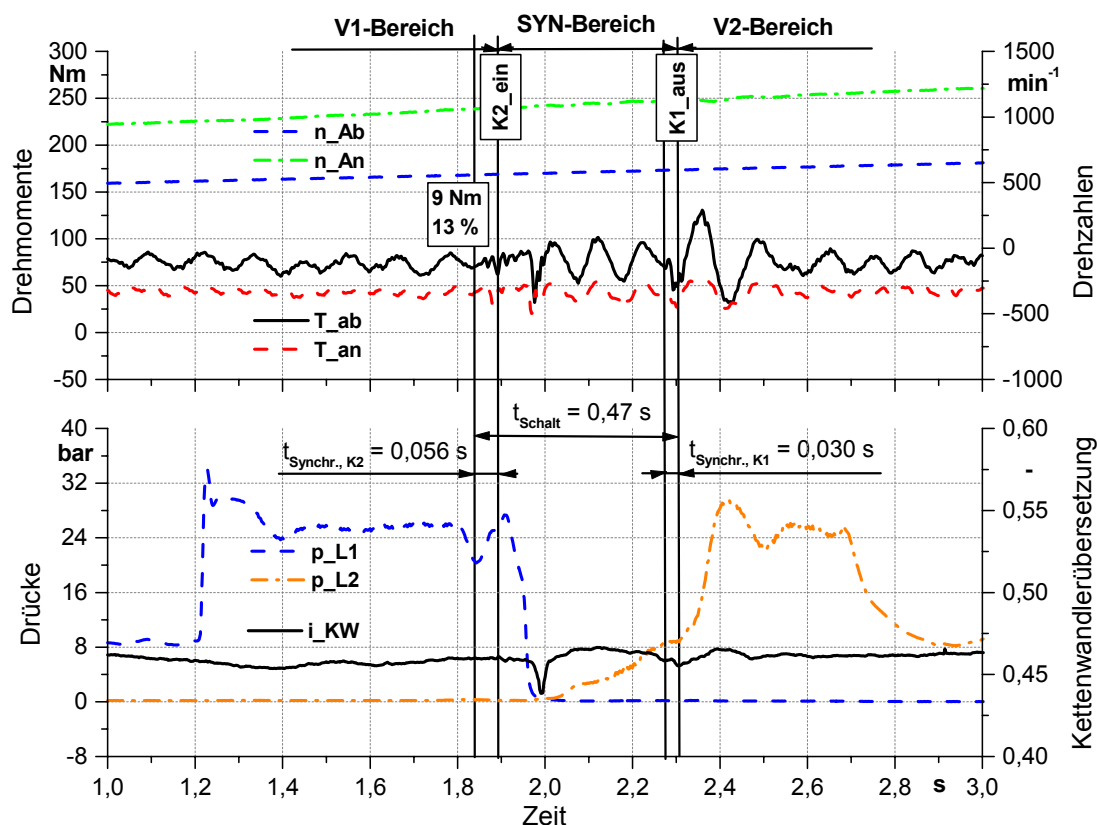


Bild 5-3: Zug-Hoch-Schnellschaltung am Umschaltprüfstand FZG-CVT2

So beträgt die Amplitude im Abtriebsdrehmoment nach Einrücken von K2 nur 9 Nm oder 13% des mittleren Abtriebsdrehmoments, was vergleichbar mit der Messung in **Bild 5-1B** ist. Der kleine Drehmomenteinbruch zum Zeitpunkt $t = 2,3$ s beim Ausrücken der Kupplung K1 ist mit der eingestellten nachsynchronen Kettenwandler-Übersetzung zu erklären, was der hier gültigen Umschaltstrategie IB widerspricht, s. **Bild 3-7**.

Die gesamte Schaltzeit bei dieser Schnellschaltung, die sich von der Betätigung der Kupplung K2 bis zum Ausschalten der Kupplung K1 erstreckt, beträgt insgesamt 0,47 s. Wenn diese Schaltzeit mit den für Automatikgetriebe üblichen Schaltzeiten von 0,3 – 0,5 s verglichen wird, so ist festzustellen, dass diese im Bereich der herkömmlichen Automatikgetriebe liegt.

5.2 Untersuchung des Schubbetriebs

5.2.1 Schub-Rückschaltungen

In **Bild 5-4** sind zwei Schub-Rückschaltungen, die auf dem Umschaltprüfstand durchgeführt wurden, dargestellt. Bei beiden Messschrieben (A und B) sind in der ersten Grafik die Drehzahlen von An- und Abtrieb (n_{An} , n_{Ab}) und die Drehmomente (T_{an} , T_{ab}) eingetragen. In der zweiten Grafik sind die Druckverläufe an den Lamellenkupplungen (p_{L1} , p_{L2}) und die Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) dargestellt. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Schaltzeitpunkte der synchronisierten Zahnkupplungen und grenzen gleichzeitig die Fahrbereiche des i^2 -Getriebes voneinander ab.

Die Schaltung nach Messschrieb A ist einer der ersten erfolgreichen Umschaltvorgänge und wurde vor dem Umbau des Umschaltprüfstands FZG-CVT2 aufgenommen. Dabei wurde die komplette Lastschaltung von der SPS-Steuerung und dem Hydrauliksystem I gemäß [5.2], vgl. Kap. 2.3.1 bzw. **Bild 2-4A**, übernommen. Für die Übersetzungsregelung am Kettenwandler wurde eine Regelung durch die SPS mit Schrittmotor verwendet.

Vor der Lastschaltung befindet sich das i^2 -Getriebe im V2-Bereich, wobei K2 und L2 im Eingriff sind. Zum Zeitpunkt $t = 1,96$ s wird im Messschrieb A der Systemdruck zum sicheren Einschalten der K1 mit dem Hydrauliksystem I, s. **Bild 2-3**, hochgesetzt. Der innerhalb von 0,12 s von 10 auf 27 bar steigende Druck an der Kupplung L2 verursacht einen Volumenstromeinbruch vor dem Kettenwandler von ca. 4 l/min. Als Folge brechen An- und Abtriebsmoment um ca. 50% des mittleren Drehmoments von -100 Nm zusammen. Durch den Einsatz des Hydrauliksystems II hat das Druckhochsetzen der Lamellenkupplung L2 im Messschrieb B keine Auswirkungen auf den Verlauf des Abtriebsdrehmomentes.

Die Schaltungen nach **Bild 5-4** (A und B) in den SYN-Bereich verlaufen nach der für die Schub-Rückschaltungen gültigen Umschaltstrategie IB, vgl. **Bild 3-4**.

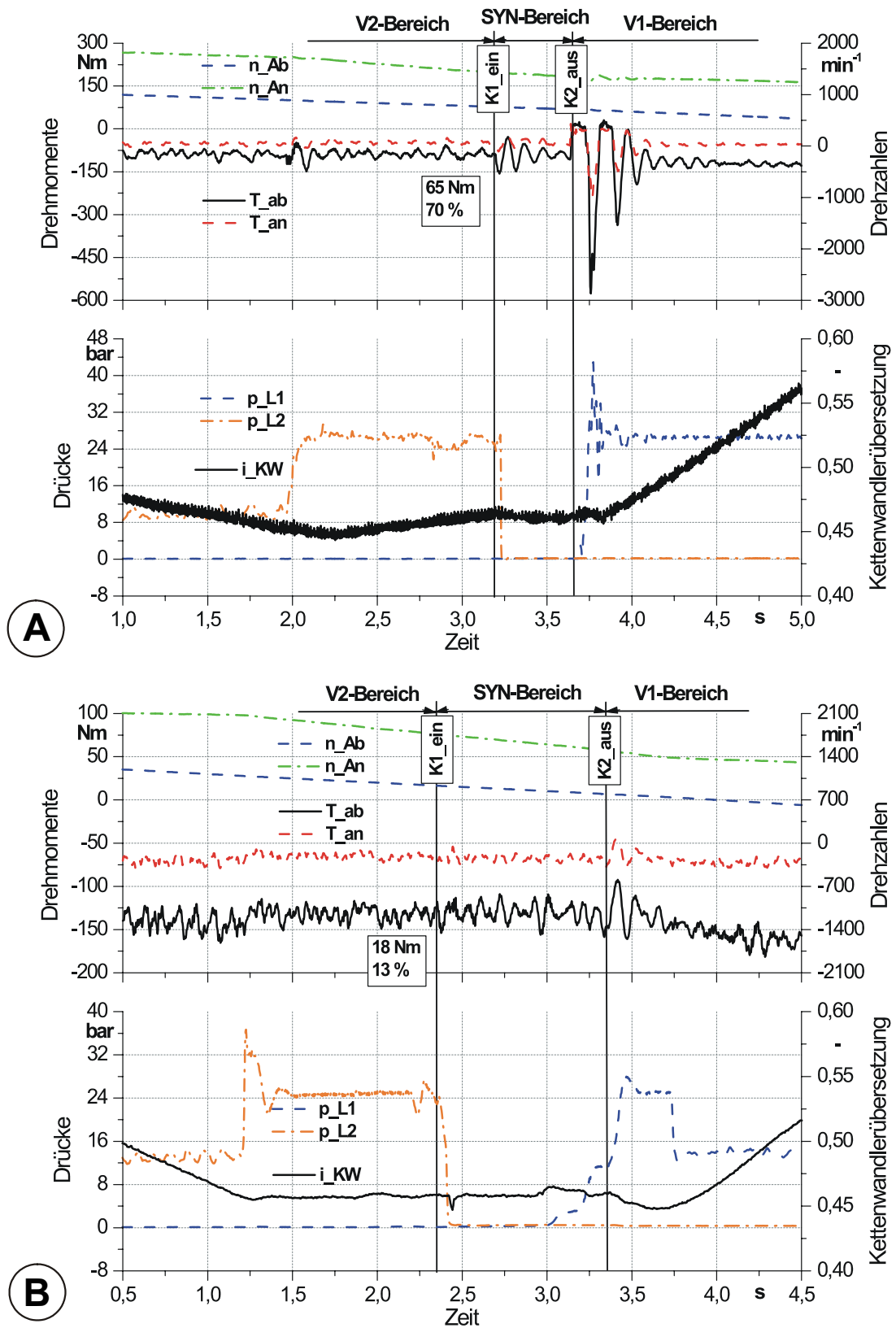


Bild 5-4: Schub-Rückschaltungen am Umschaltprüfstand FZG-CVT2

K1 wird dabei bei einer nachsynchronen KW-Übersetzung betätigt und nach dem Synchronisiervorgang bei vorsynchroner KW-Übersetzung eingeschaltet. Die zum Zeitpunkt $t = 3,2$ s einrückende Kupplung K1 in Messung A verursacht eine Drehmomentüberhöhung am Abtrieb mit einer Amplitude von 65 Nm oder 70% des mittleren Abtriebsdrehmoments. Dagegen ist der Einrückvorgang der synchronisierten Zahnkupplung K1 in Messung B zum Zeitpunkt $t = 2,35$ s kaum von der Eigendynamik des Abtriebsdrehmoments zu unterscheiden und wird mit einer Amplitude von 18 Nm oder 13% des anliegenden Drehmoments von Fahrer und Beifahrer nicht zu spüren sein.

Die Teilschaltungen V2-SYN in **Bild 5-4** zeigen deutlich, dass für einen besseren Schaltkomfort nicht nur die Wahl der richtigen Umschaltstrategie eine Rolle spielt, sondern auch die Regelgüte bzw. die eingestellte KW-Verstellgeschwindigkeit ($\Delta i/\Delta t$) mitentscheidend sind.

Im weiteren Verlauf der Schaltung nach **Bild 5-4A** verweilt der Antriebsstrang im SYN-Bereich für ca. 0,47 s bevor K2 bei $t = 3,67$ s ausgerückt wird. Da die Lamellenkupplung L1 noch offen ist, wird die Drehmomentübertragung kurzzeitig unterbrochen. Die schließende Kupplung L1 übernimmt weiter die Drehmomentübertragung ab einem Druck von ca. 16 bar und verursacht eine abtriebsseitige Drehmomentschwingung von knapp -600 Nm. Der Umschaltprüfstand wird weiter über K1 und L1 im V1-Bereich betrieben.

Die Verweilzeit im SYN-Bereich bei der Schaltung nach **Bild 5-4B** beträgt ca. 1 s. Nachdem die entlang der vordefinierten Druckrampe schließende Lamellenkupplung L1 die Drehmomentübertragung allmählich übernimmt und die K2 ausgerückt werden kann, übernimmt im V1-Bereich bei ca. $t = 3,35$ s die Getriebe-Regelungsoberfläche die KW-Übersetzungsregelung. Anstatt die Übersetzung im Synchronpunkt zu halten, verstellt der Regler die KW-Übersetzung in Richtung nachsynchron mit einer Verstellgeschwindigkeit von $0,09 \text{ s}^{-1}$. Diese Übersetzungsänderung wirkt sich negativ im Verlauf des Abtriebsdrehmoments aus und verursacht einen Einbruch. Dies zeigt, dass sehr hohe Anforderungen an die Übersetzungsregelung (Regelgüte der Übersetzung) zu stellen sind.

5.2.2 Schub-Hochschaltungen

Schub-Hochschaltungen finden statt, wenn bei Gefällestrrecken die potentiell gespeicherte Energie der Wagenmasse das Fahrzeug ohne Gas gegen Roll-, Luft- und Bremswiderstand über die im Gesamtfahrzeugregler definierte Hochschaltgrenze beschleunigt oder wenn die Hochschaltgrenzen bei Vollgas höher als bei Schub liegen und das Gas nach einem Beschleunigungsvorgang soweit zurückgenommen wird, dass der GFR sich für eine Hochschaltung entscheidet [5.3].

Bild 5-5 zeigt zwei solche Schaltungen. Analog zu **Bild 5-4** sind auch hier bei beiden Messschrieben (A und B) in der ersten Grafik die Drehzahlen von An- und Abtrieb (n_{An} , n_{Ab}) und die Drehmomente (T_{an} , T_{ab}) eingetragen. In der zweiten Grafik sind die Druckverläufe an den Lamellenkupplungen (p_{L1} , p_{L2}) und die Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) dargestellt. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Schaltzeitpunkte der synchronisierten Zahnkupplungen und grenzen gleichzeitig die Fahrbereiche des i^2 -Getriebes voneinander ab.

Auch hier ist die Schaltung nach Messschrieb A eine der ersten erfolgreichen Schub-Hochschaltungen, die am Umschaltprüfstand FZG-CVT2 mit der SPS-Steuerung, dem Hydrauliksystem I nach [5.2], vgl. Kap. 2.3.1 bzw. **Bild 2-4A** und der Übersetzungsregelung durch die SPS mit Schrittmotor durchgeführt wurde.

Vor der Lastschaltung befindet sich das i^2 -Getriebe im V1-Bereich, die Leistung wird von den Kupplungen K1, L1 und dem Variator vom Abtrieb zum Antrieb übertragen.

Für die Schaltung nach **Bild 5-5A** wird die Umschaltstrategie IB zugrundegelegt, was zur Konsequenz hat, dass K2 bei einer nachsynchronen Kettenwandler-Übersetzung betätigt und bei einer vorsynchronen eingerückt wird.

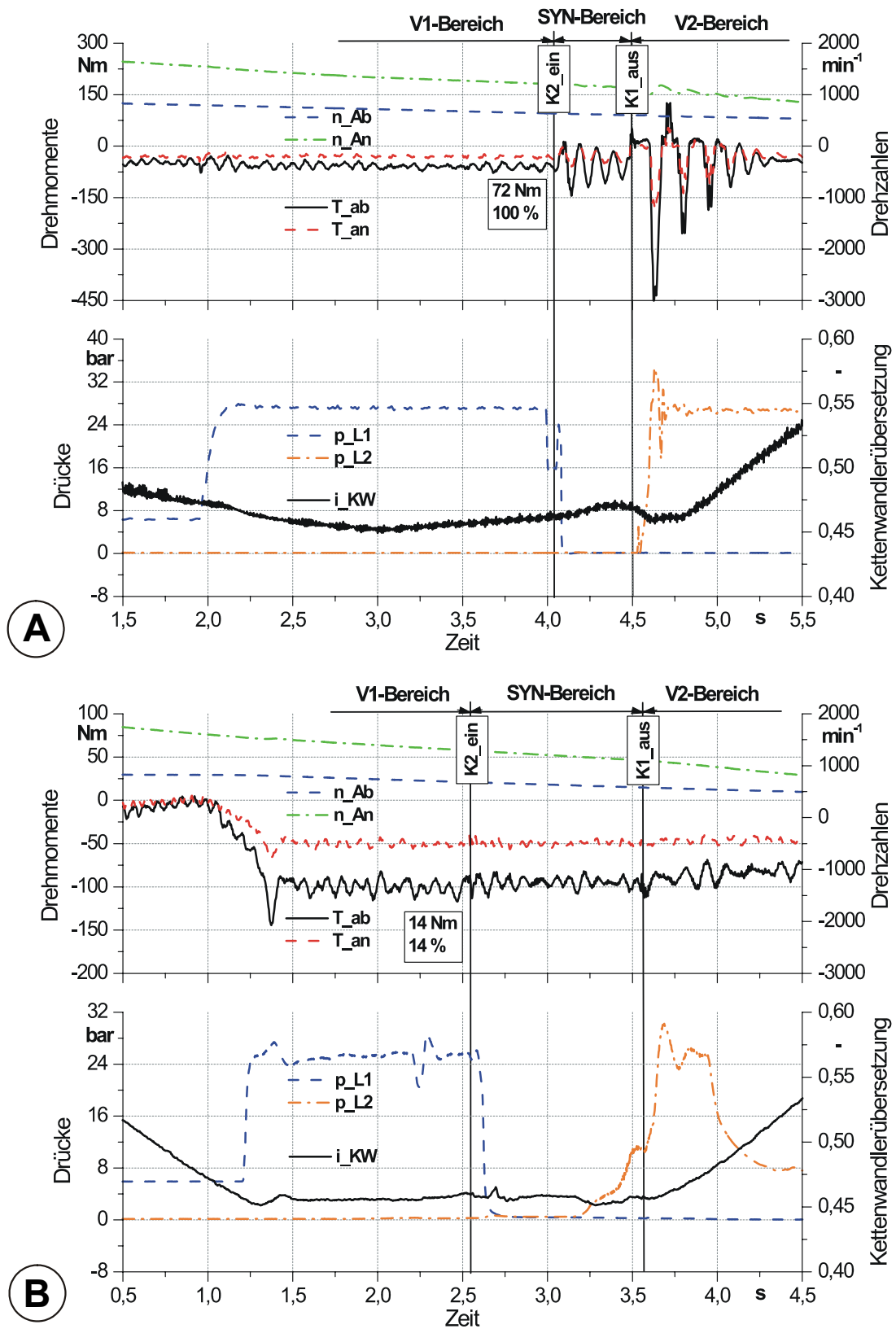


Bild 5-5: Schub-Hochschaltungen am Umschaltprüfstand FZG-CVT2

Wie aus dem Verlauf von An- und Abtriebsdrehmoment ersichtlich ist, brechen die Drehmomente kurz nach dem Einrücken von K2 auf Null ab und schwingen weiter mit einer Amplitude von 72 Nm, was 100% des mittleren Drehmomentwertes entspricht. So ein Verlauf der Schaltung wird vom Fahrer beanstandet und als „schlecht“ beurteilt.

Nach einer kurzen Verweilzeit im SYN-Bereich von ca. $t = 0,46$ s wird für das Weiterschalten nach V2 zum Zeitpunkt $t = 4,5$ s die Kupplung K1 bei noch offener Lamellenkupplung L2 ($p_{L2} = 0$) ausgerückt. Infolge dessen bleibt für kurze Zeit nur die synchronisierte Zahnkupplung K2 im Eingriff, der Antriebsstrang ist offen, was sich auch im Verlauf von An- und Abtriebsdrehmoment widerspiegelt. Die schließende Kupplung L1 verursacht Drehmomentspitzen bis -450 Nm am Abtrieb.

Die Schaltung nach **Bild 5-5B** verläuft nach der Umschaltstrategie IA. Die Kettenwandlerübersetzung, die vor Beginn des Lastschaltvorgangs eingestellt wird, ist jetzt größer als die Synchronpunktübersetzung – $i_{KW, \text{Start}} > i_{KW, \text{SYN}}$. Auch hier wurde ein möglichst gleichmäßiger Drehmomentverlauf am Abtrieb angestrebt. Die Drehmomentspitze zwischen $t = 1,32 - 1,42$ s ist auf die Verstellgeschwindigkeit des KW-Übersetzungsreglers von $\Delta i/\Delta t = 0,08 \text{ s}^{-1}$ zurückzuführen, der sehr schnell die Übersetzungsabweichung vom Sollwert ausregelt.

Die hier nach dem Einrückvorgang der Kupplung K2 abgelesene Amplitude beträgt nur noch 14 Nm oder 14% des mittleren Abtriebsdrehmomentwertes. Damit wurde eine Reduzierung der Amplitude im Vergleich zu Messung A von 86% erreicht. Die kleinen Schwankungen im Abtriebsdrehmoment, verursacht durch den Umschaltvorgang, sind nicht von der Drehdynamik des Umschaltprüfstands zu differenzieren und werden das Komfortempfinden des Fahrers nicht negativ beeinflussen.

Das Getriebe verweilt für ca. $t = 1$ s im SYN-Bereich und schaltet zum Zeitpunkt $t = 3,57$ s durch Ausrücken von K1 bei allmählich schließender Lamellenkupplung L2 in den V2-Bereich. Auch hier ist die Lastübernahme sehr sanft und im Verlauf des Abtriebsdrehmoments nicht erkennbar.

Die zwei Messungen in **Bild 5-5** bestätigen wieder eindeutig die theoretischen Überlegungen zu den Umschaltstrategien, die in Kapitel 3.1 bzw. 3.2 für die Schub-Hochschaltungen vorgestellt wurden.

5.2.3 Schnellschaltungen

Um die Systemgrenzen bei diesem neuartigen Getriebe zu erforschen, wurden auch für den Schubbetrieb Schnellschaltungen am Umschaltprüfstand gefahren. Hier gilt es insbesondere möglichst kurze Synchronisierungszeiten bzw. Schaltzeiten zu erreichen. In **Bild 5-6** ist eine schnelle Schub-Rückschaltung vom V2 in den V1-Bereich, ohne Verbleib im SYN-Bereich, dargestellt.

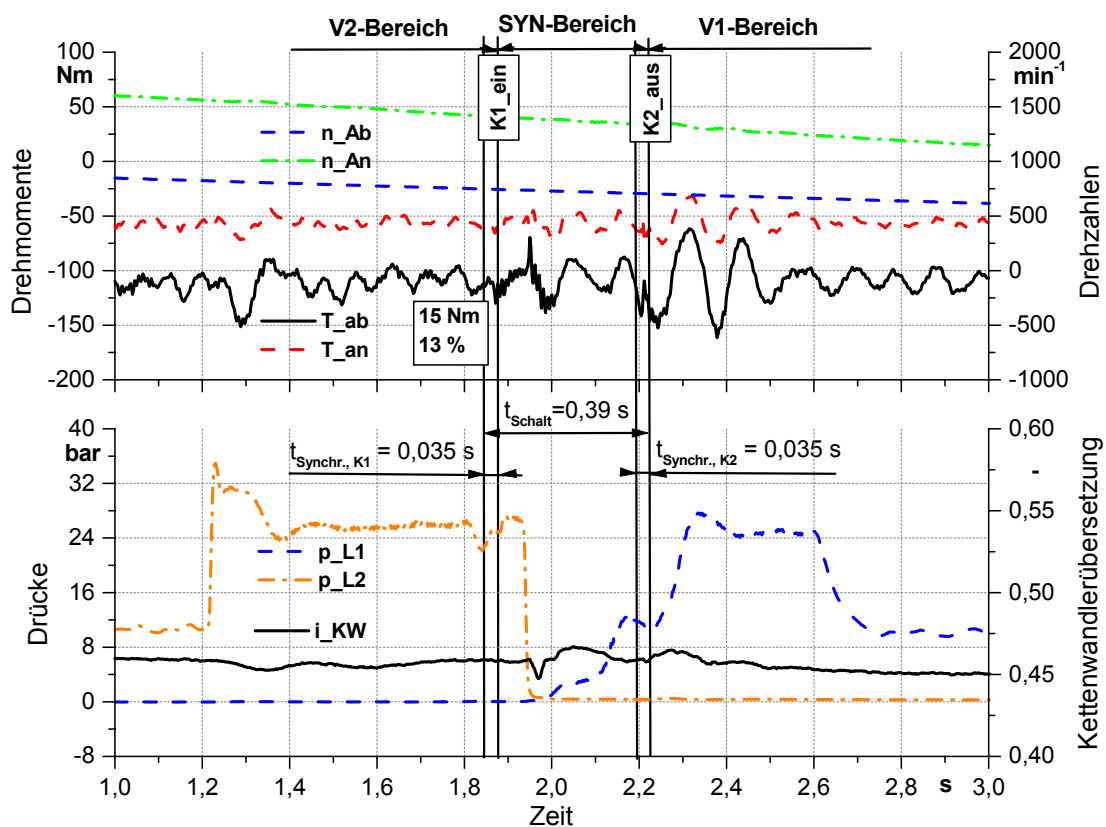


Bild 5-6: Schub-Rück-Schnellschaltung am Umschaltprüfstand FZG-CVT2

In den zwei Graphen sind die Größen wie zuvor in **Bild 5-4** bzw. **Bild 5-5** eingetragen. Allerdings sind hier für jede Zahnkupplung jeweils zwei senkrechte Linien zu erkennen. Die Erste gibt immer den Zeitpunkt an, wenn die Kupplung betätigt wird und die Zweite den Zeitpunkt, wenn die Kupplung ein- bzw. ausge-

rückt wird. So können exakt die Synchronisierungszeiten für K1 und K2 abgelesen werden. Bei dieser Messung wurden gleiche Zeiten $t_{\text{Synchr.}}$ für beide Kupplungen ermittelt, die im Bereich von 0,035 s liegen. Ähnliche Synchronisierungszeiten wurden auch zuvor in **Bild 5-3** abgelesen. Die sehr kurze Zeit zum Synchronisieren der Kupplungen wirkt sich keinesfalls negativ auf den Schaltkomfort aus.

So beträgt die Amplitude im Abtriebsdrehmoment nach Einrücken von K1 nur 15 Nm oder 13% des mittleren Abtriebsdrehmoments, was vergleichbar mit der Messung in **Bild 5-4B** ist. Die eingestellte Druckrampe an der schließenden Lamellenkupplung L1 erlaubt einen sanften Schaltübergang vom SYN- in den V1-Bereich. Die nach der Schaltung initiierten Schwankungen im Abtriebsdrehmoment können durch eine bessere Abstimmung zwischen den beiden Übersetzungsreglern von CVT-SG und Regelungsoberfläche verhindert werden.

Die gesamte Schaltzeit bei dieser Schnellschaltung, die sich von der Betätigung der Kupplung K1 bis zum Ausrücken der Kupplung K2 erstreckt, beträgt insgesamt 0,39 s und ist um 0,08 s kürzer als die im Zugbetrieb nach **Bild 5-3** realisierte Schaltzeit.

Weitere Potentiale für eine Schaltzeitreduzierung bestehen in der Überschneidung der Druckrampen von L2 und L1. Zum Beispiel könnte die Füllphase von L1, die jetzt im Intervall $t = 2,0...2,1$ s stattfindet, schon am Ende des V2-Bereichs begonnen werden, was eine Schaltzeitverkürzung von ca. 100 ms bedeutet. Aus sicherheitstechnischen Gründen wurde an dieser Stelle auf die Umsetzung dieser Potentiale verzichtet.

5.3 Vergleich zwischen Umschaltstrategie I und II

Wie schon in Kapitel 2.2 und 3 angesprochen wurde, ist es möglich, die Drehmoment- und Leistungsübertragung im SYN-Bereich über die zwei Lamellenkupplungen - L1 und L2 – nach **Umschaltstrategie II** zu realisieren. Dazu wurde der Quell-Code des Umschalt-Steuergeräts umprogrammiert und auf die neue Reihenfolge des Umschaltvorgangs eingestellt.

Bild 5-7 zeigt exemplarisch zwei Messungen von Umschaltvorgängen nach der Umschaltstrategie II: A – eine Zug-Hochschaltung; B – eine Schub-Rückschaltung. Ähnlich wie in den Bildern zuvor sind auch hier bei beiden Messschritten (A und B) in der ersten Grafik die Drehzahlen von An- und Abtrieb (n_{An} , n_{Ab}) und die Drehmomente (T_{an} , T_{ab}) eingetragen. In der zweiten Grafik sind die Druckverläufe an den Lamellenkupplungen (p_{L1} , p_{L2}) und die Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) dargestellt. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Schaltzeitpunkte der synchronisierten Zahnkupplungen und grenzen gleichzeitig die Fahrbereiche des i^2 -Getriebes voneinander ab.

In **Bild 5-7A** befindet sich der Antriebsstrang am Anfang der Schaltung im V1-Bereich. Zum Zeitpunkt $t = 2,25$ s beginnt der Druckaufbau an der Kupplung L2 und bei $t = 2,54$ s wird das Druckniveau erreicht, bei dem die Kupplung K1 erfolgreich ausgerückt wird. Der Ausrückvorgang zusammen mit der anschließenden Übersetzungsverstellung in Richtung nachsynchron mit Verstellgeschwindigkeit $\Delta i/\Delta t = 0,53$ s⁻¹ führt zuerst zum Einbruch im Abtriebsdrehmoment und weiter zu einer Schwankung mit Amplitude von 25 Nm oder 45% des mittleren Abtriebsdrehmoments. Im SYN-Bereich wird die Leistung reibschlüssig von L1 und L2 übertragen, die auf einem hohen Druckniveau von ca. 24 bar angepresst werden. Da hier der Kettenwandler nicht im Leistungsfluss liegt, liegt keine Information von den mechanischen Drehmomentfühlern vor über das aktuell übertragene Abtriebsdrehmoment. Die Überanpressung an den Lamellenkupplungen soll die Drehmomentübertragung in jeder Situation sicherstellen, was sowohl aus energetischer Sicht als auch aus Bauteilfestigkeitsgründen als „ungünstig“ einzuschätzen ist.

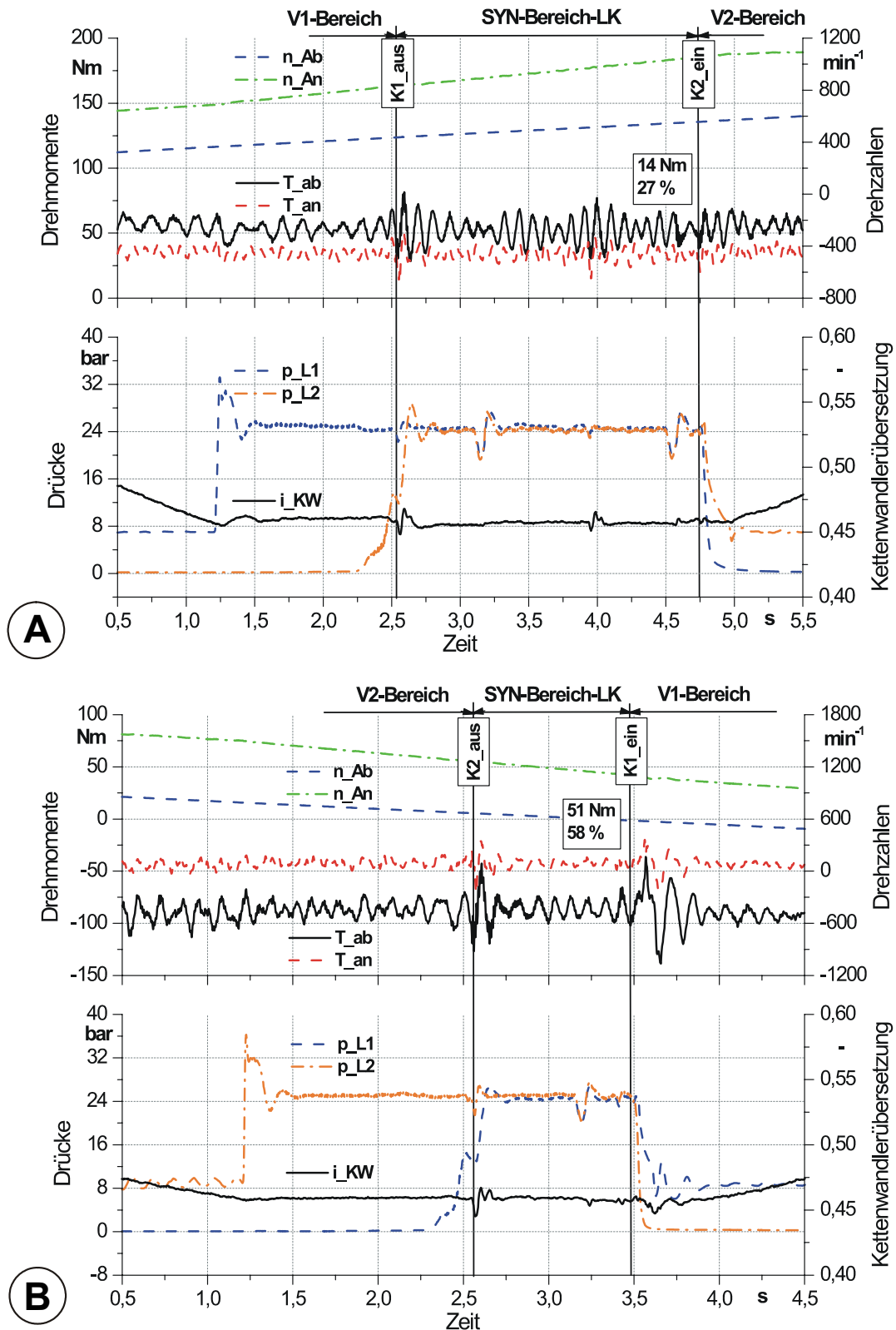


Bild 5-7: Zug-Hoch- und Schub-Rückschaltung am Umschaltprüfstand FZG-CVT2 nach Umschaltstrategie IIB

Im weiteren Verlauf müssen Kupplungen K2 eingerückt und L1 drucklos geschaltet werden, damit der V2-Bereich erreicht wird. Die relativ lange Verweilzeit im SYN-Bereich von ca. 2,2 s ist mit dem fehlgeschlagenen ersten Versuch zum Einrücken von K2 zu erklären, der bei ca. $t = 3,93$ s abgebrochen wird. Erst beim zweiten Versuch wird K2 nach langer Synchronisierungszeit von ca. 0,194 s erfolgreich eingeschaltet und verursacht dabei einen Einbruch im Abtriebsdrehmoment mit anschließenden Schwankungen. Die abgelesene Amplitude beträgt hier 14 Nm oder 27% des mittleren Abtriebsdrehmoments. Im Vergleich zum Umschaltvorgang nach **Bild 5-1B (Umschaltstrategie IB)** muss der Fahrer bei dem Umschaltvorgang nach **Bild 5-7A (Umschaltstrategie IIB)** mit deutlichen Komforteinbußen rechnen.

Bei der Schub-Rückschaltung nach **Bild 5-7B (Umschaltstrategie IIB)** sind am Anfang L2 und K2 im Eingriff (V2-Bereich). Hier wird zum Zeitpunkt $t = 2,56$ s bei entlang einer vordefinierten Druckrampe schließender Kupplung L1 die Kupplung K2 ausgerückt. Auch bei dieser Schaltung wird ein Einbruch im Abtriebsdrehmoment beobachtet, welcher durch die Verstellung des Kettenwandlers mit $\Delta i/\Delta t = 0,2 \text{ s}^{-1}$ mitverursacht wird. Die Amplitude beträgt 42 Nm oder 49% des mittleren Abtriebsdrehmoments.

Nach einer Verweilzeit im SYN-Bereich von ca. 0,92 s wird anschließend die Leistung durch L1 und L2 reibschlüssig übertragen, die Kupplung K1 wird eingerückt, der Druck an L2 abgebaut und das i^2 -Getriebe erreicht den V1-Bereich. Hier kommt es wieder zum Einbruch im Abtriebsdrehmoment. Die schlechte Übergabe der KW-Übersetzungsregelung zwischen CVT-SG und Regelungsoberfläche trägt auch dazu bei, dass sich eine Schwankung mit Amplitude von 51 Nm oder 58% des mittleren Abtriebsdrehmoment ausbildet. Verglichen mit der Messung vom **Bild 5-4B (Umschaltstrategie IB)** bietet auch dieser Umschaltvorgang schlechteren Schaltkomfort an.

Insgesamt fällt der Vergleich der beiden Umschaltstrategien zu Gunsten von **Umschaltstrategie I** aus, die sich sowohl aus energetischer als auch aus Schaltkomfort-Sicht als vorteilhafter erweist.

6 Der Lastschaltvorgang am FZG-UPA Prüfstand

Der komplette Antriebsstrang des Autarken Hybrid wurde für die System-Inbetriebnahme und Verbrauchsuntersuchungen am Systemprüfstand der FZG aufgebaut, s. **Bild 6-1**. Der Antriebsstrang wird am Prüfstand von einem Verbrennungsmotor angetrieben, entsprechend dem Prototypfahrzeug. Der V-Motor ist über eine Kardanwelle mit der Eingangswelle des i^2 -Getriebes verbunden [6.1], [6.2].

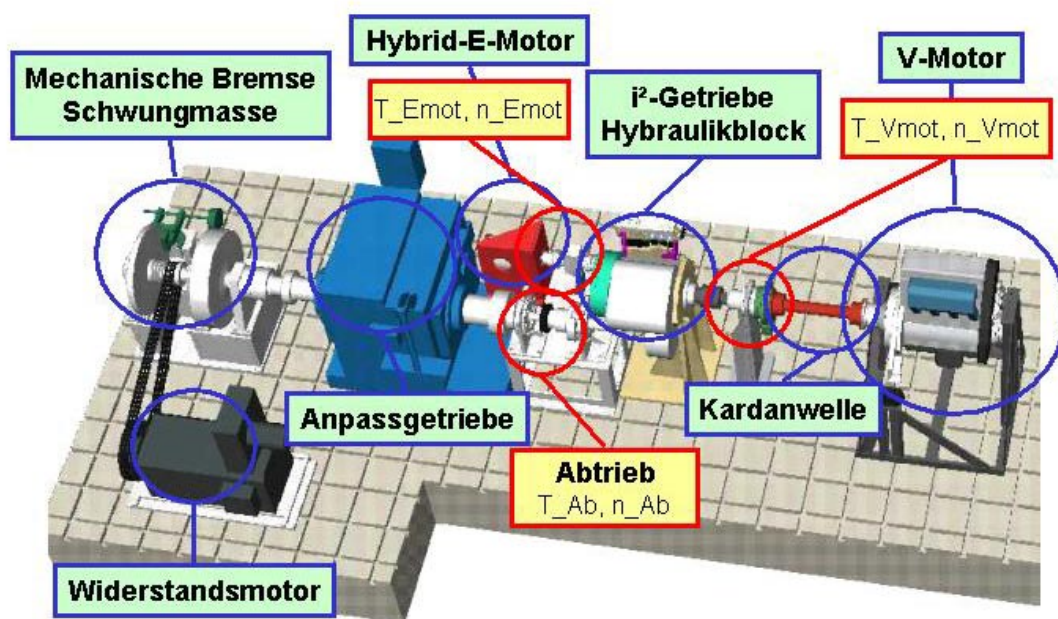


Bild 6-1: Antriebsstrang des Autarken Hybrids am FZG-UPA Prüfstand

Zwischen V-Motor und Getriebe ist eine Messwelle eingebaut, um Eingangsdrehzahlen und -drehmomente von V-Motor (n_{Vmot} , T_{Vmot}) zu messen. Eine Sicherheitskupplung schützt das i^2 -Getriebe vor Überlast.

Das Prüfgetriebe samt Regelung und Hydraulik entspricht dem am Umschaltprüfstand, s. Kap. 4.1, und im Prototypfahrzeug eingebauten Getriebe.

Als E-Maschine kommt am Systemprüfstand eine schnelllaufende Synchronmaschine mit Drehzahlen bis $15000 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ zum Einsatz. Um den Drehzahlbereich an den des Verbrennungsmotors anzupassen, ist eine Zahnradstufe mit

$i = 3$ am Getriebeeingang vorgeschaltet. Hier ist wieder eine Messwelle eingebaut, die die Erfassung von Eingangsdrehzahlen und -drehmomenten vom E-Motor (n_{Emot} , T_{Emot}) erlaubt.

Am Abtrieb des i^2 -Getriebes werden entsprechend Abtriebsdrehzahlen und -drehmomente gemessen.

Der abtriebsseitige Aufbau dient dazu, Massenträgheit und Fahrwiderstand des Fahrzeugs nachzubilden. Das Anpassgetriebe hat hierbei die Aufgabe, die Drehzahlen für das Schwungrad so weit anzuheben, dass die Schwungenergie des PKW in dem Schwungrad simuliert werden kann. Eine Sicherheitskupplung an der Schwungmasse dient dazu, eine abtriebsseitige Überlastung des Antriebsstrangs durch die Schwungmasse zu verhindern. Über den Widerstandsmotor, der mittels einer Riemenstufe angekuppelt ist, können gezielt Fahrwiderstände (Luftwiderstand; Steigung) aufgebracht werden. Zum Aufbringen von zusätzlichen Lastmomenten kann jederzeit die zur Verfügung stehende mechanische Bremse betätigt werden.

Der Systemprüfstand ist schließlich mit einem Messdatenerfassungssystem ausgerüstet, das Messsignale von den zahlreichen Sensoren des Steuerungsnetzwerkes liest und diese in einem Mess-PC abspeichert und somit dem Bediener erlaubt, detaillierte Untersuchungen durchzuführen und gleichzeitig den Prüfstand zu überwachen.

Grundsätzlich können auf dem FZG-UPA Prüfstand Umschaltvorgänge in allen vier Quadranten realisiert und getestet werden: Zug-Hochschaltungen und Zug-Rückschaltungen; Schub-Hochschaltungen und Schub-Rückschaltungen. In der Praxis treten im Normalbetrieb häufiger die Zug-Hochschaltung und die Schub-Rückschaltung auf.

Am Systemprüfstand konnte zum ersten Mal die Funktionalität des Getriebes im gesamten Antriebsstrang mit Verbrennungsmotor nicht nur in Einzelschaltungen sondern insbesondere beim Durchfahren der standardisierten Fahrzyklen (FTP72, NEFZ) unter Beweis gestellt werden.

Nach der erfolgreichen Voroptimierung des Lastschaltvorgangs am Umschaltprüfstand wurden die Erkenntnisse auf das i^2 -Getriebe im Antriebsstrang auf dem Systemprüfstand übertragen.

Nachdem bereits in Kapiteln 5.1 und 5.2 die Lastschaltvorgänge im Zug- und Schubbetrieb am Umschaltprüfstand ausführlich untersucht und diskutiert wurden, wird in Kapiteln 6.1 und 6.2 das Hauptaugenmerk auf den Einfluss der Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit beim Zuschalten der Zahnkupplung auf den Abtriebsdrehmomentverlauf und somit auch auf den Schaltkomfort gelegt.

6.1 Untersuchung des Zugbetriebs im Gesamtantriebsstrang des Autarken Hybrid

Für die Zug-Hochschaltung wird der Prüfstand im V1-Bereich mit dem Elektromotor hochgefahren und abhängig von der Leistungsanforderung wird zu einem späteren Zeitpunkt der Verbrennungsmotor angekuppelt. Das i^2 -Getriebe wird dabei kontinuierlich in Richtung Synchronpunkt verstellt. Nach dem Lastschaltvorgang wird der Prüfstand weiter im V2-Bereich beschleunigt und die Übersetzung in Richtung Overdrive verstellt.

Bild 6-2 zeigt eine solche Zug-Hochschaltung. In der Grafik oben sind die Drehzahlen von Abtrieb, V-Motor und Elektromotor (n_{Ab} , n_{Vmot} , n_{Emot}) sowie die entsprechenden Drehmomentverläufe dargestellt (T_{Ab} , T_{Vmot} , T_{Emot}). Dabei fallen die Drehzahlen von V-Motor und Elektromotor zusammen, weil der V-Motor zugekuppelt ist und den Prüfstand mit ca. 100 Nm antreibt. Der Elektromotor wird im Leerlauf mitgeschleppt und liefert kein Drehmoment am Antrieb ($T_{Emot} = 0$). In der unteren Grafik sind die Druckverläufe an den beiden Lamellenkupplungen und die Kettenwandlerübersetzung zu finden.

Vor dem Zuschalten der Kupplung K2 verstellt der Übersetzungsregler die KW-Übersetzung gemäß Umschaltstrategie IB von nachsynchron nach vorsynchron mit einer Verstellgeschwindigkeit von $\Delta i/\Delta t = 0,07 \text{ s}^{-1}$. Dabei sind Start- und Endpunkt der maßgeblichen Verstellung in der Graphik durch kleine Kreise gekennzeichnet. Die unter diesen Bedingungen einrückende Kupplung K2 (K2_ein, senkrechte Linie) verursacht eine Drehmomentschwankung, abtrieb-

seitig, mit eine Amplitude von 171 Nm oder 32% des mittleren Abtriebsdrehmoments.

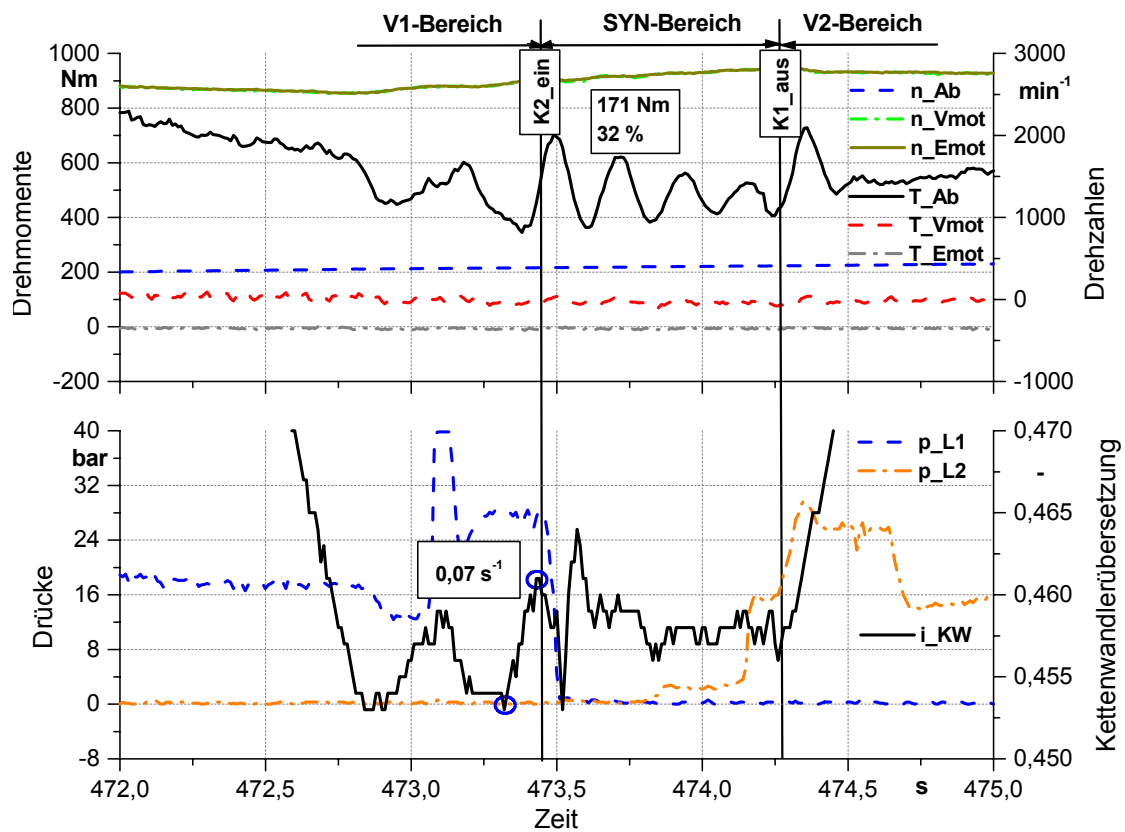


Bild 6-2: Zug-Hochschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,07 \text{ s}^{-1}$

Im weiteren Verlauf der Schaltung von SYN- nach V2-Bereich kann der Übersetzungsregler nicht die nach Umschaltstrategie IB geforderte vorsynchrone KW-Übersetzung halten und es kommt bei der Lastübernahme durch die Lamellenkupplung L2 zu einem kleinen Einbruch im Abtriebsdrehmoment.

In **Bild 6-3** ist eine weitere Zug-Hochschaltung dargestellt. Hier wird der Elektromotor mit ca. 16 Nm als Generator betrieben und übernimmt somit Lichtmaschinenfunktionen. Damit bewirkt dieser auch eine Lastanhebung am V-Motor, der in einem verbrauchsgünstigeren Bereich arbeiten kann und den Antriebsstrang mit ca. 80 Nm antreibt.

In dieser Messung beträgt die KW-Verstellgeschwindigkeit nach Umschaltstrategie IB $0,05 \text{ s}^{-1}$. Die hier nach dem Einrückvorgang von K2 zum Zeitpunkt

$t = 740,81$ s entstandene Amplitude (85 Nm) wurde im Vergleich zu **Bild 6-2** um 50% reduziert. Aufgrund des kleineren mittleren Abtriebsdrehmoments von 349 Nm beträgt die normierte Änderung der Amplitude nur noch 8% und ist mit insgesamt 24% am Abtrieb noch spürbar.

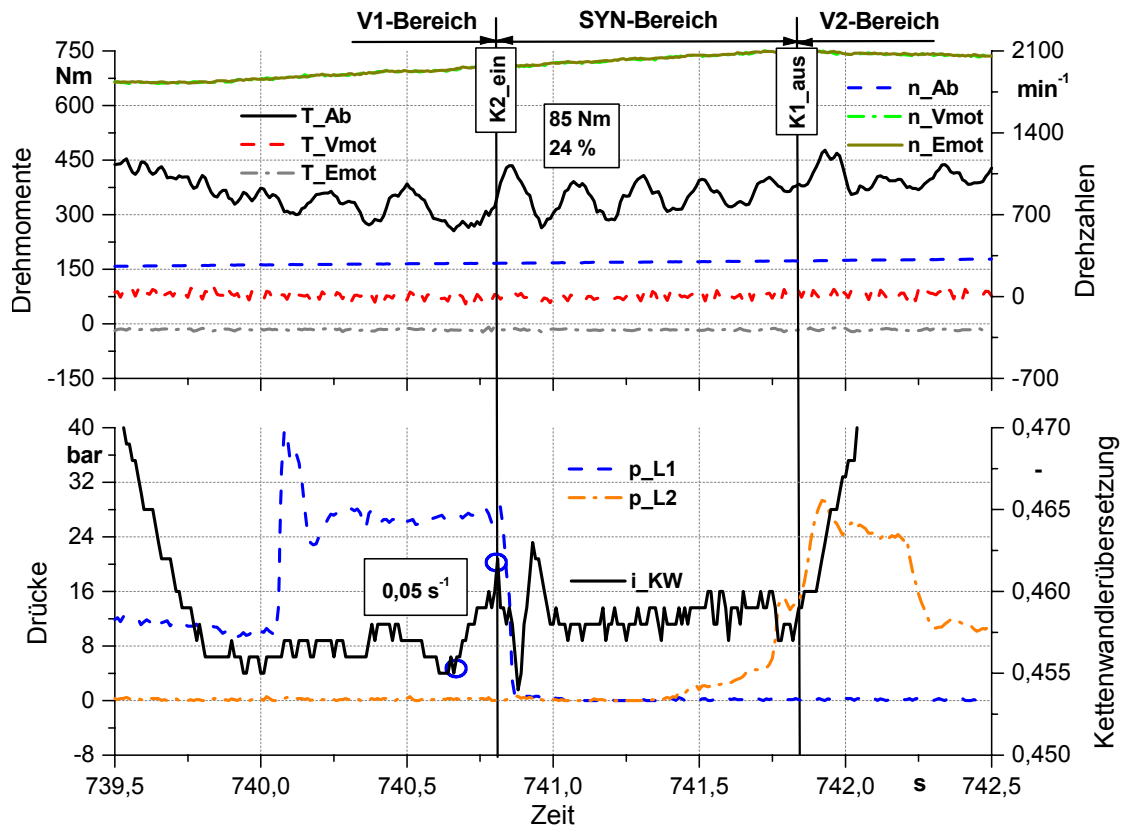


Bild 6-3: Zug-Hochschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,05 \text{ s}^{-1}$

Die Übernahme der Drehmomentübertragung durch die schließende Lamellenkupplung L2 zum Zeitpunkt $t = 741,85$ s verläuft gleichmäßig, ohne Induzierung von zusätzlichen Schwankungen am Abtrieb.

Unter identischen Versuchsbedingungen verläuft auch der Lastschaltvorgang in **Bild 6-4**. Kurz vor dem Einrücken von K2 verstellt der Übersetzungsregler von vorsynchron nach nachsynchron nach der Umschaltstrategie IA mit gleicher Verstellgeschwindigkeit wie in **Bild 6-3**. Demzufolge kommt es zum Einbruch im Verlauf des Abtriebsdrehmoments und anschließenden Schwankungen. Die hier abgelesene Amplitude beträgt bei vergleichbarem mittlerem Abtriebsdreh-

moment 142 Nm oder 44%, was um 20% größer als die in **Bild 6-3** ermittelte Amplitude ist.

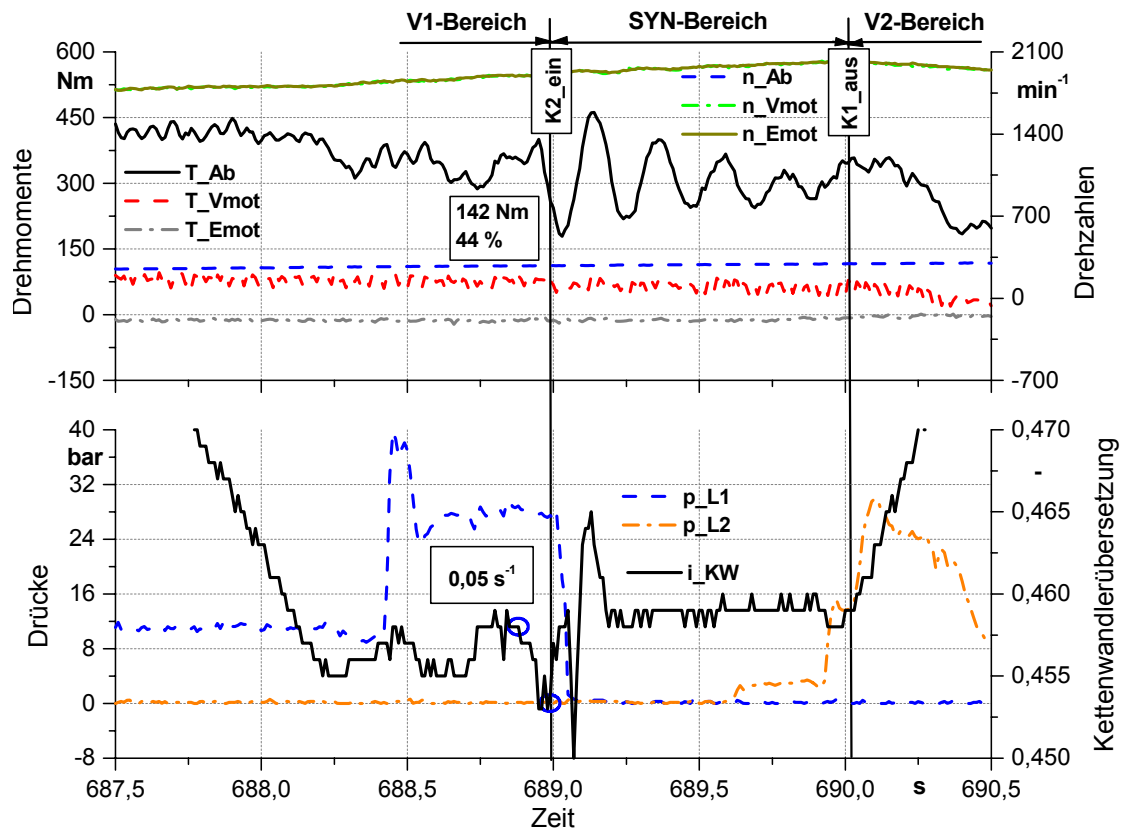


Bild 6-4: Zug-Hochschaltung (IA) am Systemprüfstand FZG-UPA; $|\Delta i/\Delta t| = 0,05 \text{ s}^{-1}$

Selbst im Vergleich mit der Amplitude nach **Bild 6-2** bei $\Delta i/\Delta t = 0,07 \text{ s}^{-1}$ liegt diese noch um 12% höher.

Bei der Teilschaltung vom SYN- in den V2-Bereich übernimmt die Kupplung L2 bei vorsynchroner Übersetzung nach Umschaltstrategie IB sanft die Drehmomentübertragung nach Ausrücken von K1.

Bild 6-5 präsentiert eine weitere Schaltung im Zugbetrieb von V1- in den V2-Bereich. Hier wurde die Verstellgeschwindigkeit nochmals verringert und beträgt $0,03 \text{ s}^{-1}$. Die Verstellung der Variatorübersetzung geschieht nach Umschaltstrategie IB. Dementsprechend ergibt sich nach dem Einrückvorgang der Zahnkupplung K2 der für diese Umschaltstrategie typische Drehmomentverlauf

mit Überhöhung und anschließender Schwankung mit Amplitude von 50 Nm oder 17% des mittleren Abtriebsdrehmoments.

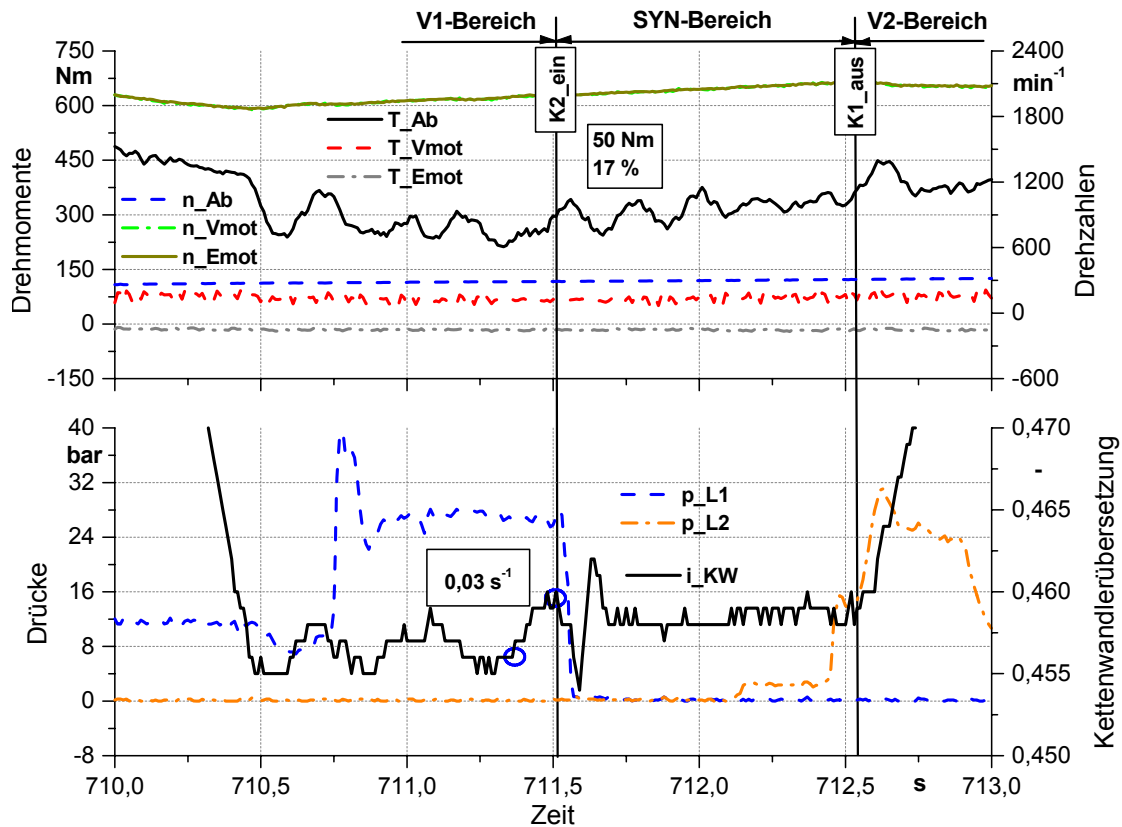


Bild 6-5: Zug-Hochschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,03 \text{ s}^{-1}$

Die um 40% reduzierte Verstellgeschwindigkeit im Vergleich zu **Bild 6-3** hat eine Verringerung der Amplitude um weitere 7% zur Folge.

Auch bei diesem Umschaltvorgang können im weiteren Verlauf die lastlose Kupplung K1 bei $t = 712,54 \text{ s}$ ausgerückt und L2 geschlossen werden, ohne negative Auswirkungen auf den Abtriebsdrehmomentverlauf.

Die Reduzierung der KW-Verstellgeschwindigkeit um weitere 33% auf $0,02 \text{ s}^{-1}$ bei der Messung in **Bild 6-6** bringt nochmals eine Verringerung der normierten Amplitude auf 10% des mittleren Abtriebsdrehmoments von 480 Nm.

Die Lastübernahme von L2 verläuft wie bei der Messung zuvor sehr gleichmäßig. Die direkt nach dem Lastschaltvorgang im V2-Bereich gemessene Überhöhung im Verlauf des Abtriebsdrehmoments resultiert aus der schnellen Über-

setzungsänderung seitens des Gesamtfahrzeugreglers. Hier sind aus Komfortgründen moderate Verstellgeschwindigkeiten anzustreben.

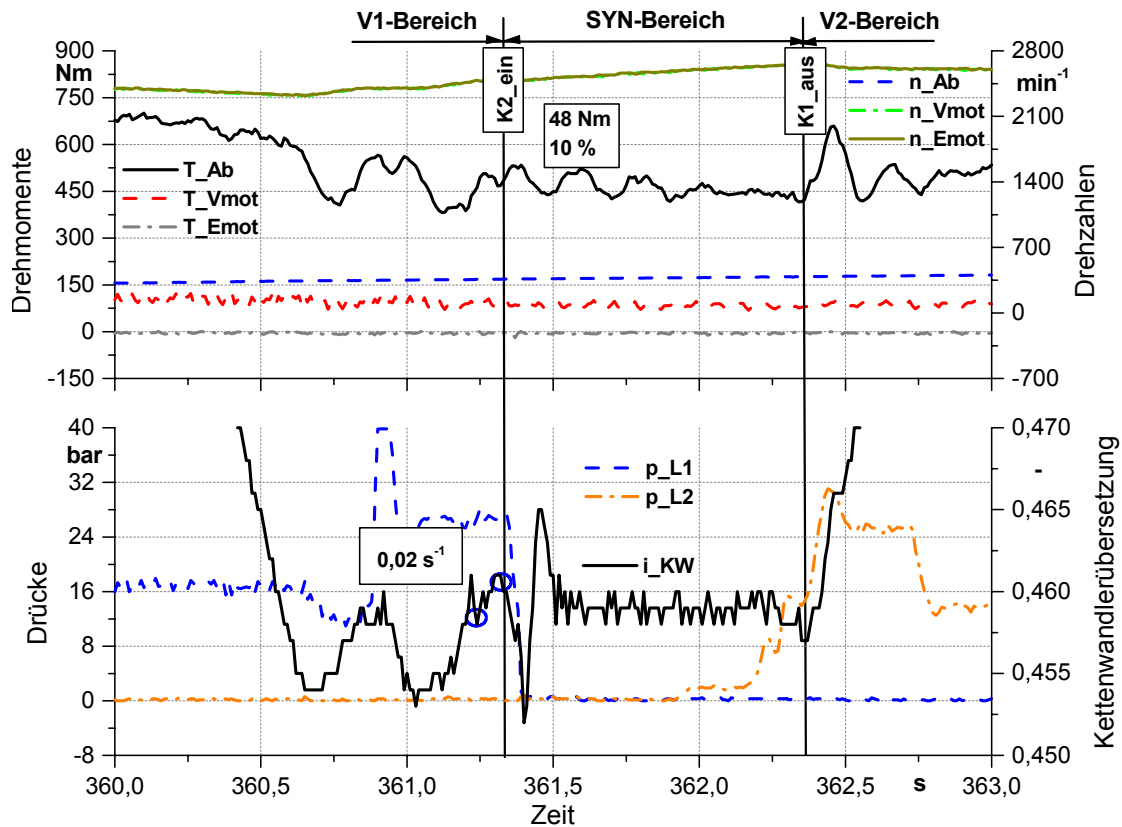


Bild 6-6: Zug-Hochschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,02 \text{ s}^{-1}$

Auffälliger und störender als die durch den Umschaltvorgang initiierten Schwankungen sind die Schwankungen des Abtriebsdrehmoment im V1-Bereich zwischen $t = 360,65 - 361,25 \text{ s}$, wo der Übersetzungsregler des CVT-Steuergeräts die vom Umschalt-Steuergerät vorgegebene KW-Sollübersetzung nur unzulänglich einregelt.

In **Bild 6-7** wird K2 bei einer sehr kleinen Verstellgeschwindigkeit von $0,005 \text{ s}^{-1}$ eingerückt. Die hier abgelesene Amplitude der Drehmomentschwankung beträgt 25 Nm oder nur noch 8% des mittleren Abtriebsdrehmoment, was kaum noch von den durch die Eigendynamik am Prüfstand verursachten Schwankungen zu unterscheiden ist. Dies gilt im gleichen Maß für den zweiten Teil der Schaltung vom SYN- in den V2-Bereich. Die Reduzierung der Verstellge-

schwindigkeit im Vergleich zu **Bild 6-6** kann hier eine vergleichsmäßig kleine Verringerung der Amplitude von 2% bewirken.

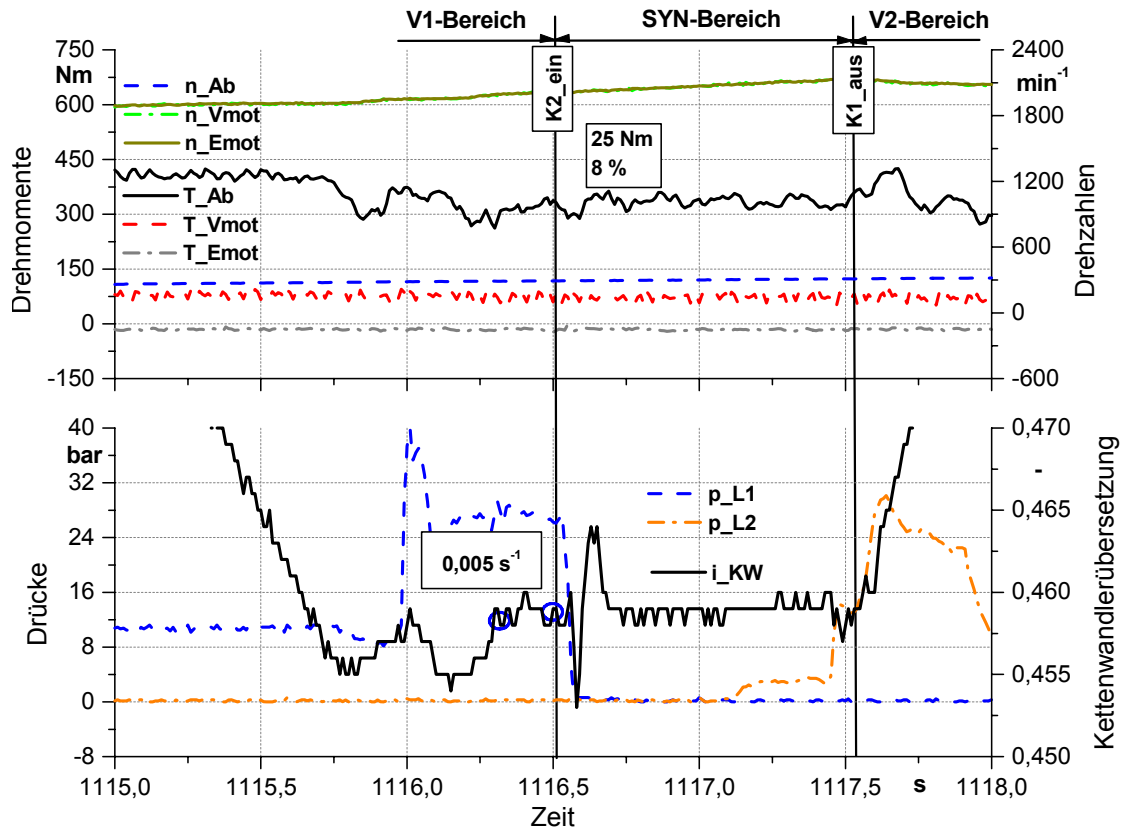


Bild 6-7: Zug-Hochschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,005 \text{ s}^{-1}$

Zusammenfassend zeigt die Auswertung der Lastschaltvorgänge im Zugbetrieb von V1 in den V2-Bereich einen großen Einfluss der Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit auf den Abtriebsdrehmomentverlauf nach dem Einrücken von K2 und damit auch auf den Schaltkomfort. Ein Optimum zeichnet sich für Verstellgeschwindigkeiten zwischen $0,02 \text{ s}^{-1} > \Delta i/\Delta t > 0 \text{ s}^{-1}$ ab.

6.2 Untersuchung des Schubbetriebs im Gesamtantriebsstrang des Autarken Hybrid

Bei der Schub-Rückschaltung wird bei abgekuppeltem V-Motor ($n_{\text{Vmot}} = 0$; $T_{\text{Vmot}} = 0$) der Hybrid-Elektromotor generatorisch betrieben und bremst den Antriebsstrang kontinuierlich ab. Das i^2 -Getriebe befindet sich anfangs im V2-Bereich und wird solange von dem Gesamtfahrzeugregler (GFR) verstellt, bis Synchronpunktübersetzung erreicht ist. Nach dem erfolgreichen Umschalten der Kupplungen kann der Prüfstand weiter im V1-Bereich bis zum Stillstand abgebremst werden.

In **Bild 6-8** ist eine solche Schub-Rückschaltung dargestellt.

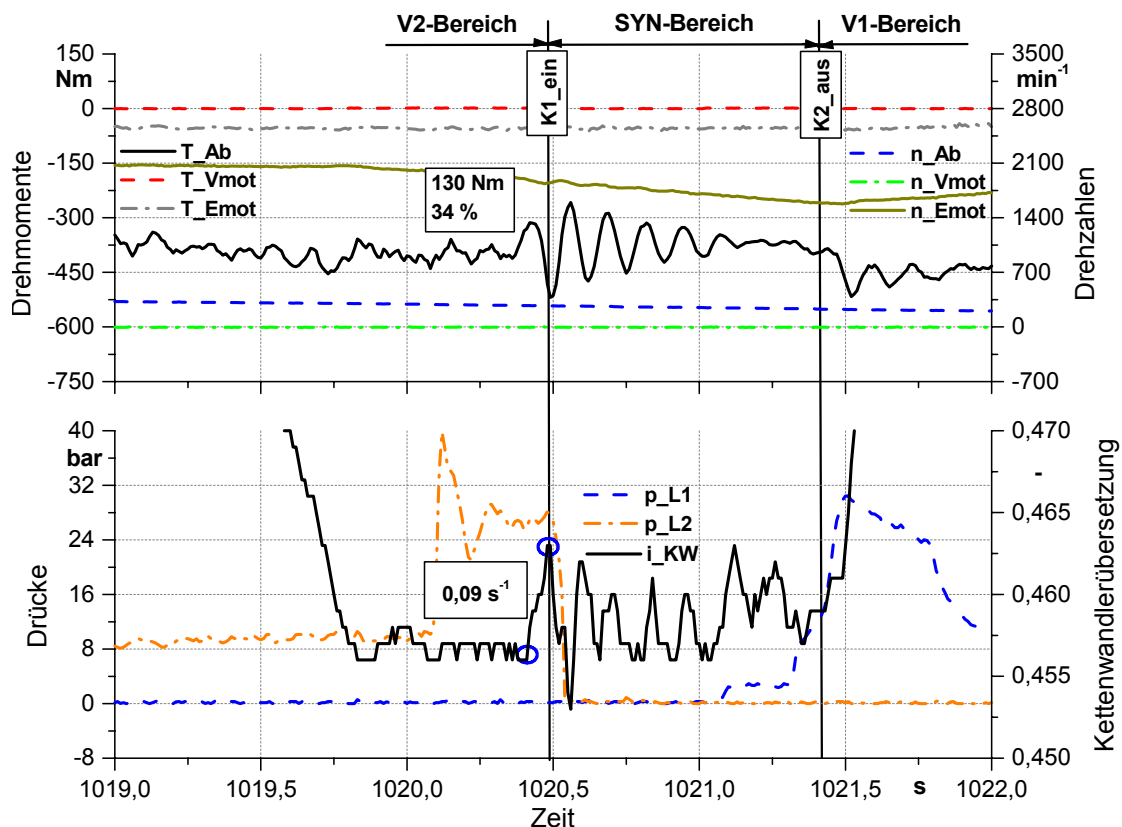


Bild 6-8: Schub-Rückschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,09 \text{ s}^{-1}$

Hier rekuperiert der Elektromotor im Generatorbetrieb die Energie und lädt die Batterie.

Die Schaltung vom V2- in den SYN-Bereich verläuft nach der Umschaltstrategie IB. Dabei wird die Übersetzung vor dem Einrücken der Kupplung K1 von nachsynchron nach vorsynchron mit einer Verstellgeschwindigkeit von $\Delta i/\Delta t = 0,09 \text{ s}^{-1}$ verstellt. Wie aus **Bild 6-8** gut zu erkennen ist, verursacht die zuschaltende Kupplung ($t = 1020,49 \text{ s}$) unter diesen Versuchsbedingungen eine ausgeprägte Schwankung im Abtriebsdrehmomentverlauf mit Amplitude von 130 Nm oder 34% des mittleren Abtriebsdrehmoments, was das Komfortempfinden von Fahrer und Beifahrer stark negativ beeinflussen würde.

Das Schließen der Lamellenkupplung L1 bei vorsynchroner Übersetzung und das gleichzeitige Ausrücken der synchronisierten Zahnkupplung K2 zum Zeitpunkt $t = 1021,42 \text{ s}$ verläuft am Abtrieb unbemerkt.

In **Bild 6-9** wurde die KW-Verstellgeschwindigkeit um 44% auf $0,05 \text{ s}^{-1}$ heruntersetzt.

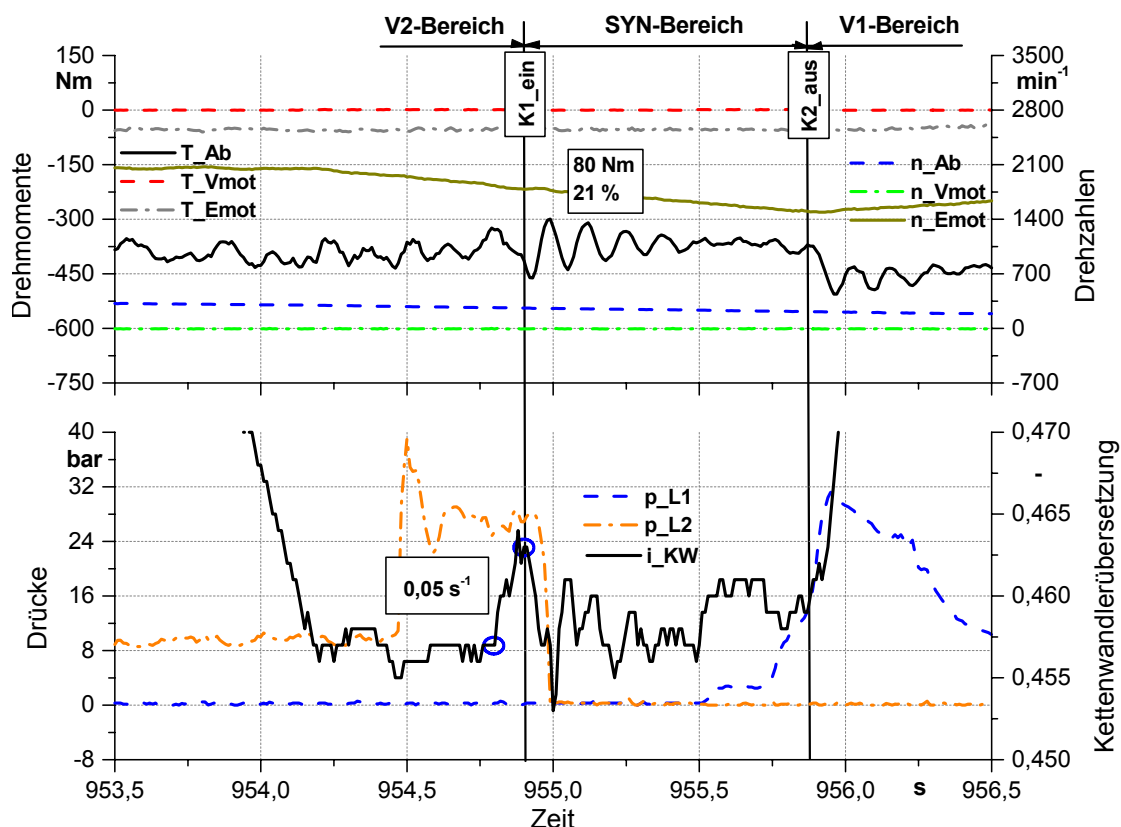


Bild 6-9: Schub-Rückschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,05 \text{ s}^{-1}$

Durch diese Maßnahme konnte die Amplitude der durch den Einrückvorgang von K1 verursachten Schwankung um 13% auf 21%, entsprechend 80 Nm Amplitude, verringert werden.

Im weiteren Verlauf der Schaltung kann die Zahnkupplung K2 bei schließender Kupplung L1 ausrücken, ohne dass dadurch zusätzliche Schwankungen im Abtriebsdrehmomentverlauf initiiert werden.

In **Bild 6-10** ist eine weitere Rückschaltung im Schubbetrieb dargestellt, die wieder nach der Umschaltstrategie IB verläuft. Hier beträgt die Verstellgeschwindigkeit $0,03 \text{ s}^{-1}$, was eine weitere Reduzierung gegenüber der in **Bild 6-9** um 40% bedeutet.

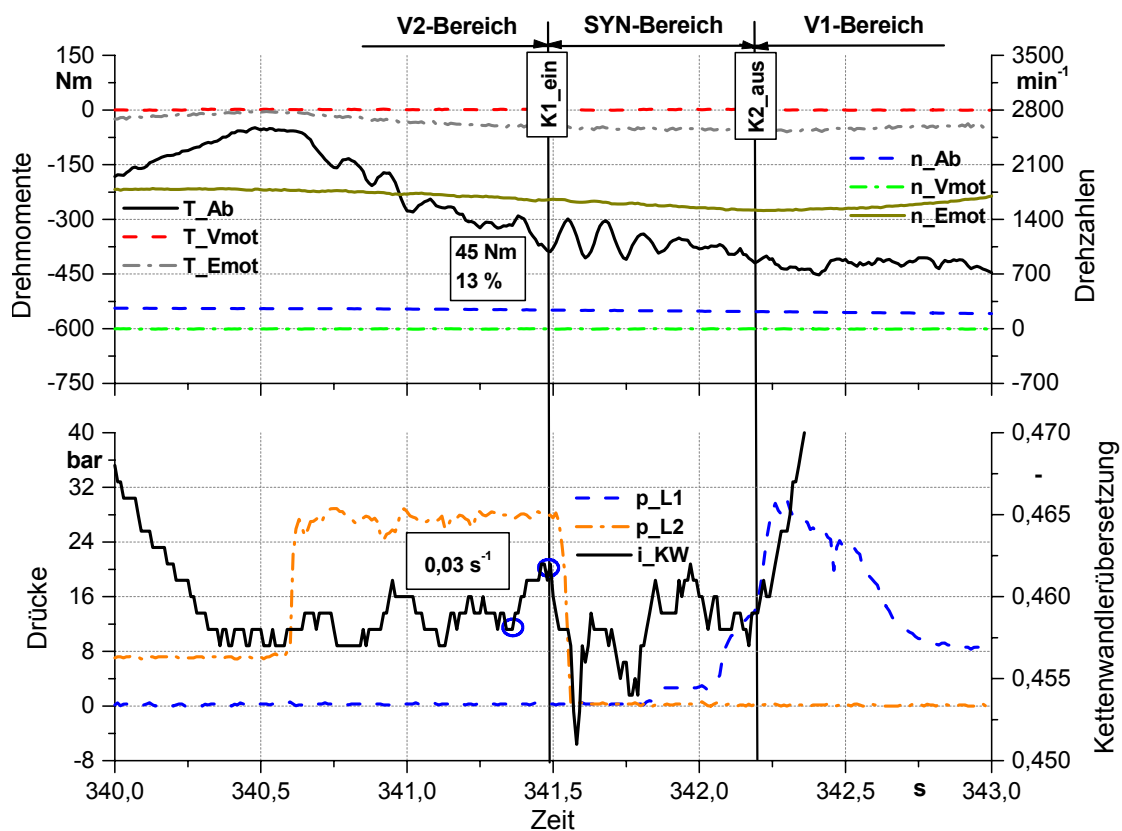


Bild 6-10: Schub-Rückschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,03 \text{ s}^{-1}$

Die abgelesene normierte Amplitude der Schwankung nach dem Einrücken von K1 beträgt in diesem Fall nur noch 13% bei mittlerem Abtriebsdrehmoment von ca. -344 Nm.

Wie in den Bildern **Bild 6-8** und **Bild 6-9** geschieht die Lastübernahme durch die Lamellenkupplung L1 zum Zeitpunkt $t = 342,2$ s sehr gleichmäßig und komfortabel.

Unter gleichen Versuchsbedingungen ($|\Delta i/\Delta t| = 0,03$ s⁻¹; $T_{Ab, mittl.} = -358$ Nm) allerdings nach Umschaltstrategie IA verläuft auch die nächste Schaltung in **Bild 6-11**.

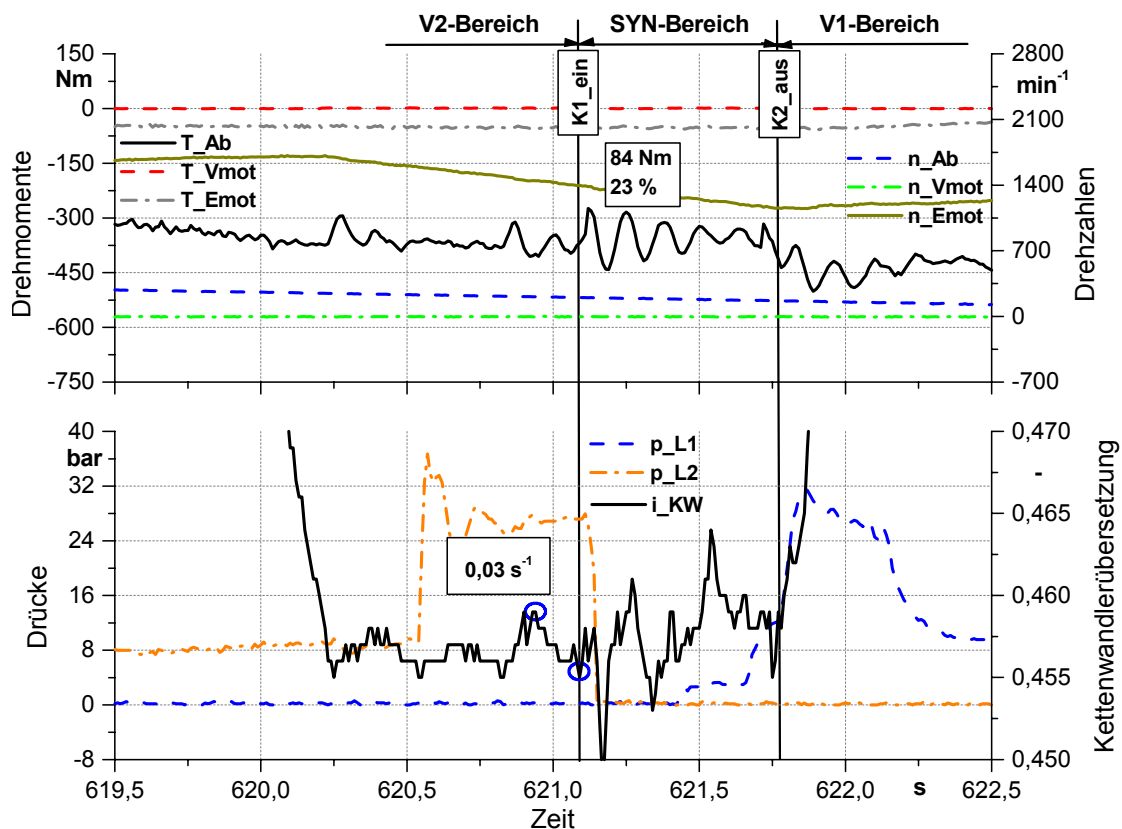


Bild 6-11: Schub-Rückschaltung (IA) am Systemprüfstand FZG-UPA; $|\Delta i/\Delta t| = 0,03$ s⁻¹

Nach dem Einrücken von K1 bricht das Abtriebsdrehmoment unter -300 Nm ein und schwingt anschließend bis auf -450 Nm, was eine Amplitude von 84 Nm ausmacht oder 23% vom anliegenden mittleren Abtriebsdrehmoment. Verglichen mit der Amplitude aus **Bild 6-10** bedeutet das eine Erhöhung um 10% . Selbst bei der Verstellgeschwindigkeit von $0,05$ s⁻¹ nach **Bild 6-9** ist die Amplitude der Drehmomentschwankungen nach Umschaltstrategie IB um 2% niedriger (21%).

Auch bei der Teilschaltung von SYN- nach V1-Bereich verursacht die kurz vor dem Ausrücken von K2 nach Umschaltstrategie IA eingestellte nachsynchrone Variatorübersetzung einen Einbruch im Verlauf des Abtriebsdrehmoments auf -300 Nm , was aus Komfortgründen zu vermeiden ist.

Die weitere Reduzierung der Verstellgeschwindigkeit um 33% auf $0,02\text{ s}^{-1}$ bringt in **Bild 6-12** nur noch eine kleine Verringerung der Amplitude auf insgesamt 9% oder 34 Nm von $T_{\text{Ab, mittl.}} = -364\text{ Nm}$.

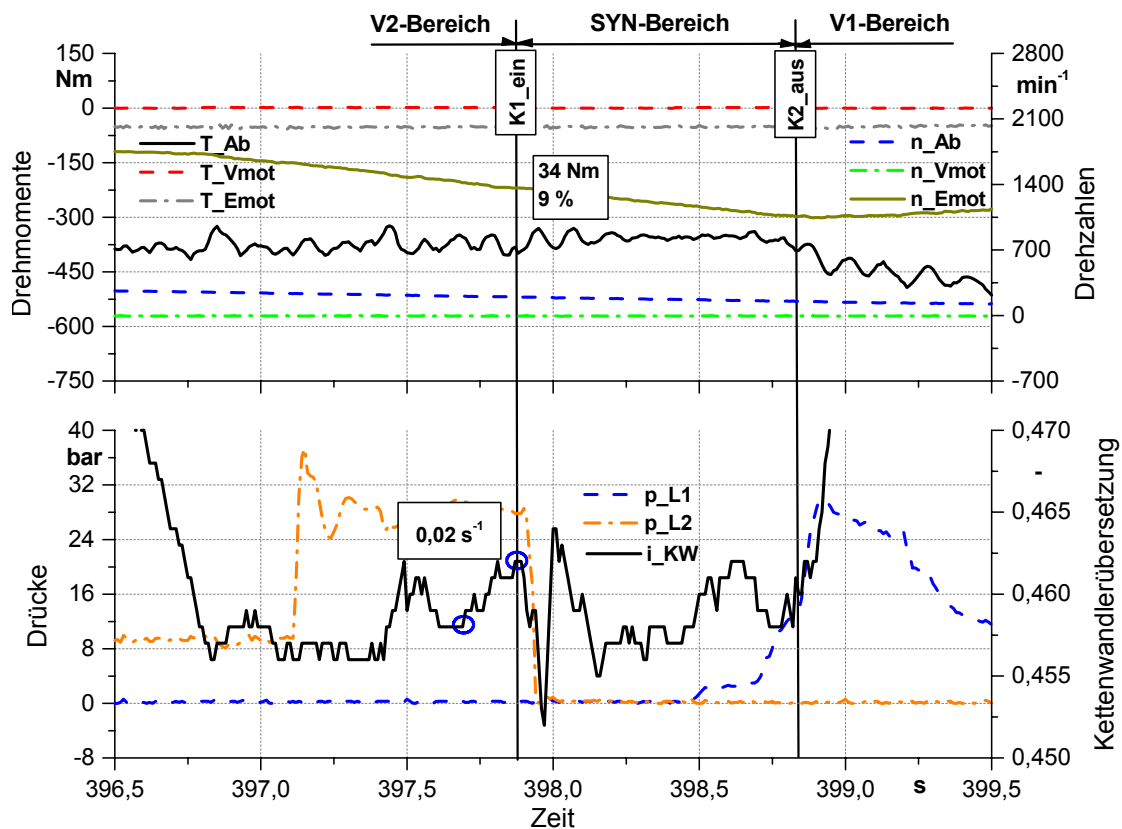


Bild 6-12: Schub-Rückschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,02\text{ s}^{-1}$

Auch hier findet der Übergang von SYN- in den V1-Bereich sehr sanft statt, ohne dass Fahrer und Beifahrer Komforteinbußen im Kauf nehmen müssen.

Die Schaltung vom V2- in den SYN-Bereich nach **Bild 6-13** wurde bei der sehr niedrigen KW-Verstellgeschwindigkeit von $0,007\text{ s}^{-1}$ durchgeführt. Diese weitere Absenkung der Verstellgeschwindigkeit zieht nur noch eine 3%-ige Verringerung der Amplitude der abtriebsseitigen Drehmomentschwankungen nach sich.

Die abgelesenen 23 Nm (6% von 368 Nm) gehen in der Eigendynamik des Systemprüfstands unter. Viel ausgeprägter und auffälliger sind zum Beispiel der Einbruch bei $t = 505,63$ s bzw. die Schwankung bei $t = 506,2$ s im V2-Bereich, vor dem Lastschaltvorgang, verursacht durch schnelle Übersetzungsänderungen seitens des Übersetzungsreglers.

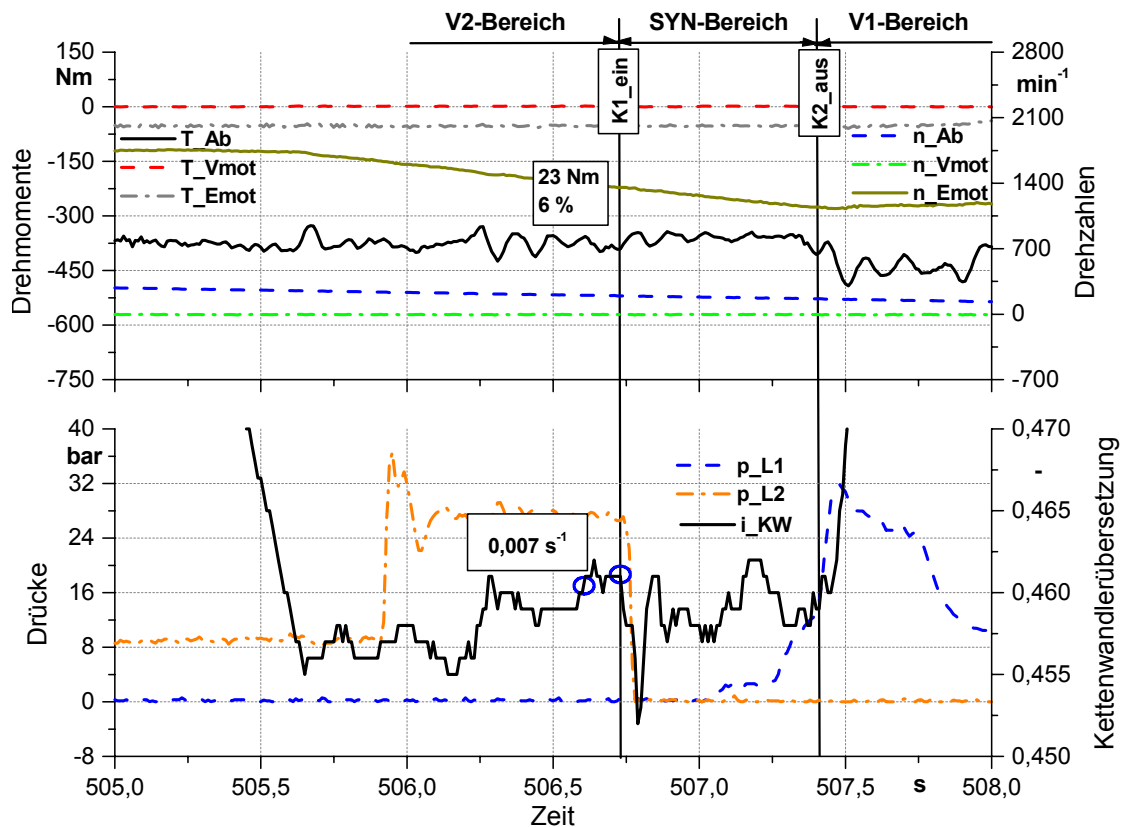


Bild 6-13: Schub-Rückschaltung am Systemprüfstand FZG-UPA; $\Delta i/\Delta t = 0,007 \text{ s}^{-1}$

Auch bei den Schub-Rückschaltungen konnte ein signifikanter Einfluss der KW-Verstellgeschwindigkeit auf den Verlauf des Abtriebsdrehmoments nach dem Einrücken der Kupplung K1 festgestellt werden. Im Vergleich zu den Zug-Hochschaltungen zeichnet sich hier ein Optimum bereits bei Verstellgeschwindigkeiten kleiner als $0,03 \text{ s}^{-1}$ ab.

6.3 Sonderschaltungen bei standardisierten Fahrzyklen

Beim Durchfahren der standardisierten Fahrzyklen FPT72 und NEFZ kommen neben kompletten Zug-Hoch- und Schub-Rückschaltungen (ca. 90%) auch Teilschaltvorgänge in Zug oder Schubbetrieb vor, die hier als „Sonderschaltungen“ bezeichnet und anhand einiger Messschriebe in diesem Kapitel präsentiert werden.

Bild 6-14 zeigt eine solche Schaltung, bei der sich der Antriebsstrang am Anfang im V2-Bereich befindet und vom Elektromotor mit ca. $T_{Emot} = 50 \text{ Nm}$ angetrieben wird.

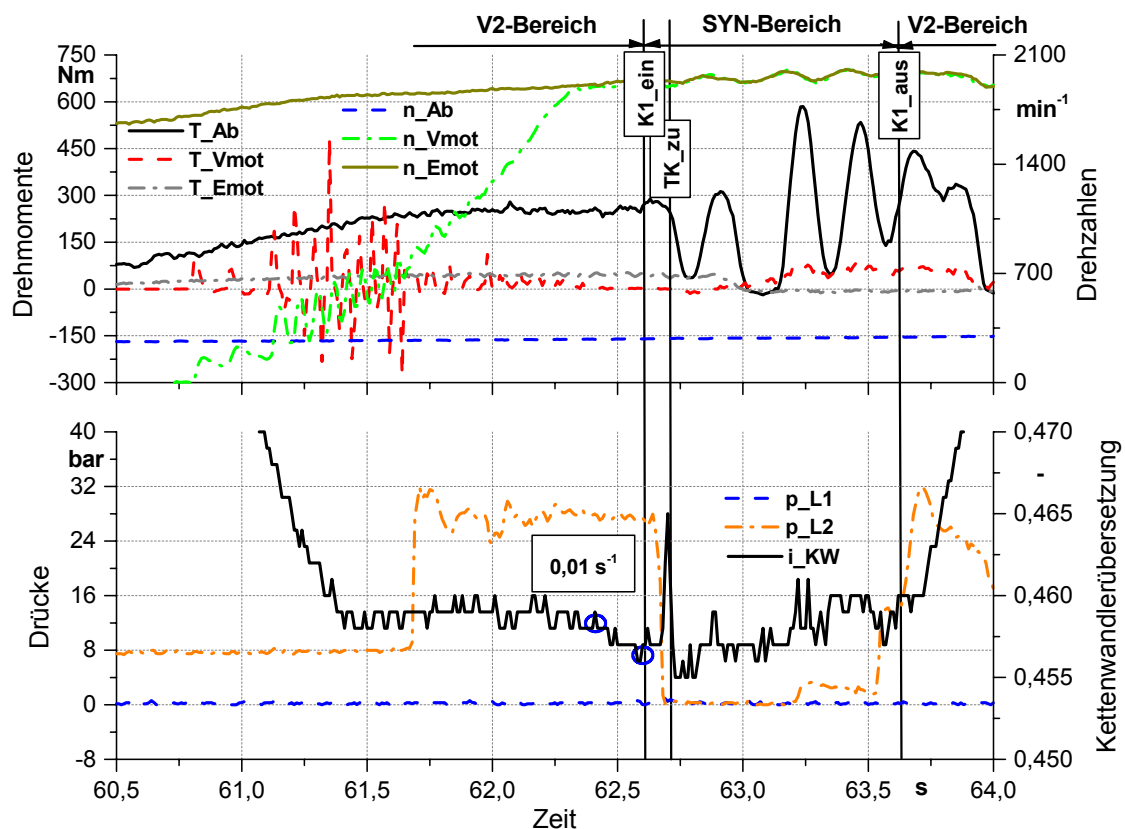


Bild 6-14: Sonderschaltung (V2-SYN-V2) am Systemprüfstand FZG-UPA

Zwischen $t = 60,8 - 61,65 \text{ s}$ wird der Verbrennungsmotor gestartet und anschließend auf das Drehzahlniveau der Getriebeeingangswelle (n_{Emot}) gebracht. Unter diesen Bedingungen wird eine Zug-Rückschaltung vom V2- in den

SYN-Bereich eingeleitet. Die Zahnkupplung K1 kann nach der Umschaltstrategie IA bei einer Verstellgeschwindigkeit von $0,01 \text{ s}^{-1}$ zum Zeitpunkt $t = 62,61 \text{ s}$ eingerückt werden, ohne Schwankungen im Abtriebsdrehmoment zu initiieren. Nach Erreichen von Synchronlaufdrehzahl zwischen V-Motor und E-Motor wird bei $t = 62,7 \text{ s}$ der Zukuppelvorgang durchgeführt (TK_zu) und der V-Motor treibt ab $t = 63 \text{ s}$ an. Das Zukuppeln verursacht zuerst einen Einbruch und anschließend erhebliche Schwankungen im Abtriebsdrehmomentverlauf.

Hier fordert der Gesamtfahrzeugregler eine Zug-Hochschaltung vom SYN- in den V2-Bereich an. Bei schließender Lamellenkupplung L2 wird zum Zeitpunkt $t = 63,63 \text{ s}$ K1 bei vorsynchroner KW-Übersetzung nach Umschaltstrategie IB ausgerückt und der Antriebsstrang wird weiter im V2-Bereich beschleunigt.

Bei der Schaltung in **Bild 6-15** befindet sich der Antriebsstrang anfangs im V1-Bereich.

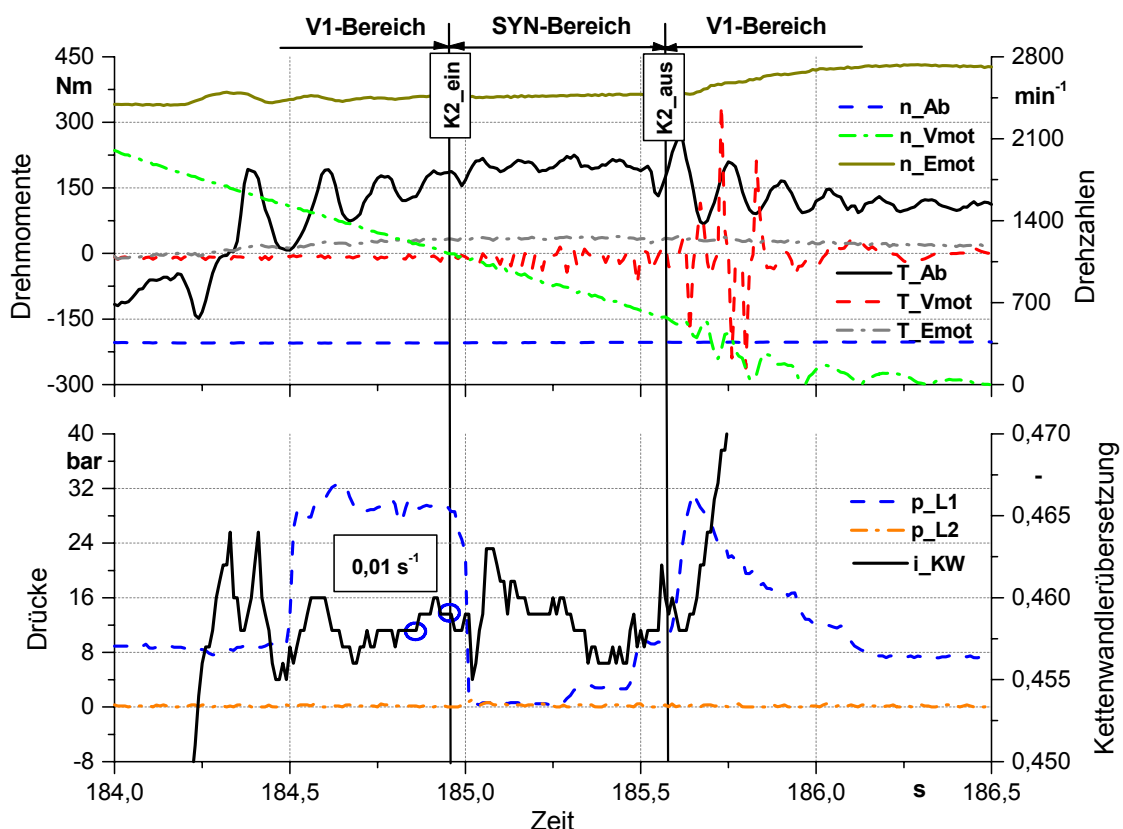


Bild 6-15: Sonderschaltung (V1-SYN-V1) am Systemprüfstand FZG-UPA

Der V-Motor ist abgekuppelt und wird zum Zeitpunkt $t = 185,58$ s ausgeschaltet. Bei $t = 184,32$ s findet ein Wechsel von Schubetrieb auf Zugbetrieb statt und der Elektromotor treibt den Antriebsstrang mit 38 Nm an. Die anschließende Zug-Hochschaltung in den SYN-Bereich (K2_ein bei $t = 184,96$ s) bei relativ niedriger Verstellgeschwindigkeit von $0,01$ s⁻¹ verursacht keine nennenswerte Schwankungen im Verlauf des Abtriebsdrehmoments.

Nach kurzer Verweilzeit im SYN-Bereich entscheidet sich der GFR für eine Zug-Rückschaltung zurück in den V1-Bereich. Hier kann der Übersetzungsregler nicht exakt die nach Umschaltstrategie IA geforderte nachsynchrone Übersetzung halten und es kommt kurz vor Ausrücken der K1 ($t = 185,58$ s) zu einem kleinen Einbruch im Abtriebsdrehmomentverlauf.

Der Antriebsstrang in **Bild 6-16** befindet sich im V2-Bereich und wird vom E-Motor generatorisch abgebremst.

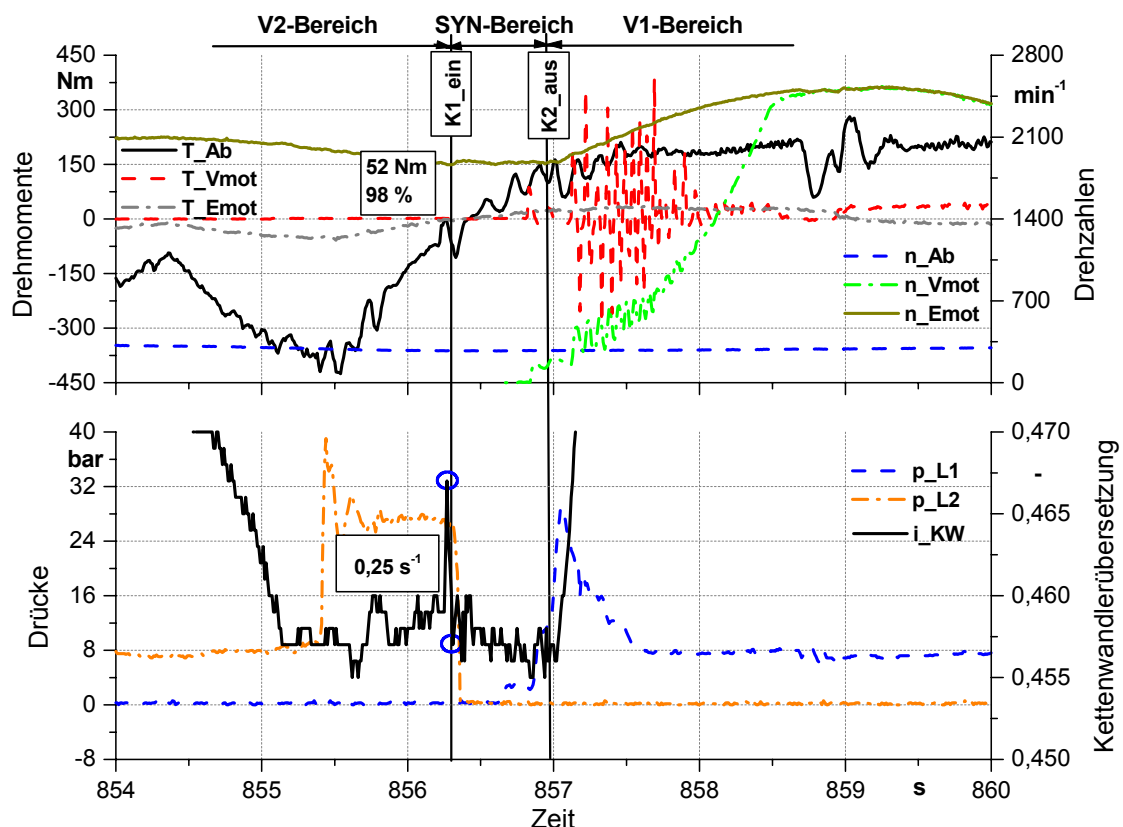


Bild 6-16: Sonderschaltung (V2-SYN-V1) am Systemprüfstand FZG-UPA

Kurz vor dem Momentenwechsel zu Zugbetrieb findet eine Schub-Rückschaltung statt. Aufgrund der Regelabweichung muss die Zahnkupplung K1 bei einer sehr hohen Verstellgeschwindigkeit von $0,25 \text{ s}^{-1}$ eingerückt werden. Der dadurch entstandene Einbruch am Abtrieb geht fast bis auf 0 Nm zurück und schwingt anschließend auf ca. -106 Nm , was eine Amplitude von 98%, normiert auf das mittlere Abtriebsdrehmoment, entspricht.

Während das Getriebe mit der weiter folgenden Zug-Rückschaltung ($t = 856,31 \text{ s}$), die bei eingestellter Nachsynchron-Übersetzung relativ komfortabel abläuft, beschäftigt ist, startet der GFR den Verbrennungsmotor ($t = 856,86\text{-}857,69 \text{ s}$). Nachdem der V-Motor auf E-Motor-Drehzahl beschleunigt ist, kann zum Zeitpunkt $t = 858,72 \text{ s}$ der Zukuppelvorgang eingeleitet werden. Auch hier ist das Zukuppeln des V-Motors mit deutlichem Einbruch im Abtriebsdrehmomentverlauf verbunden.

7 Schaltkomfortbetrachtungen am Beispiel des Prototypfahrzeugs

Um Funktionalität und Wirkungsgrad des Autarken Hybrids unter Beweis zu stellen, wurde, wie in **Bild 7-1** dargestellt, ein Prototypfahrzeug mit dem Autarken Hybrid-Antriebsstrang ausgerüstet. Ausgehend von seiner serienmäßigen Konfiguration fand ein Opel Astra Caravan als Plattform Verwendung.

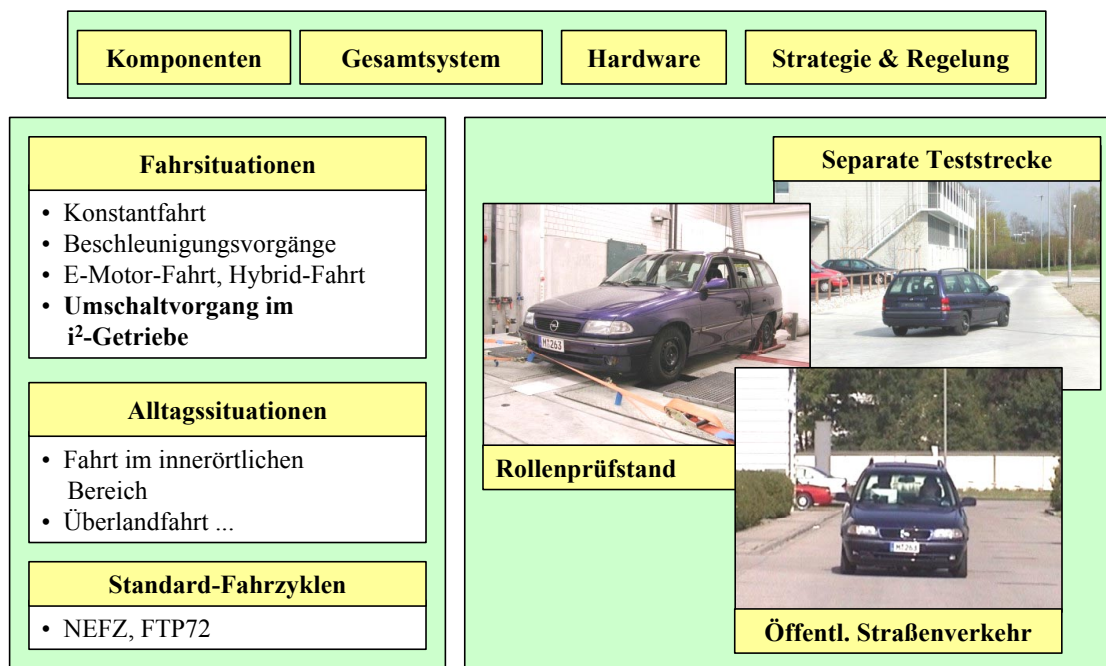


Bild 7-1: Das Autarke Hybrid-Prototypfahrzeug

Ziel ist es, mit dem zur Verfügung stehenden Versuchsträger eine umfassende und systematische Erprobung sowie eine Optimierung des Antriebsstrangs Autarker Hybrid im Fahrzeug durchzuführen. In Fahrversuchen (Rollenprüfstand, separate Teststrecke) soll das Verhalten der Einzelkomponenten im Systemverbund und die Eigenschaften des Gesamtsystems vor dem Hintergrund der Funktionstüchtigkeit, der projektierten Leistungsfähigkeit und einer im Alltagsbetrieb (öffentlicher Straßenverkehr) akzeptablen Driveability eingehend untersucht werden [7.1].

Das Hauptaugenmerk in der vorliegenden Arbeit ist dabei auf die Komfortuntersuchung des Lastschaltvorgangs gerichtet: in wie weit machen sich Drehmomentschwankungen am Abtrieb bemerkbar, wie wird die Komfortempfindung von Fahrer und Beifahrer dadurch gestört, bzw. wie ist das subjektive Empfinden des Umschaltvorgangs. Es wurde aber auch ein Längsbeschleunigungsaufnehmer karosseriefest eingebaut, der objektive Aussagen über die Qualität der Schaltung erlaubt.

7.1 Schaltkomfort

Hinter dem Begriff „Schaltkomfort“ verbirgt sich das subjektive Qualitätsurteil eines Fahrzeuginsassen, in dem alle Einzeleindrücke, die er während einer Schaltung erfährt, zusammengefasst sind. In **Bild 7-2** sind die nach [7.2] maßgeblichen Einflussparameter angegeben.

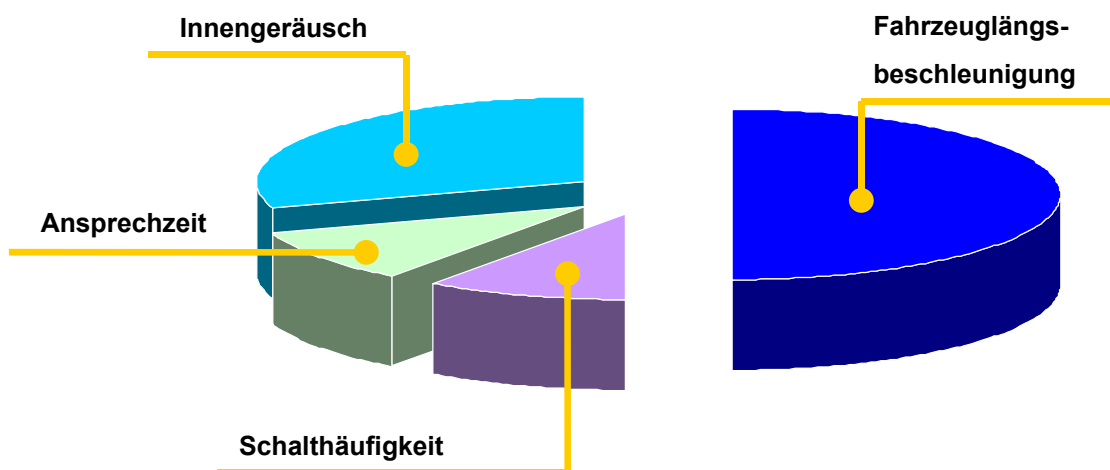


Bild 7-2: Einflussgrößen auf das subjektive Qualitätsurteil [7.2]

Als grundlegende Größe für die folgenden Schaltkomfortbetrachtungen am i^2 -Getriebe wird die Fahrzeiglängsbeschleunigung ($a(t)$ in $[m/s^2]$) gewählt, da diese, wie aus **Bild 7-2** hervorgeht, den Haupteffekt bei der subjektiven Beurteilung darstellt. Dabei wird hauptsächlich der „Spitze-Spitze-Wert“ während der Schaltung betrachtet. Die restlichen Größen bleiben unberücksichtigt. Die Ver-

wendung der Längsbeschleunigung für die Objektivierung des Schaltkomforts hat sich schon in den Arbeiten [7.3], [7.4], [7.5] als erfolgreich erwiesen.

Der Abtriebsdrehmomentverlauf, der über die Bewegungsgleichung in direktem Zusammenhang mit der Fahrzeuglängsbeschleunigung steht, wird weiterhin, wie schon in Kapitel 5 und 6, für die Schaltkomfortbewertung herangezogen.

Die Eigenschaft der menschlichen Sensorik, relative Signaländerungen sehr deutlich wahrzunehmen, im Gegensatz zu absoluten Aussagen, gilt auch im Falle des Beschleunigungsempfindens [7.6], [7.7], [7.8]. Aus diesem Grund ist der Ruck ($da(t)/dt$ in $[m/s^3]$), der die zeitliche Änderung des Beschleunigungssignals wiedergibt, eine zur Beschreibung des menschlichen Empfindens und somit zur subjektiven Bewertung des Schaltkomforts entscheidende Größe.

Eine wichtige Aufgabe der Signalverarbeitung ist es, das gemessene Beschleunigungssignal so aufzubereiten, dass die Signalanteile, die für das menschliche Empfinden maßgebend sind, herausgefiltert werden. Nach [7.9] werden von Fahrer Beschleunigungen im Frequenzbereich 2 bis 10 Hz spürbar wahrgenommen. In Anlehnung an [7.9] wird für die Filterung des tieffrequenten Anteils ein Tiefpassfilter mit einer Eckfrequenz von $f_{gr} = 5$ Hz gewählt. Um nicht die Signalanteile im höherfrequenten Bereich, verursacht z. B. durch Überlagerung von Antriebsstrangschwingungen zu verlieren bzw. um deren Einfluss bestimmen zu können, wird zusätzlich ein Bandpass-Filter im Frequenzband 4 bis 10 Hz definiert, der diese Signalanteile ausfiltern soll.

Um einen Vergleich zwischen verschiedenen Getrieben zu erlauben, wurde eine 10-stufige Bewertungsskala vom Verband der Automobilindustrie (VDA) zusammengestellt, vgl. **Tabelle 7-1**. Neben der wörtlichen Umschreibung der Komfortnoten wurden ergänzend die Kriterien aus der Sicht des Versuchingenieurs sowie des Kunden hinzugefügt. Zur feineren Unterteilung sind auch halbe Noten bei der Komfortbewertung zugelassen. Auf diese Bewertungsskala beziehen sich alle Komfortbetrachtungen in dieser Arbeit.

10-stufiges Bewertungssystem									
nicht annehmbar			Grenzfall		annehmbar				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Allgemeine Bewertung									
schlecht			Kundenbeschwerden	Grenzfall	gerade noch annehmbar	ausreichend	gut	sehr gut	ausgezeichnet
Schaltübergang									
durchgehend	starkes Durchrutschen	verzogen	hart	störend	deutlich spürbar	spürbar	etwas spürbar	sanft, weich	nicht spürbar
Kundenreaktion, wird beanstandet von:									
alle Kunden	Durchschnittskunden			kritischen Kunden			ausgebildeten Beobachtern		nicht wahrnehmbar

Tabelle 7-1: 10-stufige Komfortnoten-Tabelle, Quelle: [7.9]

7.2 Zugschaltungen im Fahrbetrieb des Autarken Hybrid

Im Folgenden werden beispielhaft Zug-Hochschaltungen bzw. Zug-Rückschaltungen vom Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug präsentiert und bezüglich Schaltkomfort bewertet. Sie stellen einen repräsentativen Querschnitt dar. Die Lastschaltvorgänge wurden bei Versuchsfahrten im öffentlichen Straßenverkehr aufgenommen.

Bild 7-3 zeigt eine solche Zugschaltung vom V1-Bereich in den V2-Bereich.

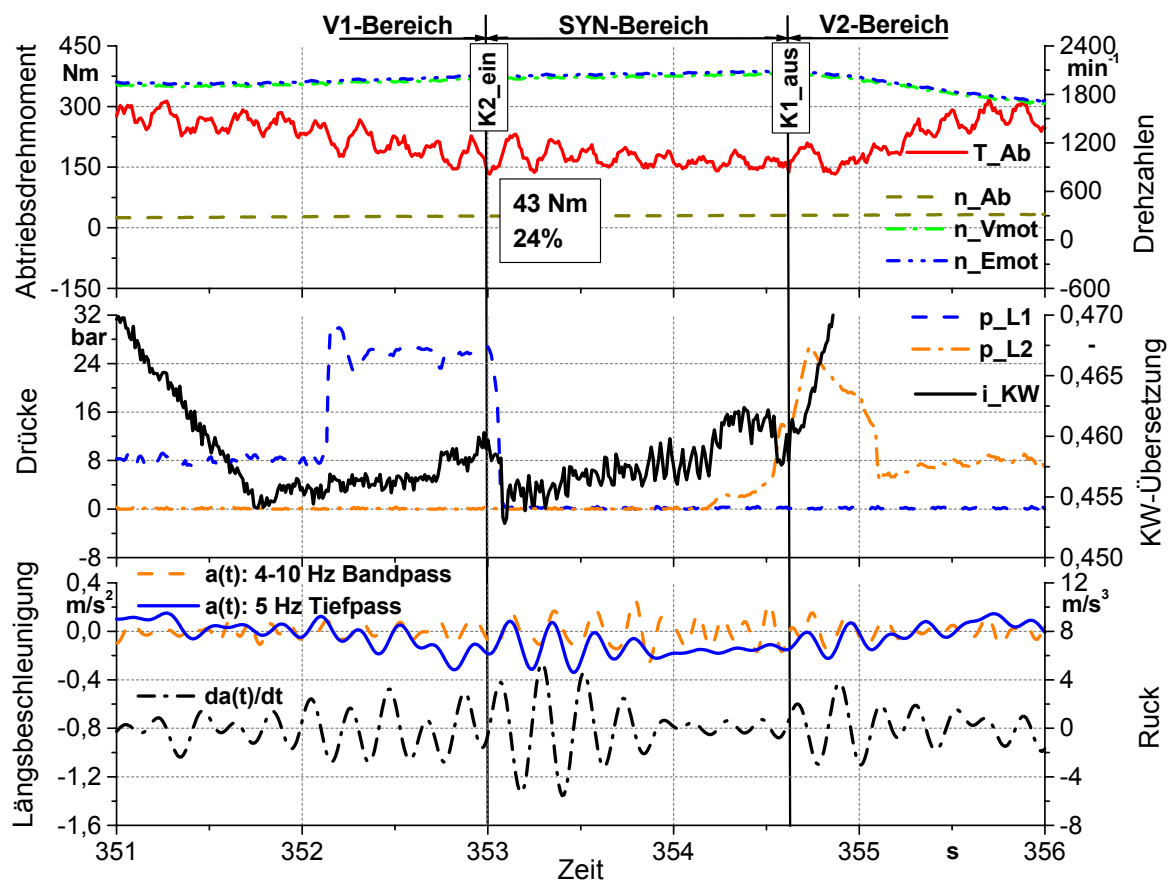


Bild 7-3: Zug-Hochschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

In der Grafik oben sind die Drehzahlen von Abtrieb, V-Motor und E-Motor (n_{Ab} , n_{Vmot} , n_{Emot}) sowie der Abtriebsdrehmomentverlauf dargestellt (T_{Ab}). Dabei fallen die Drehzahlen von Verbrennungsmotor und Elektromotor zusammen, weil der V-Motor zugekuppelt ist und das Prototypfahrzeug antreibt.

In der mittleren Grafik sind die Druckverläufe an den beiden Lamellenkupplungen und die Kettenwandlerübersetzung zu finden. Im dritten Graphikfenster, unten, sind die gefilterten Fahrzeuglängsbeschleunigungs-Signale - $a(t)$ (5 Hz Tiefpassfilter bzw. 4-10 Hz Bandpassfilter) und der Ruck - $da(t)/dt$ eingetragen. Dabei wird zur Bestimmung des Rucks das Längsbeschleunigungs-Signal nach der Tiefpassfilterung differenziert. Die senkrechten Linien kennzeichnen die Schaltzeitpunkte der synchronisierten Zahnkupplungen und grenzen gleichzeitig die Fahrbereiche des i^2 -Getriebes voneinander ab.

Nach dem Einrückvorgang der Zahnkupplung K2 zum Zeitpunkt $t = 353$ s wurde die Amplitude der Schwankung am Abtrieb abgelesen - 43 Nm oder 24% des mittleren Abtriebsdrehmoments. Der hier nach der Schaltung abgelesene Ruck-Wert (Spitze-Spitze) beträgt $9,16 \text{ m/s}^3$. Der dazugehörige Spitze-Spitze-Wert der Längsbeschleunigung beträgt entsprechend $0,27 \text{ m/s}^2$. Verglichen mit vorliegenden Werten aus der **Automobilindustrie** (Schaltungen im Automatikgetriebe), die für diese Arbeit als Referenz herangezogen werden, bekommt dieser Schaltübergang nach der **Tabelle 7-1** die Komfort-Note 7, was nach der allgemeinen Bewertung „ausreichend“ ist, und für die Fahrzeuginsassen „spürbar“ verläuft.

Die Teilschaltung von SYN- nach V2-Bereich ($t = 354,61$ s) verläuft sichtlich besser. Die hier ermittelten Werten für Ruck ($4,98 \text{ m/s}^3$) und Längsbeschleunigung ($0,15 \text{ m/s}^2$) bestimmen die Komfort-Note 8,5 für diese Schaltung, was an sich bedeutet, dass der Schaltübergang „gut“ bis „sehr gut“ aber noch „etwas spürbar“ ist.

Bei dem Lastschaltvorgang nach **Bild 7-3** konnte kein signifikanter Einfluss der höherfrequenten Schwingungsanteile der Längsbeschleunigung auf den Schaltkomfort festgestellt werden.

Bei der nächsten Zug-Hochschaltung in **Bild 7-4** entsteht nach dem Einrückvorgang von K2 ($t = 30,47$ s) eine Amplitude von 53 Nm, was aber normiert auf das mittlere Abtriebsdrehmoment (505 Nm) einen kleinen Prozentsatz ergibt. Dementsprechend sind auch die Spitze-Spitze-Werte für Ruck und Längsbeschleu-

nigung kleiner – $3,23 \text{ m/s}^3$ bzw. $0,22 \text{ m/s}^2$ – und die vergebene Komfort-Note höher – 9. Diese Teilschaltung ist „sanft“ und wird von den Fahrzeuginsassen als „sehr gut“ bewertet.

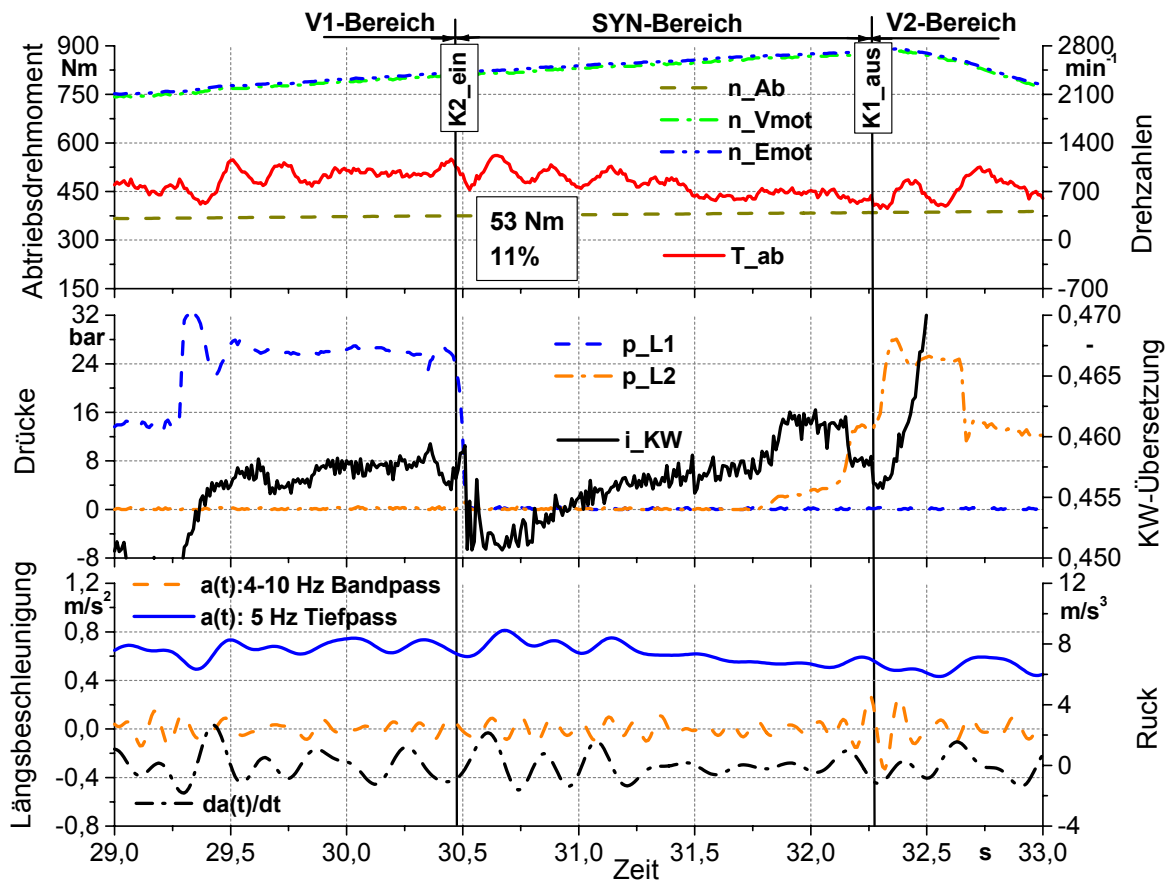


Bild 7-4: Zug-Hochschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Die abgelesenen sehr kleinen Spitze-Spitze-Werte im Ruck- ($2,15 \text{ m/s}^3$) bzw. Längsbeschleunigungs-Signal ($0,22 \text{ m/s}^2$) bestimmen die höchste Komfort-Note für die zweite Teilschaltung in den V2-Bereich. Allerdings kann der Spitze-Spitze-Wert der höherfrequenten Schwingungen ($0,6 \text{ m/s}^2$) diese „ausgezeichnete“ Komfort-Note etwas mindern.

Bei der dritten Zug-Hochschaltung in **Bild 7-5** entsteht nach dem Einrücken von K2 ($t = 443,87 \text{ s}$) bei vergleichbarem mittlerem Abtriebsdrehmoment von 462 Nm , siehe **Bild 7-4**, eine kleinere Amplitude der Schwankung (33 Nm oder

7%). Die dadurch verursachten Schwingungen im Ruck- und Längsbeschleunigungs-Signal weisen Werte von $2,88 \text{ m/s}^3$ bzw. $0,08 \text{ m/s}^2$ auf. Hierfür kann die beste Komfort-Note – 10 – vergeben werden, weil die Teilschaltung „nicht spürbar“ für die Fahrzeuginsassen verläuft.

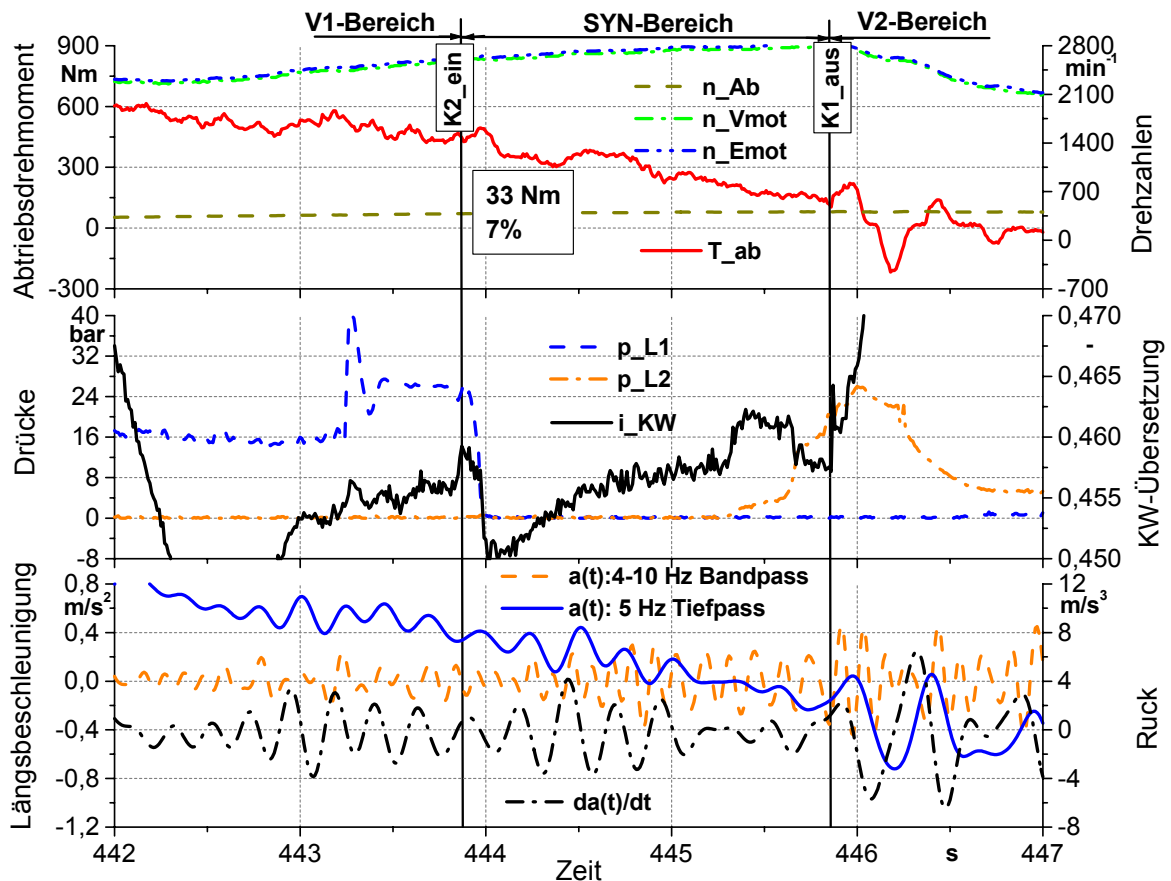


Bild 7-5: Zug-Hochschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Im weiteren Verlauf kann die K1 zum Zeitpunkt $t = 445,85 \text{ s}$ erfolgreich ausrücken und das Auto fährt weiter im V2-Bereich. Die hier ermittelten Werte für Ruck und Längsbeschleunigung sind entsprechend $4,17 \text{ m/s}^3$ und $0,28 \text{ m/s}^2$. Die hierzu korrelierende Schaltkomfort-Note wäre zwischen 8 und 9. Ähnlich wie in **Bild 7-4** wird bei dieser Teilschaltung auch ein relativ hoher Spitze-Spitze-Wert der höherfrequenten Schwingungen ($0,82 \text{ m/s}^2$) registriert, was die Komfort-Note in Richtung 8 drücken wird. Nicht desto trotz ist auch diese Teilschaltung als „gut“ zu bewerten. Kurz nach Erreichen des V2-Bereichs ($t = 446 \text{ s}$)

geht der Fahrer plötzlich vom Gas, der Antriebsstrang wechselt vom Zug- in den Schubbetrieb, was sich sehr deutlich im Verlauf des Ruck- bzw. Längsbeschleunigungs-Signals bemerkbar macht. Die Spitze-Spitze-Werte ($12,21 \text{ m/s}^3$; $0,78 \text{ m/s}^2$) sind um 2- bis 3-fach größer als während der Schaltung.

In **Bild 7-6** ist beispielhaft eine Zug-Rückschaltung von V2- in SYN-Bereich dargestellt. Im Messschrieb ist deutlich der Wechsel zwischen Schub- und Zugbetrieb zu sehen. Bei $t = 466,25 \text{ s}$ wird die Leistungsgrenze nach der Betriebsstrategie zum Starten des Dieselmotors infolge Gaspedalstellung überschritten und der GFR startet den V-Motor. Der Verbrennungsmotor wird dann auf Getriebedrehzahlen beschleunigt, zum Zeitpunkt $t = 467 \text{ s}$ angekuppelt und beschleunigt zusammen mit dem Elektromotor das Fahrzeug weiter.

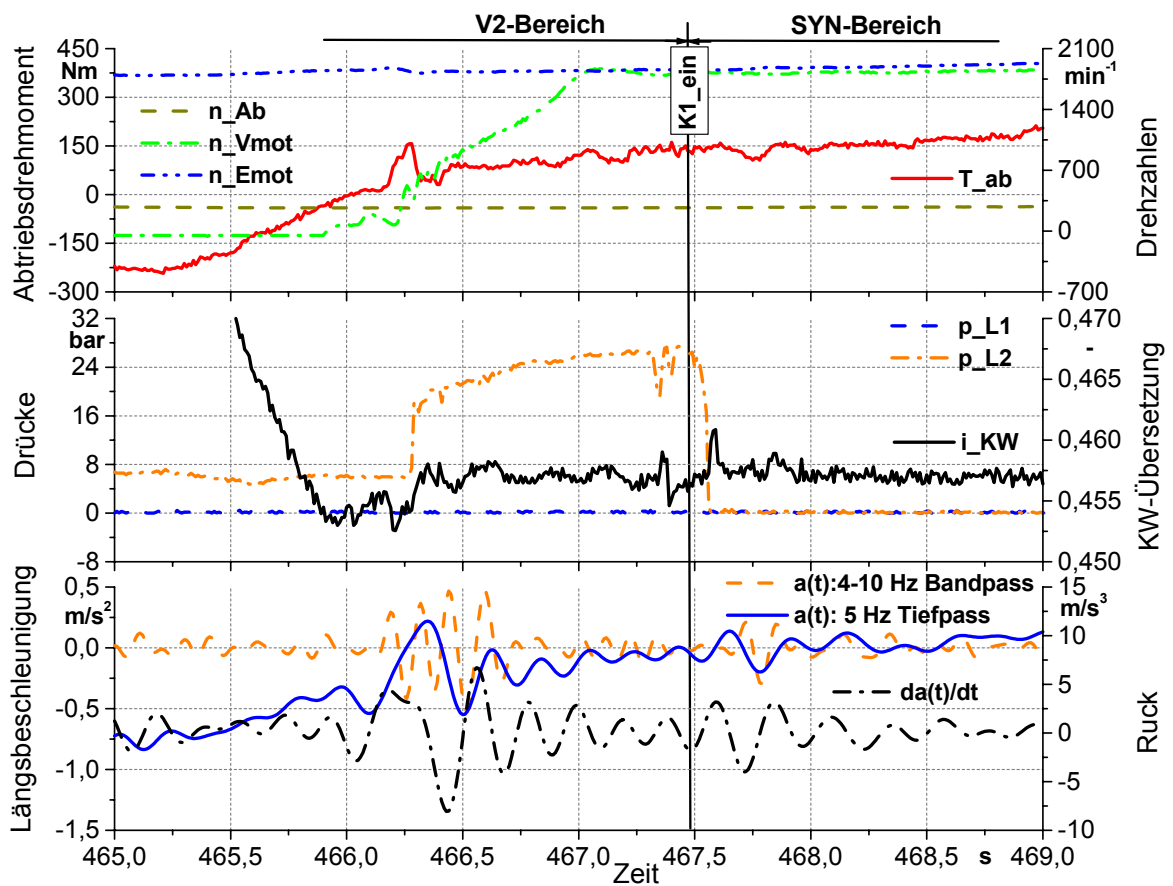


Bild 7-6: Zug-Rückschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Erst nach ca. 5 s verlangt der GFR von Umschalt-SG das Weiterschalten zurück in den V2-Bereich (nicht in **Bild 7-6** dargestellt). Die hier abgelesene Werte für Ruck ($5,01 \text{ m/s}^3$) und Längsbeschleunigung ($0,25 \text{ m/s}^2$) nach dem Einrückvorgang von K1 bestimmen die Komfort-Note 8 nach der **Tabelle 7-1**, was einer „guten“ Schaltung entspricht. Stärker macht sich der Startvorgang des Dieselmotors im Verlauf des Rucks bzw. der Längsbeschleunigung bemerkbar und verursacht Schwingungen mit Spitze-Spitze-Werten von $14,82 \text{ m/s}^3$ bzw. $0,77 \text{ m/s}^2$, was die Werte aus der Schaltung um das 3-fache übersteigt und von Fahrer und Beifahrer als „ungewohnt“ und „störend“ beurteilt wird.

7.3 Schubschaltungen im Fahrbetrieb des Autarken Hybrid

In diesem Kapitel werden einige Beispiele von Schub-Rück- bzw. Schub-Hochschaltungen vom Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug präsentiert und bezüglich den Schaltkomfort bewertet. Die Lastschaltvorgänge wurden ähnlich wie in Kapitel 7.2 bei Versuchsfahrten im öffentlichen Straßenverkehr aufgenommen.

Bild 7-7 zeigt eine solche Schubschaltung vom V2-Bereich in den V1-Bereich. Die eingetragenen Messgrößen sind die gleichen wie in den Bildern zuvor, vgl. Kap. 7.2. Hier rekuperiert der Elektromotor, bei gleichzeitig ausgekuppeltem V-Motor ($n_{\text{Vmot}} = 0$), im Generatorbetrieb die Energie und lädt gleichzeitig die NiMH-Batterie. Somit wird das Fahrzeug kontinuierlich abgebremst, ohne dass die mechanische Bremse betätigt werden muss.

Nach dem Einrückvorgang zum Zeitpunkt $t = 916,57 \text{ s}$ entsteht im Verlauf des Abtriebsdrehmoments eine Schwankung mit Amplitude von 30 Nm oder 13% von $T_{\text{Ab, mittl.}} = -229 \text{ Nm}$. Die während und kurz nach der Schaltung abgelesenen Spitze-Spitze-Werte im Ruck- bzw. Längsbeschleunigungs-Signal sind wie folgt: $4,1 \text{ m/s}^3$ bzw. $0,2 \text{ m/s}^2$. Hier kann eine Komfort-Note von 8,5 vergeben werden, was nach der allgemeinen Bewertung zwischen „gut“ und „sehr gut“ liegt.

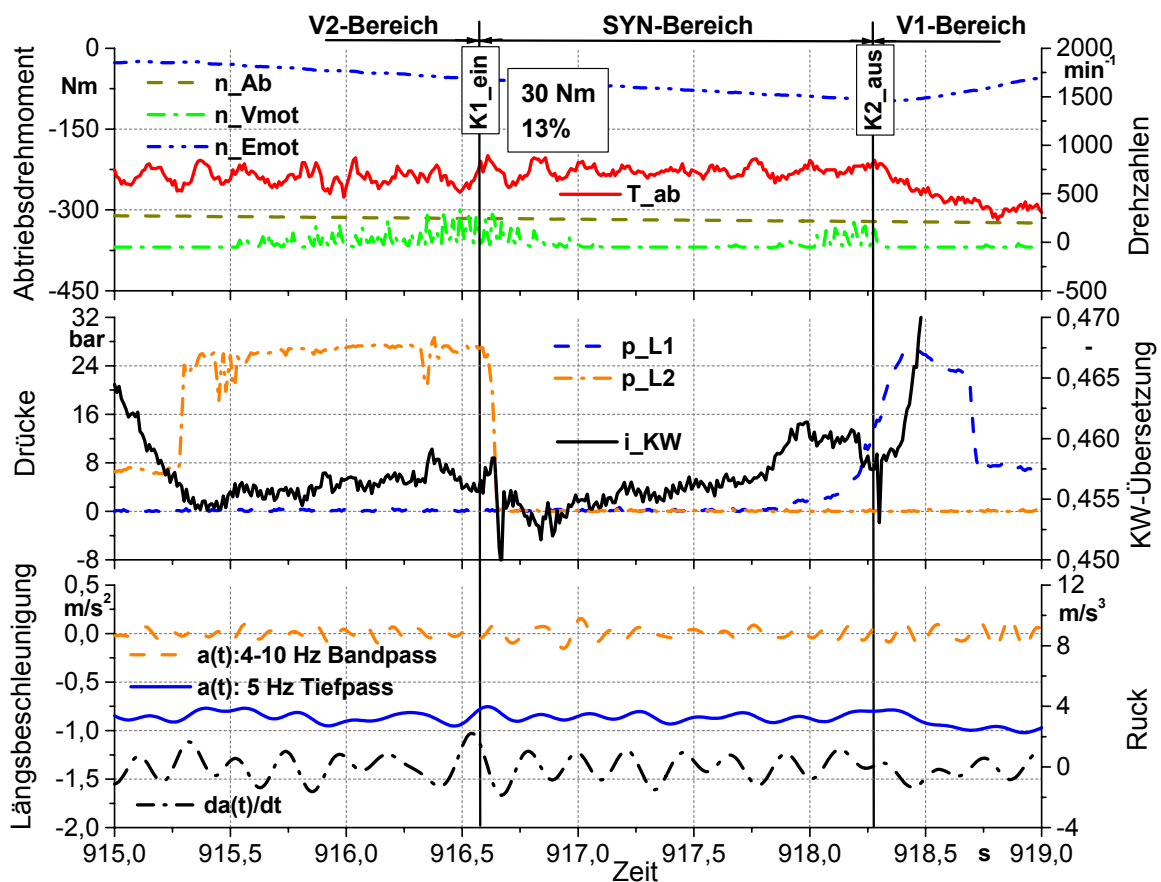


Bild 7-7: Schub-Rückschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Die zweite Schaltung im V1-Bereich (K2_aus) verläuft praktisch „nicht spürbar“ für die Fahrzeuginsassen (Ruck: $1,6 \text{ m/s}^3$; Längsbeschleunigung: ohne Änderung vor und nach der Schaltung), was entsprechend mit der Best-Note 10 ausgezeichnet werden kann.

Beim Lastschaltvorgang in **Bild 7-7** konnte kein signifikanter Einfluss der höherfrequenten Schwingungsanteile der Längsbeschleunigung auf den Schaltkomfort festgestellt werden.

Bei der zweiten Schub-Rückschaltung, präsentiert in **Bild 7-8**, verursacht die einrückende Kupplung K1 ($t = 82,67 \text{ s}$) bei vergleichbarem mittleren Abtriebsdrehmoment nur noch eine Amplitude der Schwankung von 23 Nm oder 9% . Dementsprechend können so gut wie keine Änderungen im Ruck- ($0,96 \text{ m/s}^3$) bzw. Längsbeschleunigungs-Signal ($0,06 \text{ m/s}^2$), verursacht durch den Schalt-

übergang, festgestellt werden. Auch diese Schaltung kann von Fahrer und Beifahrer „nicht gespürt“ werden und verdient die beste Schaltkomfort-Note von 10. Die ausrückende Kupplung K2 zum Zeitpunkt $t = 84,3$ s verursacht größere Änderungen im Signalverlauf von Ruck ($3,21 \text{ m/s}^3$) und Längsbeschleunigung ($0,13 \text{ m/s}^2$), was aber immer noch für die Komfort-Note 9 ausreichend ist. Auch dieser Schaltübergang verläuft sehr „weich“ für die Fahrzeuginsassen und wird nur von ausgebildeten Beobachtern wahrgenommen.

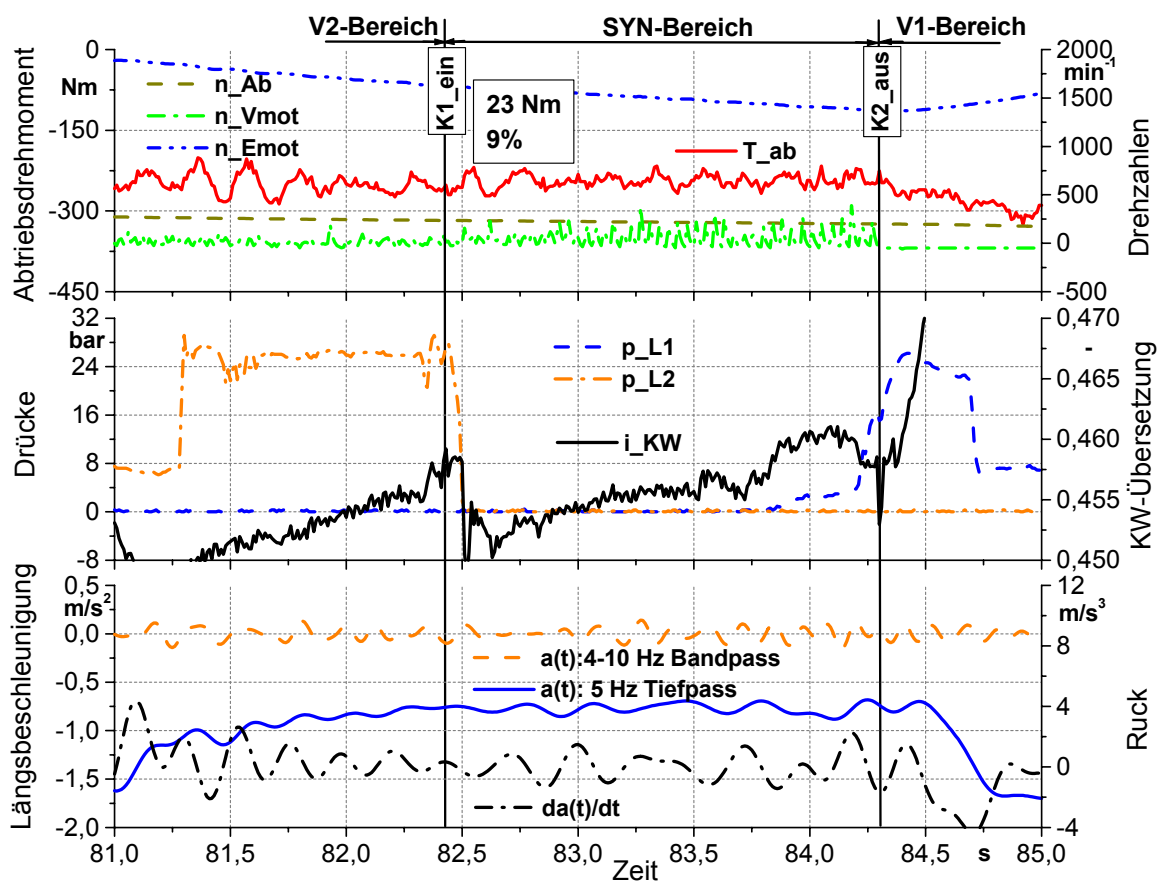


Bild 7-8: Schub-Rückschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Auch beim Umschaltvorgang in **Bild 7-8** konnte kein Einfluss der höherfrequenten Anteile der Längsbeschleunigung registriert werden.

Im Folgenden werden zwei interessante Schaltungen präsentiert, bei denen das Auto zuerst im V1-Bereich mit dem V-Motor beschleunigt wird. Kurz bevor die Synchronpunkt-Übersetzung erreicht wird, geht der Fahrer vom Gas, der

V-Motor wird ausgekuppelt und gestoppt. Das Prototypfahrzeug rollt weiter im Schubetrieb. Da die Schaltgrenze überschritten wird, verlangt der GFR eine Schub-Hochschaltung im SYN-Bereich. Kurze Zeit später kommt die Anforderung vom GFR zurück nach V1-Bereich zu schalten.

Bild 7-9 zeigt eine solche Schub-Hoch-Schub-Rückschaltung (V1-SYN-V1). Hier verursacht die zum Zeitpunkt $t = 537,5$ s einrückende Zahnkupplung K2 eine Schwankung im Abtriebsdrehmomentverlauf mit Amplitude von 55 Nm, was 20% des mittleren Abtriebsdrehmoments ausmacht.

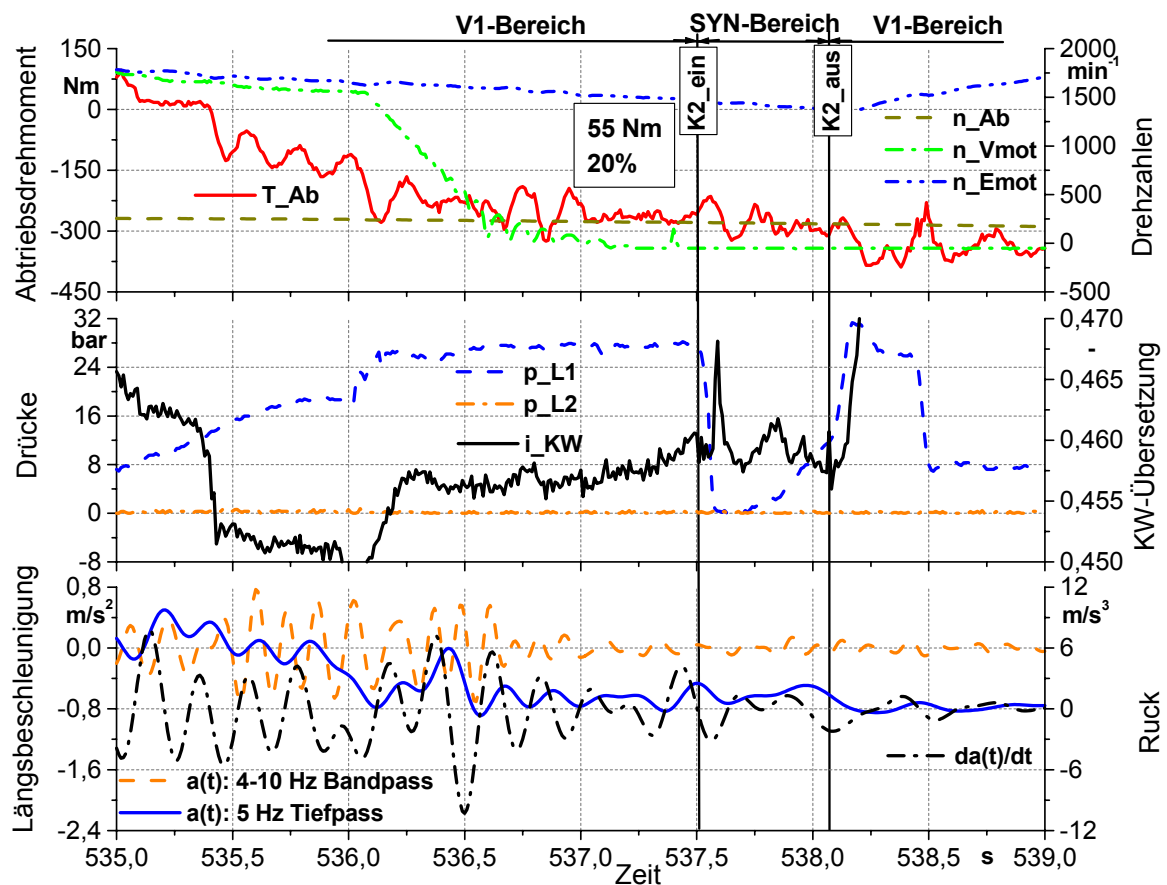


Bild 7-9: Schub-Hochschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Die abgelesenen Spitze-Spitze-Werte für Ruck und Längsbeschleunigung während der Schaltung betragen entsprechend $7,4 \text{ m/s}^3$ bzw. $0,37 \text{ m/s}^2$. Für diese Teilschaltung kann die Komfort-Note 7 vergeben werden, was von der Schalt-

Qualität noch „ausreichend“ ist. Dabei verläuft der Schaltübergang für den Fahrer „spürbar“, vgl. **Tabelle 7-1**.

Im weiteren Verlauf der Schaltung zurück in den V1-Bereich rückt die K2 bei $t = 29,41$ s aus. Hier ergeben sich die Schwingungen im Ruck- bzw. Längsbeschleunigungs-Signal zu $3,5$ m/s^3 bzw. $0,35$ m/s^2 . Daraus resultiert eine Komfort-Note 8, welche für eine „gute“ Schaltung steht, die noch „etwas spürbar“ ist. Stärker machen sich das Abkuppeln, die Nachlaufzeit und besonders das Ausschalten des Dieselmotors zum Zeitpunkt $t = 536,5$ s im Verlauf des Rucks bzw. der Längsbeschleunigung bemerkbar. Die hier verursachten Schwingungen mit Spitze-Spitze-Werten von $14,82$ m/s^3 bzw. $0,77$ m/s^2 übersteigen deutlich die Werte aus dem Umschaltvorgang und sind für Fahrer und Beifahrer störend.

Eine ähnliche Schaltung wird auch in **Bild 7-10** präsentiert. Die hier durch die einrückende Kupplung K2 ($t = 29,03$ s) verursachte Amplitude der Schwankung am Abtrieb ist deutlich kleiner und beträgt 7% bei vergleichbarem mittlerem Abtriebsdrehmoment von -258 Nm. Dementsprechend sind auch die Ruck- und Längsbeschleunigungswerte während der Schaltung klein und zwar $1,72$ m/s^3 bzw. $0,11$ m/s^2 . Für diese Teilschaltung ergibt sich dadurch die höchste Komfort-Note von 10.

Nach einer sehr kurzen Verweilzeit im SYN-Bereich von $t = 0,38$ s wird K2 ausgerückt und das Auto fährt weiter im V1-Bereich. Auch diese Teilschaltung verläuft kaum spürbar für die Fahrzeuginsassen (Ruck: $2,48$ m/s^3 ; Längsbeschleunigung: $0,09$ m/s^2) und verdient somit nach **Tabelle 7-1** die beste Schaltkomfort-Note.

Auch in **Bild 7-10** macht sich das Auskuppeln, bzw. Ausschalten des Dieselmotors deutlich mit $14,93$ m/s^3 bzw. $0,84$ m/s^2 bemerkbar.

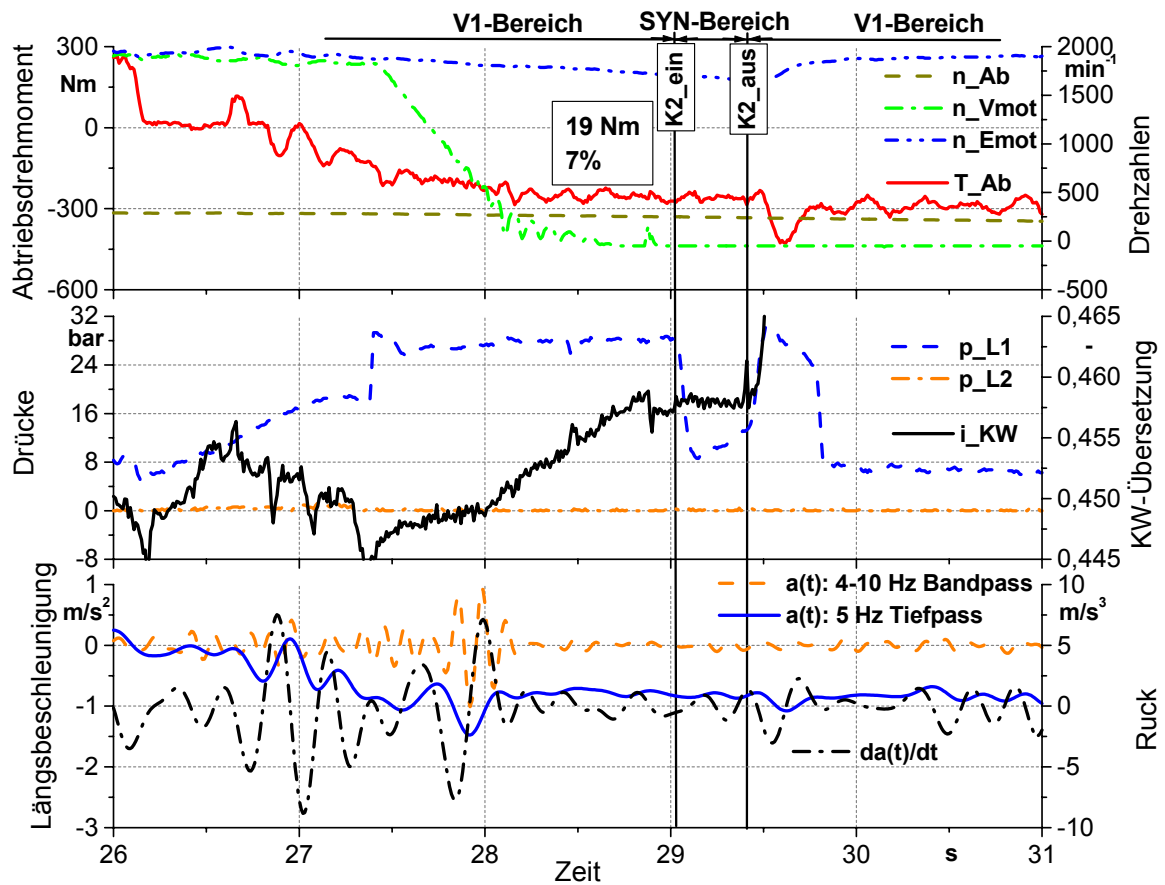


Bild 7-10: Schub-Hochschaltung im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug (Fahrbetrieb)

Sowohl bei der Schaltung in **Bild 7-9**, als auch bei der in **Bild 7-10** konnte kein Einfluss der höherfrequenten Anteile der Längsbeschleunigung registriert werden.

Alle Umschaltvorgänge im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug, die im Kapitel 7 präsentiert wurden, wurden zwischen „ausreichend“ – Komfort-Note 7 und „ausgezeichnet“ – Komfort-Note 10 eingestuft.

8 Simulation des Umschaltvorgangs im i^2 -Getriebe

Begleitend zu den umfangreichen experimentellen Untersuchungen des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe an Umschaltprüfstand, Systemprüfstand und im Prototypfahrzeug wurden auch Simulationsrechnungen durchgeführt. Die Ergebnisse aus der Simulation des Umschaltvorgangs werden im folgenden Kapitel präsentiert und ausführlich diskutiert.

8.1 Modellierung des Antriebsstrangs am Umschaltprüfstand

Mittels des kommerziellen Simulationswerkzeug ITI-SIM 3 [8.1], [8.2] wurde der komplette Antriebsstrang des Umschaltprüfstands abgebildet. Dabei wurde bewusst auf die Verwendung von im Programm vorhandener Objekt-Makros verzichtet, damit das Simulationsmodell transparent und möglichst flexibel bleibt. Der Antrieb erfolgt über ein äußeres Drehmoment, das direkt an der Antriebswelle angreift, vgl. **Bild 8-1**. Durch einen Signalgenerator besteht die Möglichkeit unterschiedliche Drehmomentverläufe am Antrieb aufzuprägen.

Die zwei Lamellenkupplungen im i^2 -Getriebe, L1 und L2, sind als einfache Reibstellen abgebildet. Da für die Untersuchung des Umschaltvorgangs nur die kleinen Übersetzungsänderungen in der Nähe des Synchronpunktes von Interesse sind, wird an dieser Stelle angenommen, dass die Schleppmomente der Lamellenkupplungen bei den kleinen Differenzdrehzahlen vernachlässigbar sind. Die Anpresskraftverläufe der Kupplungen (F_{L1} ; F_{L2}) werden tabellarisch extern aus einer Datei vorgegeben. Somit kann sowohl mit gemessenen als auch mit idealisierten Verläufen gerechnet werden. Die Reibungszahl wurde für die Simulationsrechnungen als fest vorgegeben.

Die zwei synchronisierten Zahnkupplungen, K1 und K2, sind auch als einfache Reibstellen abgebildet. Diese werden durch eine konstante Anpresskraft in Abhängigkeit von der jeweiligen Vorgabegröße, $K1_{\text{ein}}$ bzw. $K2_{\text{ein}}$, innerhalb kürzester Zeit geschlossen (Vorgabegröße = 1) oder geöffnet (Vorgabegröße = 0). Hier wurde bewusst auf eine tiefgreifendere Modellierung der Synchro-

nisierungen verzichtet, was die Komplexität deutlich gesteigert hätte, ohne dass die Aussagen dadurch entscheidend verbessert worden wären.

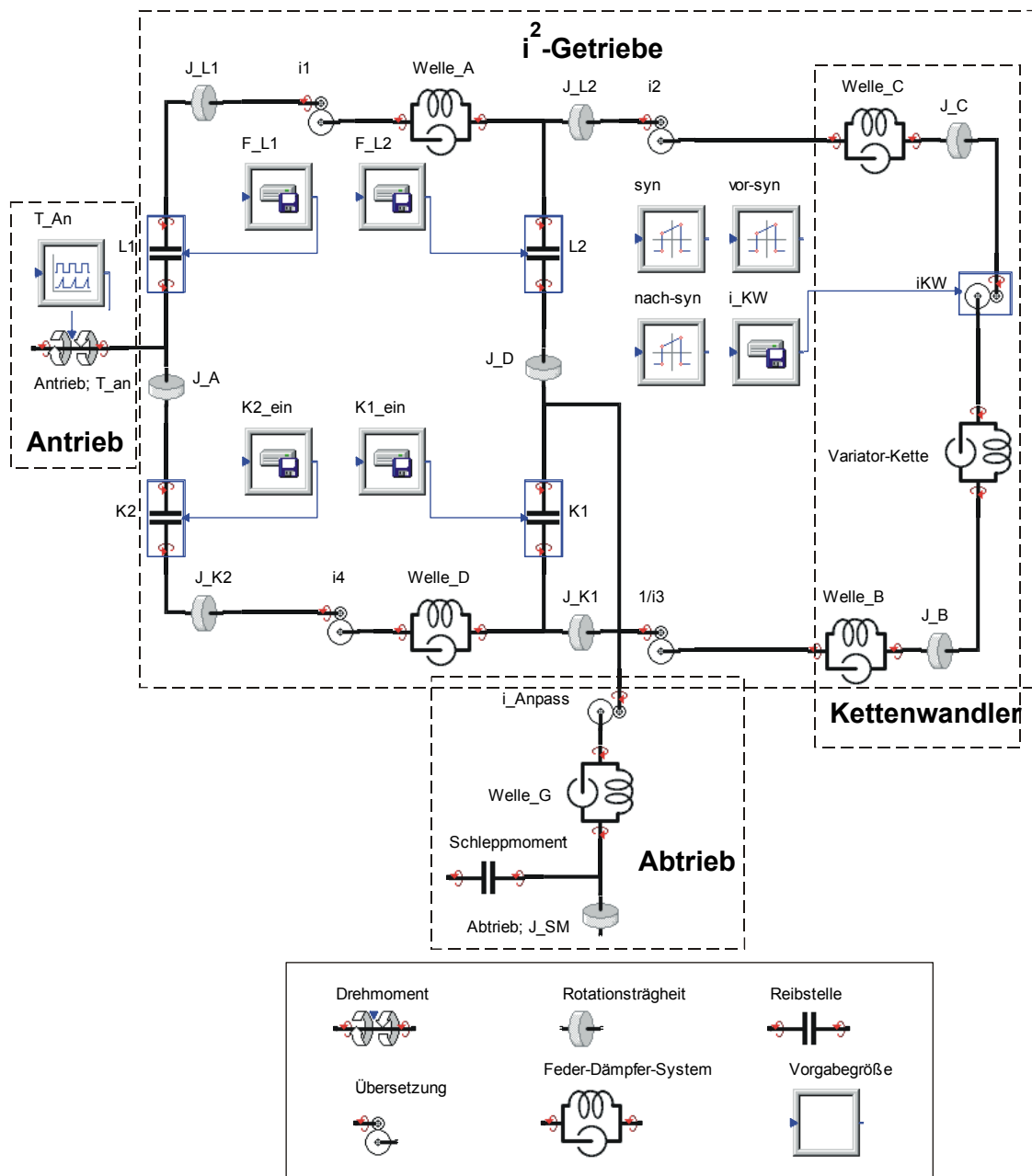


Bild 8-1: Simulationsmodell des Antriebsstrangs am FZG-CVT2 Prüfstand

Bei allen Übersetzungsstufen im i^2 -Getriebe erfolgt die Modellierung als einfache Transformationsstellen. Gleichzeitig werden durch die Feder-Dämpfer-

Elemente die Eigenschaften des Umschaltprüfstands möglichst realistisch abgebildet. Die Parametrierung erfolgt in enger Anlehnung an [8.3], [8.4].

Die Massenträgheitsmomente der Wellen – beispielsweise das der Welle D mit J_D – setzen sich hier aus der Welle und den drehfest mit ihr verbundenen Teilen wie dem Innenmitnehmer der Lamellenkupplung L2 und dem Kupplungskörper der Zahnkupplung K1 zusammen. Die von der Welle durch Öffnen einer Kupplung trennbaren Massen –wie z. B. der Außenmitnehmer von L2 oder aber das Schaltrad von K2 – werden im Simulationsmodell gesondert berücksichtigt und erhalten als Index den Namen der jeweiligen Kupplung (J_{L2} ; J_{K2}).

Der Kettenwandler wurde ebenso durch Massenträgheitsmomente und Feder-Dämpfer-Elemente für Wellen und Kette nachmodelliert. Die variable KW-Übersetzung wird über Vorgabegrößen vorgegeben. Hier können neben am Prüfstand aufgenommenen Übersetzungsverläufen auch idealisierte Verläufe mit vorgegebener KW-Verstellgeschwindigkeit aufgeprägt werden. Eine tiefere Modellierung des Kettenwandlers, wo sowohl die mechanischen Wechselwirkungen zwischen Scheibe und Kette als auch die auftretenden dynamischen Effekte des Kettenzugs berücksichtigt werden, findet sich in [8.5], [8.6].

Am Abtrieb ist die Schwungmasse (J_{SM}) modelliert, die die Fahrzeugträgheit abbildet und je nach dem simulierten Schaltzustand beschleunigt oder abgebremst wird.

Sämtliche Reibungsverluste durch Lagerungen und Dichtungen werden abtriebsseitig durch eine Reibstelle abgebildet, die in diesem Fall als eine „Momentensenke“ im Antriebsstrang angeordnet ist.

Das vorliegende Simulationsmodell bietet die Möglichkeit, Messungen vom Umschaltprüfstand direkt nachzufahren. Über die Variationen der Kettenwandlerübersetzung (i_{KW}) in der Nähe des Synchronpunktes können dann Rückschlüsse über das Zusammenspiel zwischen Kettenwandler und Lamellenkupplungen einerseits und zwischen Kettenwandler und synchronisierten Zahnkupplungen andererseits gezogen werden. Somit können die theoretischen Überlegungen einmal bestätigt und gleichzeitig weitere Ansatzpunkte zur Verbesserung des Umschaltvorgangs gefunden werden.

8.2 Simulationsergebnisse des Zugbetriebs, Abgleich mit Messungen

Am abgestimmten Simulationsmodell wurden Rechnungen mit im Prüfstandsversuch gemessenen Anpresskraft-Zeit-Verläufen für die beiden Lamellenkupplungen und Zu- bzw. Abschalt-Zeit-Verläufen für die synchronisierten Zahnkupplungen durchgeführt. Ziel dieser Rechnungen war die direkte Gegenüberstellung der Ergebnisse aus dem Prüfstandsversuch mit den Ergebnissen aus der Simulation. Auf dieser Weise ließ sich das Simulationsmodell an einer Reihe von Eckpunkten verifizieren.

Bild 8-2 zeigt die Ergebnisse aus der Simulation für eine Zug-Hochschaltung vom V1- in den V2-Bereich. Im ersten Graphikfenster, oben, sind die Verläufe von An- und Abtriebsdrehmoment für die Simulation (Inneres Moment-Antrieb; T_{an} und Knotenmoment-Abtrieb; J_{SM}) und den Original-Prüfstandsversuch ($T_{an}(\text{Messung})$ und $T_{ab}(\text{Messung})$) gegenübergestellt.

In der zweiten Graphik sind die von den gemessenen Pressungsverläufen am Prüfstand berechneten Anpresskraftverläufe für L1 (F_{L1}) und L2 (F_{L2}) in [N] eingetragen.

Die während der Schaltung am Prüfstand aufgenommene Kettenwandlerübersetzung (geglättet) ist in der dritten Graphik, unten, dargestellt.

Die senkrechten Linien grenzen die Fahrbereiche voneinander ab und stellen gleichzeitig die Schaltzeitpunkte der zu- (K2) und abschaltende (K1) Zahnkupplung dar.

Insgesamt zeigt die Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Simulation und Versuch in **Bild 8-2** eine gute Übereinstimmung der Drehmomente.

Hauptziel der Simulationsrechnungen bleibt die Verifizierung der theoretischen Überlegungen aus Kapitel 3. Parallel zu den Versuchen sollen mit Hilfe des Simulationsmodells qualitative Tendenzen ausgelotet werden, die die Feinoptimierung des Lastschaltvorgangs am Prüfstand unterstützen.

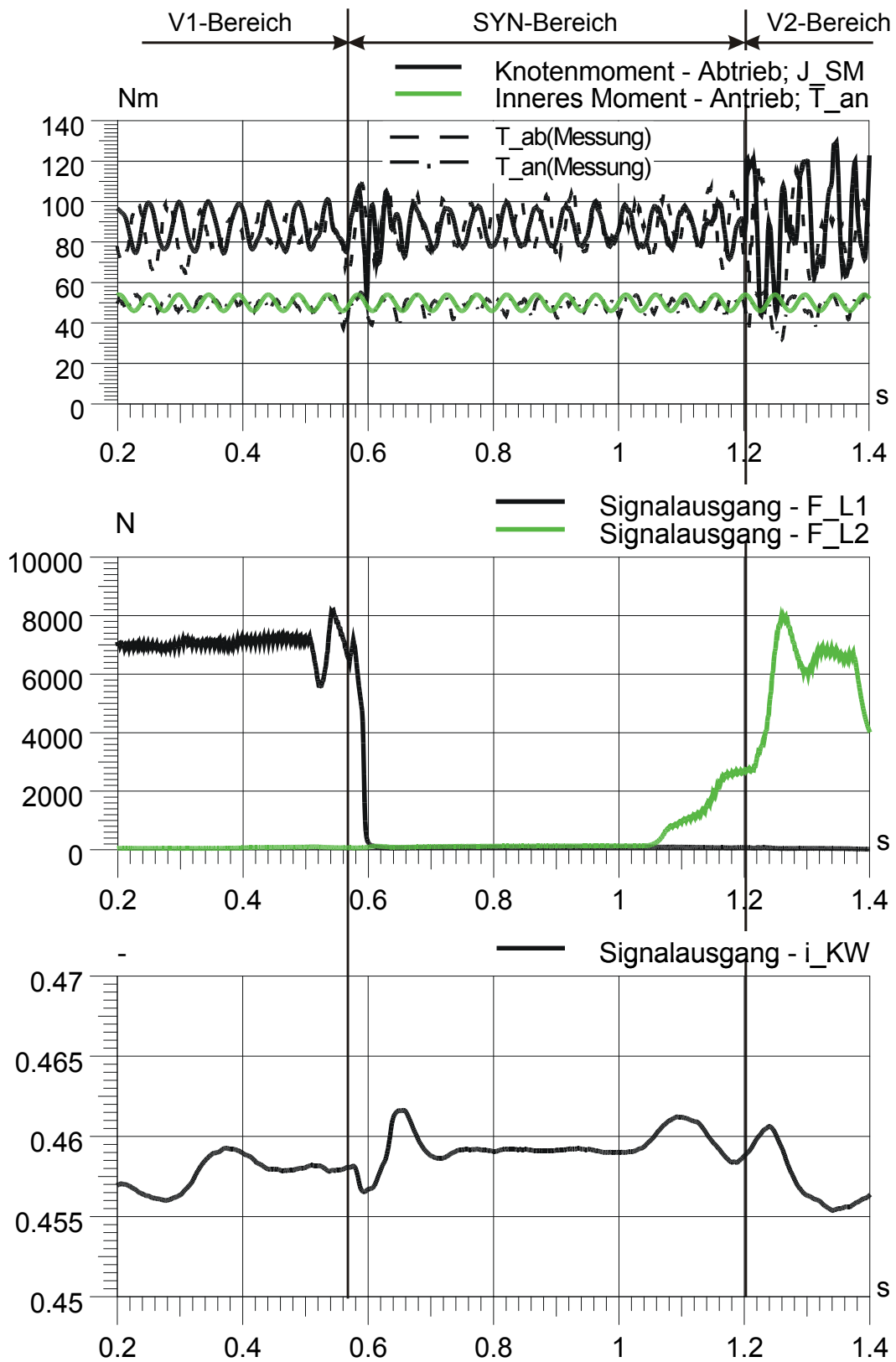


Bild 8-2: Zug-Hochschaltung: Vergleich zwischen Simulation und Versuch

Bild 8-3 zeigt die Zug-Hochschaltung aus **Bild 8-2**, durchgeführt mit idealisierten KW-Übersetzungsverläufen, vgl. untere Graphik. Im ersten Grafikenster ist der Abtriebsdrehmomentverlauf, gemessen am Schwungrad J_{SM} , nach der Umschaltstrategie IA aufgetragen. Dabei ändert sich die KW-Übersetzung von vor- nach nachsynchron (i_{KW-IA}). In der zweiten Grafik ist der Abtriebsdrehmomentverlauf nach der Umschaltstrategie IB (i_{KW-IB}) dargestellt. Die Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit während des Einrückvorgangs von K2 beträgt $0,1 \text{ s}^{-1}$.

Korrelierend mit den theoretischen Überlegungen in Kap. 3.1 bricht bei der Schaltung nach Umschaltstrategie IA das Abtriebsdrehmoment nach dem Einrückvorgang von K2 bei $t = 0,563 \text{ s}$ kurz ein und schwingt weiter mit einer Amplitude von 14 Nm oder 17% des mittleren Abtriebsdrehmoments. Dagegen wird das Abtriebsdrehmoment nach Umschaltstrategie IB ohne Einbruch zu höheren Drehmomenten beschleunigt. Hier beträgt die Amplitude 12 Nm oder 13% von $T_{ab, \text{mittl}}$. Die zum Zeitpunkt $t = 0,6 \text{ s}$ ausschaltende Lamellenkupplung L1, vgl. **Bild 8-2**, F_{L1} -Verlauf, initiiert nach Umschaltstrategie IA ebenso erhebliche Schwankungen am Abtrieb. Diese konnten durch die Umschaltstrategie IB so gut wie vollständig verhindert werden. Die Änderung der KW-Verstellgeschwindigkeit vor und nach der Schaltung verursacht auch abtriebsseitige Schwankungen.

Im weiteren Verlauf wird die Lamellenkupplung L2 nach Umschaltstrategie IA bei einer nachsynchronen Kettenwandlerübersetzung von $i_{KW} = 0,451$ allmählich geschlossen und zum Zeitpunkt $t = 1,2 \text{ s}$ die K1 ausgerückt. In Bestätigung der theoretischen Überlegungen nach Kap. 3.2 unterstützt bei dieser Übersetzung die schließende Lamellenkupplung nicht die Leistungsteilung durch den Kettenwandler. Infolge dessen tritt Blindleistung im Antriebsstrang auf, die Zahnkupplung wird zusätzlich belastet und der Ausrückvorgang ist mit einem Einbruch des Abtriebsdrehmoments verbunden, was auch durch die Prüfstandsuntersuchungen belegt ist.

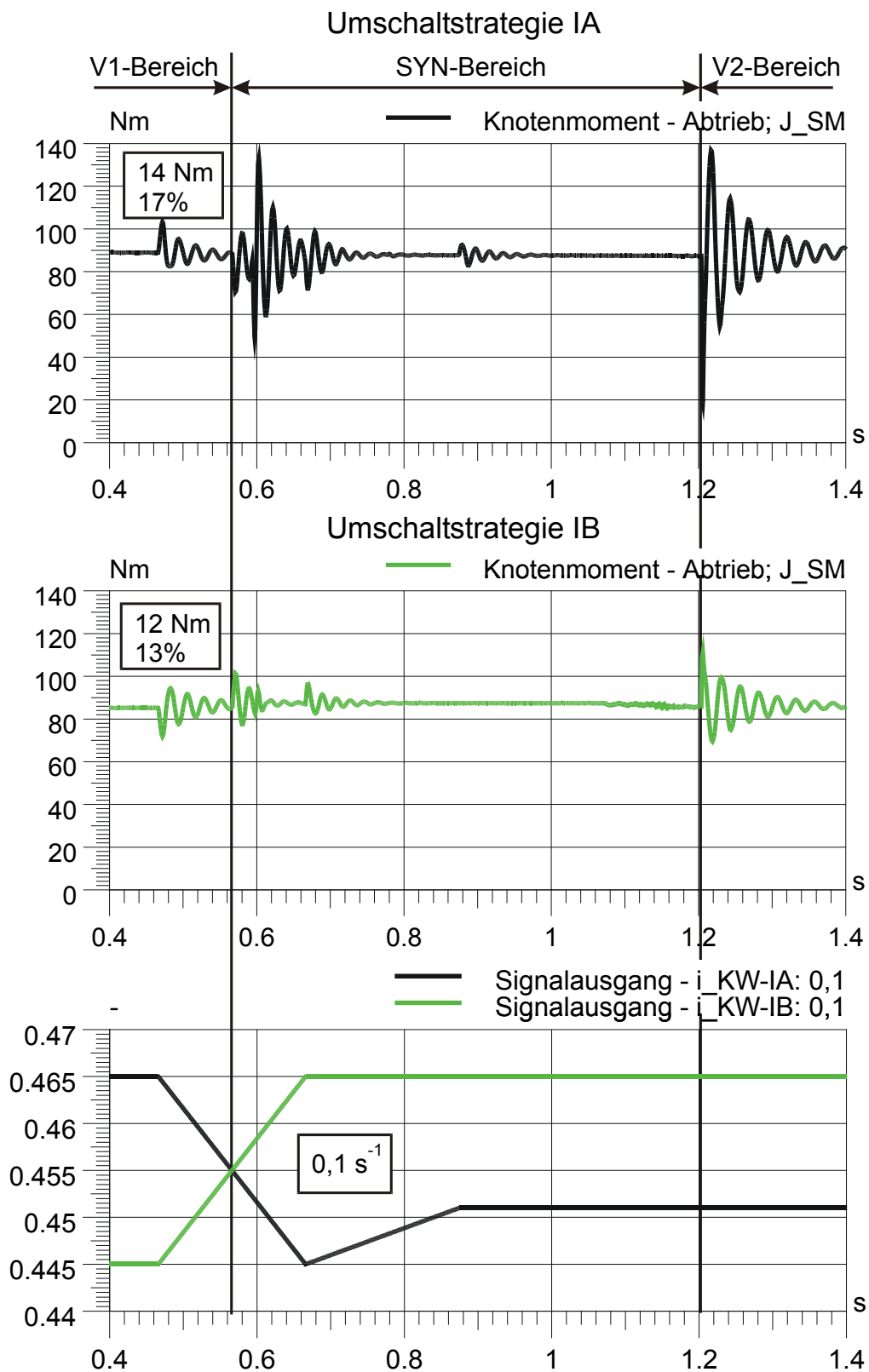


Bild 8-3: Zug-Hochschaltung (Simulation): Vergleich Umschaltstrategie IA – IB

Dagegen ist bei einer vorsynchronen Übersetzung von $i_{KW} = 0,465$ nach Umschaltstrategie IB der Außenmitnehmer der L2 schneller als der Innenmitnehmer, was zu Leistungsteilung führt und K1 entlastet, so dass der Ausrückvorgang ohne Einbruch im Abtriebsdrehmoment komfortabel durchgeführt werden kann.

In **Bild 8-4** sind ergänzend zu **Bild 8-3** zwei weitere Simulationsrechnungen aufgeführt. Hier wurde die Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit variiert (Umschaltstrategie IB). Mit $\Delta i/\Delta t = 0,05 \text{ s}^{-1}$ ergibt sich nach dem Einrücken von K2 eine abtriebsseitige Schwankung mit Amplitude von 6 Nm oder 7% von $T_{ab, \text{mittl}}$, siehe oberes Graphikfenster. Auch bei dem Umschaltvorgang aus dem SYN-Bereich wirkt sich die kleinere vorsynchrone Abweichung in der KW-Übersetzung ($i_{KW} = 0,46$) positiv auf den Abtriebsdrehmomentverlauf aus.

Theoretisch würde am besten eine Schaltung bei Synchronpunktübersetzung von $i_{KW} = 0,4578$ verlaufen (mittlere Graphik), was praktisch aber durch die Mess- und Regelungsgenauigkeit und die kontinuierliche Verstellung nicht zu realisieren ist. So eine Schaltung bei $\Delta i/\Delta t = 0 \text{ s}^{-1}$ verläuft unbemerkt am Abtrieb. Allerdings treten bei der konstanten Synchronübersetzung wieder die Schwankungen, verursacht durch die öffnende Lamellenkupplung, verstärkt auf.

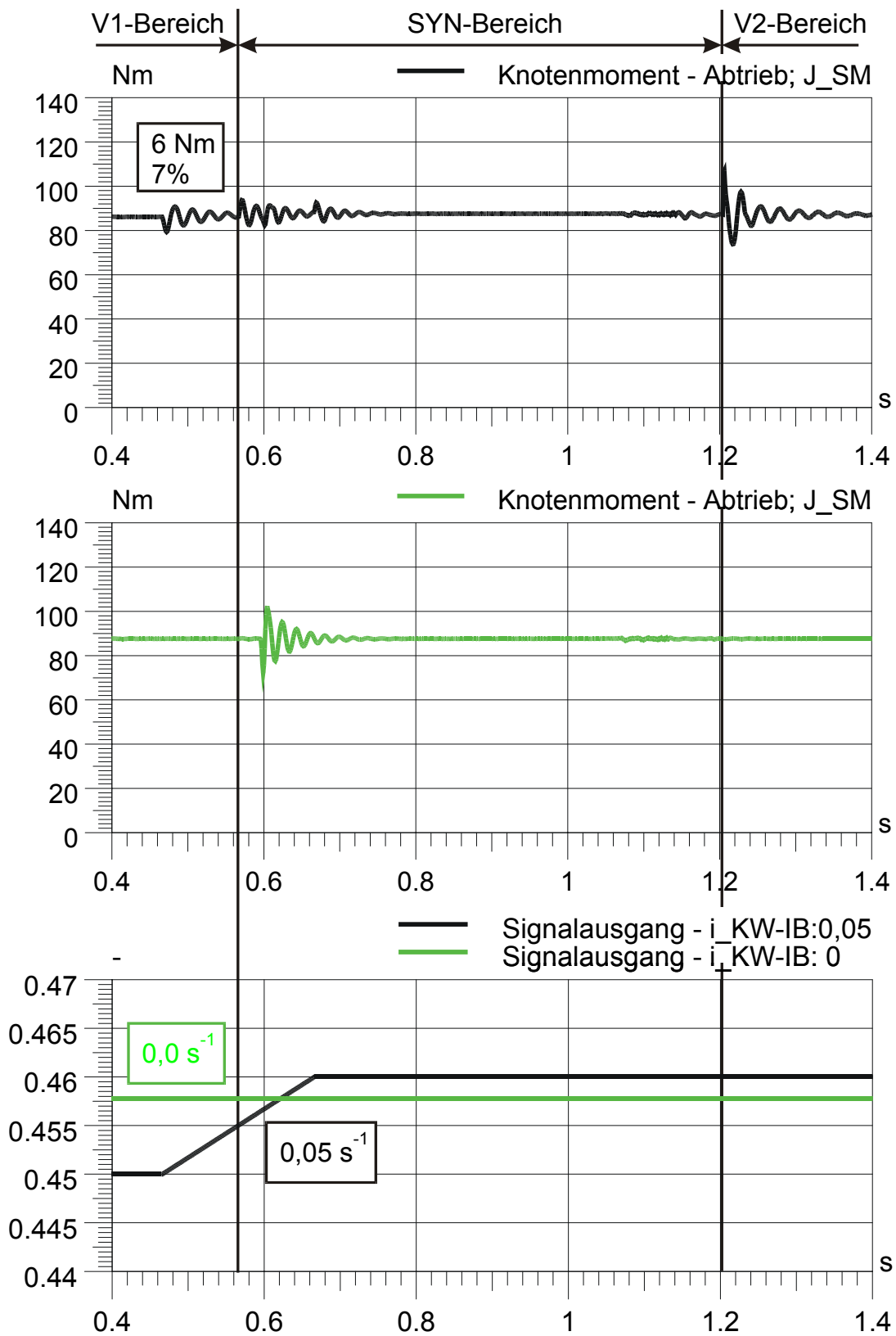


Bild 8-4: Zug-Hochschaltung (Simulation): Variation KW-Verstellgeschwindigkeit

Bild 8-5 präsentiert die Simulationsrechnung einer Zug-Rückschaltung von V2- nach V1-Bereich mit idealisierten Übersetzungsverläufen bei konstanter Verstellgeschwindigkeit ($\Delta i/\Delta t = 0,1 \text{ s}^{-1}$), siehe dritte Graphik von oben. Hier wird wiederum ein Vergleich zwischen Umschaltstrategie IA und IB angestellt. Im ersten Graphikfenster ist der Verlauf des Abtriebsdrehmoments nach Umschaltstrategie IB dargestellt. Wie sich schon aus den theoretischen Überlegungen in Kapitel 3 ableitet, erweist sich diese Umschaltstrategie für die Zug-Rückschaltung als ungünstig. Die einrückende Kupplung K1 ($t = 0,523 \text{ s}$) verursacht einen Einbruch im Abtriebsdrehmoment gefolgt von Schwankung der Amplitude 34 Nm bzw. 50% des mittleren Drehmoments am Abtrieb. Auch im weiteren Verlauf der Schaltung aus dem SYN-Bereich bricht das Abtriebsdrehmoment nach Ausrücken von K2 bei $t = 0,895 \text{ s}$ auf Null ein und schwingt anschließend auf bis zu 160 Nm.

Dagegen verläuft die Schaltung nach Umschaltstrategie IA, siehe zweites Graphikfenster von oben, nach dem Einrückvorgang von K1 ohne Einbruch im Abtriebsdrehmoment und die Amplitude der anschließenden Schwankung ist um 6% kleiner (44% von $T_{ab, \text{mittl}}$). Besonders deutlich sind die Vorteile der Umschaltstrategie IA gegenüber IB bei der zweiten Teilschaltung zu sehen. Hier kommt anstelle des Einbruchs jetzt eine Überhöhung des Abtriebsdrehmoments, die eine deutlich kleinere Amplitude aufweist.

In **Bild 8-6** wird wieder ergänzend zu **Bild 8-5** die KW-Verstellgeschwindigkeit variiert (Umschaltstrategie IA). Bei $\Delta i/\Delta t = 0,05 \text{ s}^{-1}$ weist die durch K1 verursachte Schwingung eine Amplitude von 19 Nm oder 25% des mittleren Abtriebsdrehmoments von 76 Nm auf (erstes Graphikfenster). Bei $\Delta i/\Delta t = 0 \text{ s}^{-1}$ entstehen wie im **Bild 8-4** zuvor keine Schwingungen durch das Einrücken von K1.

Bereits für eine nachsynchrone KW-Übersetzung von 0,455 zeichnet sich hier ein Optimum für die Teilschaltung von SYN- in den V1-Bereich ab. Der Ausrückvorgang von K2 und die Lastübernahme durch L1 verläuft ohne nennenswerte Änderungen im Verlauf des Abtriebsdrehmoments.

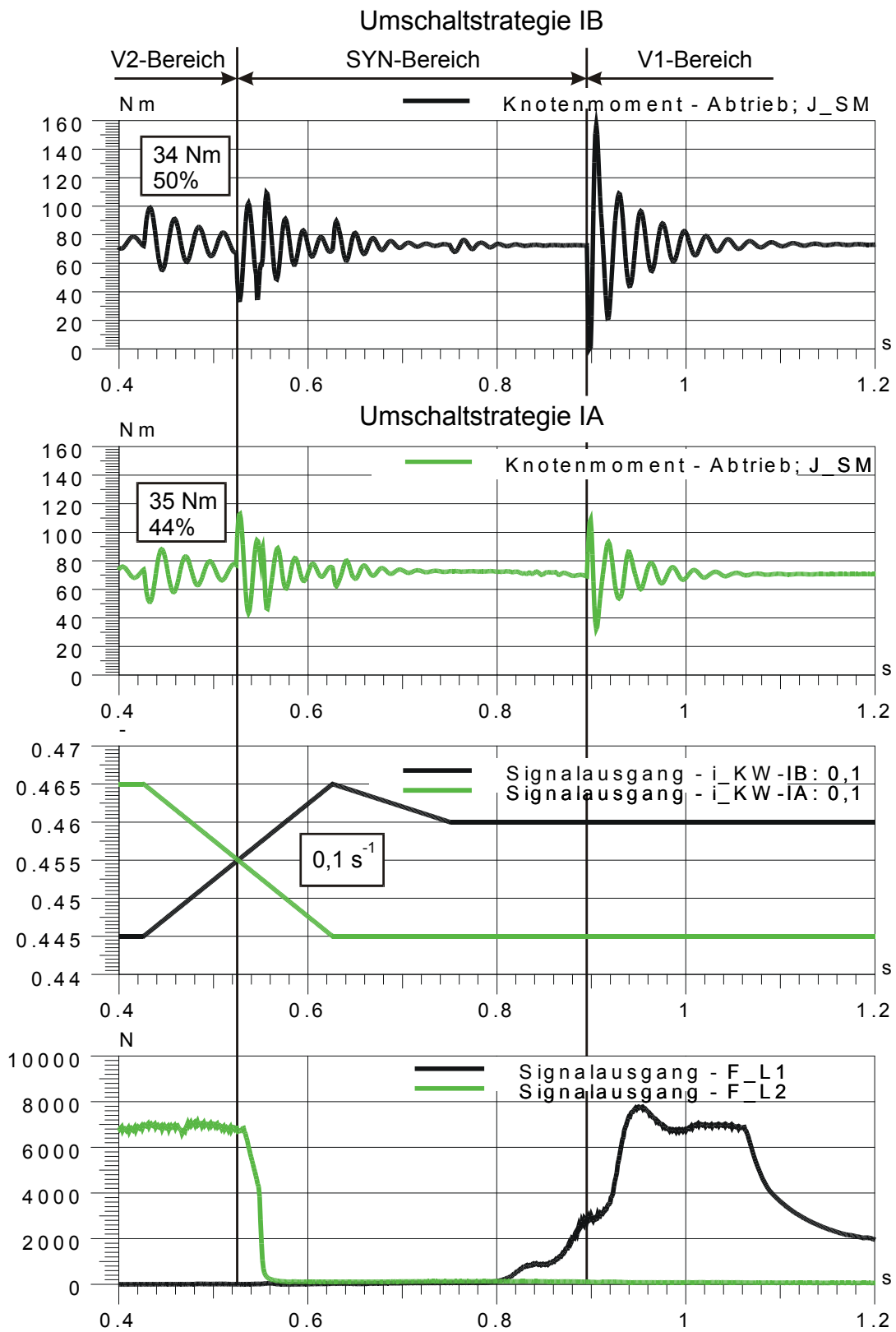


Bild 8-5: Zug-Rückschaltung (Simulation): Vergleich Umschaltstrategie IA – IB

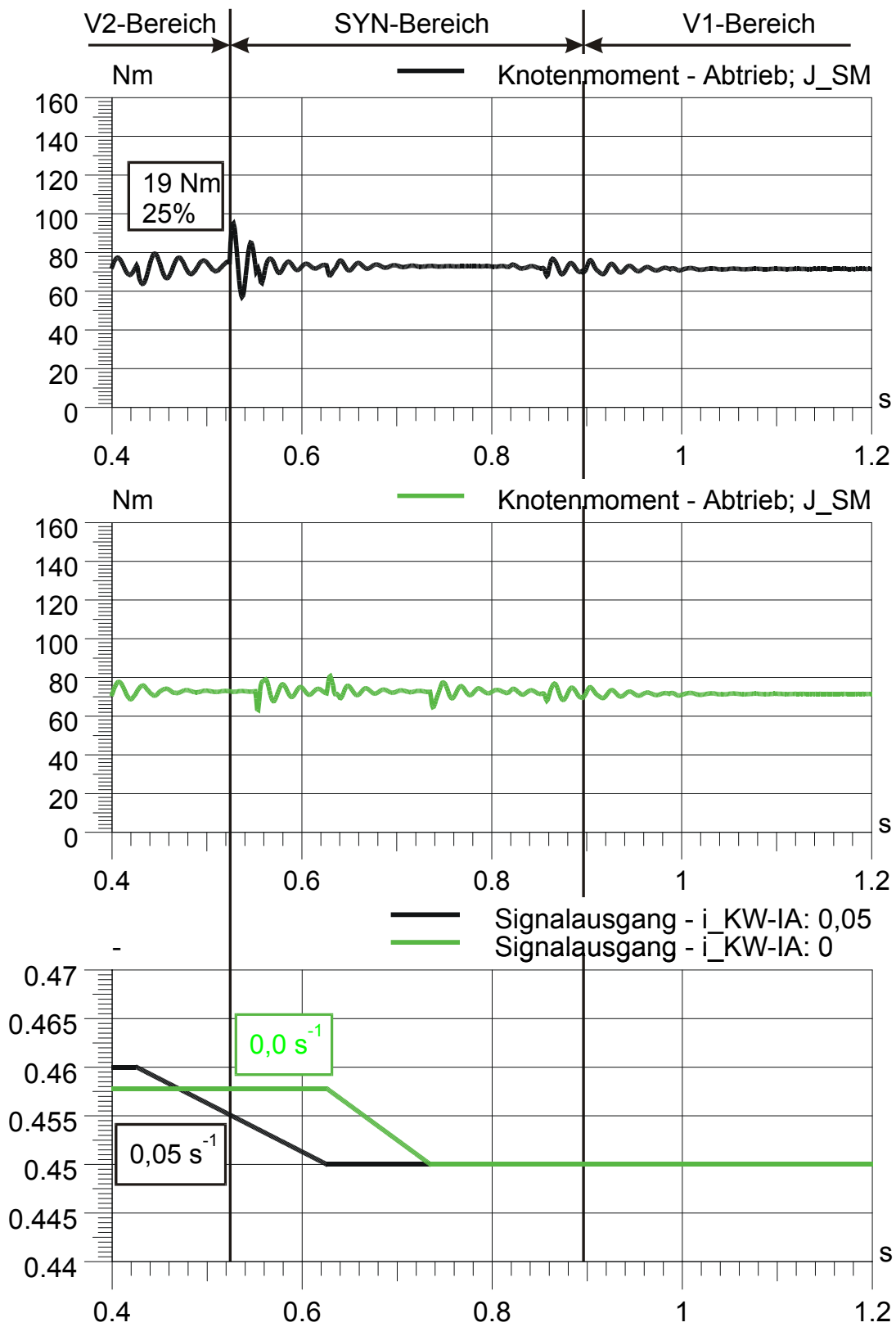


Bild 8-6: Zug-Rückschaltung (Simulation): Variation KW-Verstellgeschwindigkeit

8.3 Simulationsergebnisse des Schubbetriebs, Abgleich mit Messungen

Auch für den Schubbetrieb sind Messungen von FZG-CVT2 Prüfstand und Simulationsrechnungen gegenübergestellt.

Bild 8-7 zeigt die Simulationsergebnisse für eine Schub-Rückschaltung vom V2- in den V1-Bereich. Ähnlich wie in **Bild 8-2** zuvor sind in dem ersten Graphikfenster die An- und Abtriebsdrehmomente aus Versuch und Simulation eingetragen. In der zweiten Graphik sind die gemessenen Anpresskräfte an den Lamellenkupplungen und in der Graphik unten der geglättete Verlauf der Kettenwandlerübersetzung dargestellt.

Die aus der Messung ermittelten Zeitpunkte zum Ein- (K1) bzw. Ausrücken (K2) der synchronisierten Zahnkupplungen sind in den drei Graphikfenster durch senkrechten Linien eingetragen, die gleichzeitig auch die Fahrbereiche voneinander trennen.

Mit dem abgestimmten Simulationsmodell konnte auch für den Schubbetrieb eine gute Übereinstimmung der Drehmomente aus Experiment und Simulation erzielt werden.

Ähnlich wie bei der Zug-Hochschaltung sollte auch für die Schub-Rückschaltung die Umschaltstrategie IB die besseren Ergebnisse liefern. **Bild 8-8** zeigt die Schub-Rückschaltung aus **Bild 8-7**. Diesmal wurde aber die Simulationsrechnung mit idealisierten KW-Übersetzungsverläufen durchgeführt. In dem ersten Graphikfenster (Umschaltstrategie IA) verursacht die einrückende Kupplung K1 zum Zeitpunkt $t = 0,56$ s einen Einbruch im Verlauf des Abtriebsdrehmoments. Die anschließende Schwingung hat eine Amplitude von 39 Nm oder 35% von $T_{ab, mittl} = -111$ Nm.

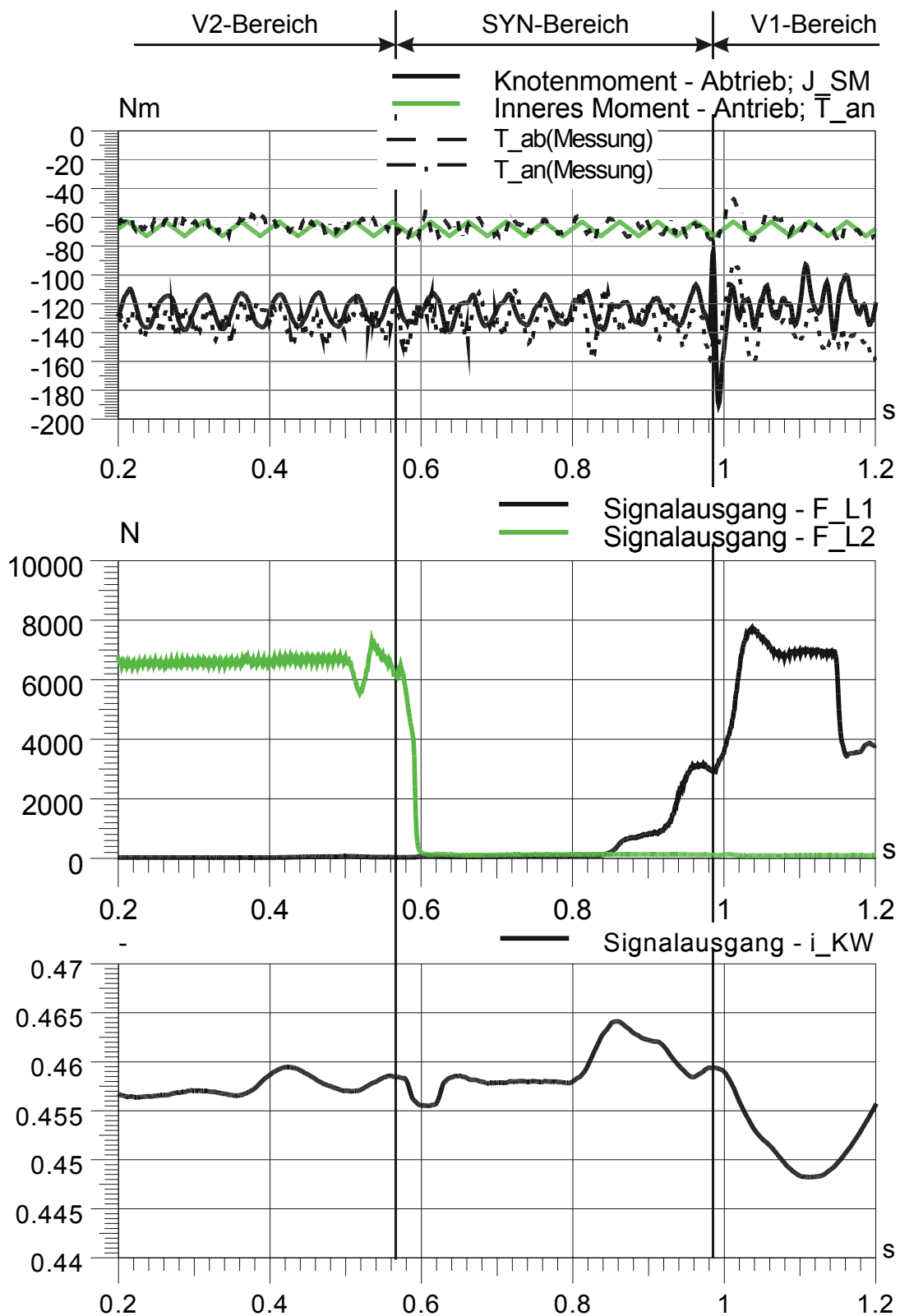


Bild 8-7: Schub-Rückschaltung: Vergleich zwischen Simulation und Versuch

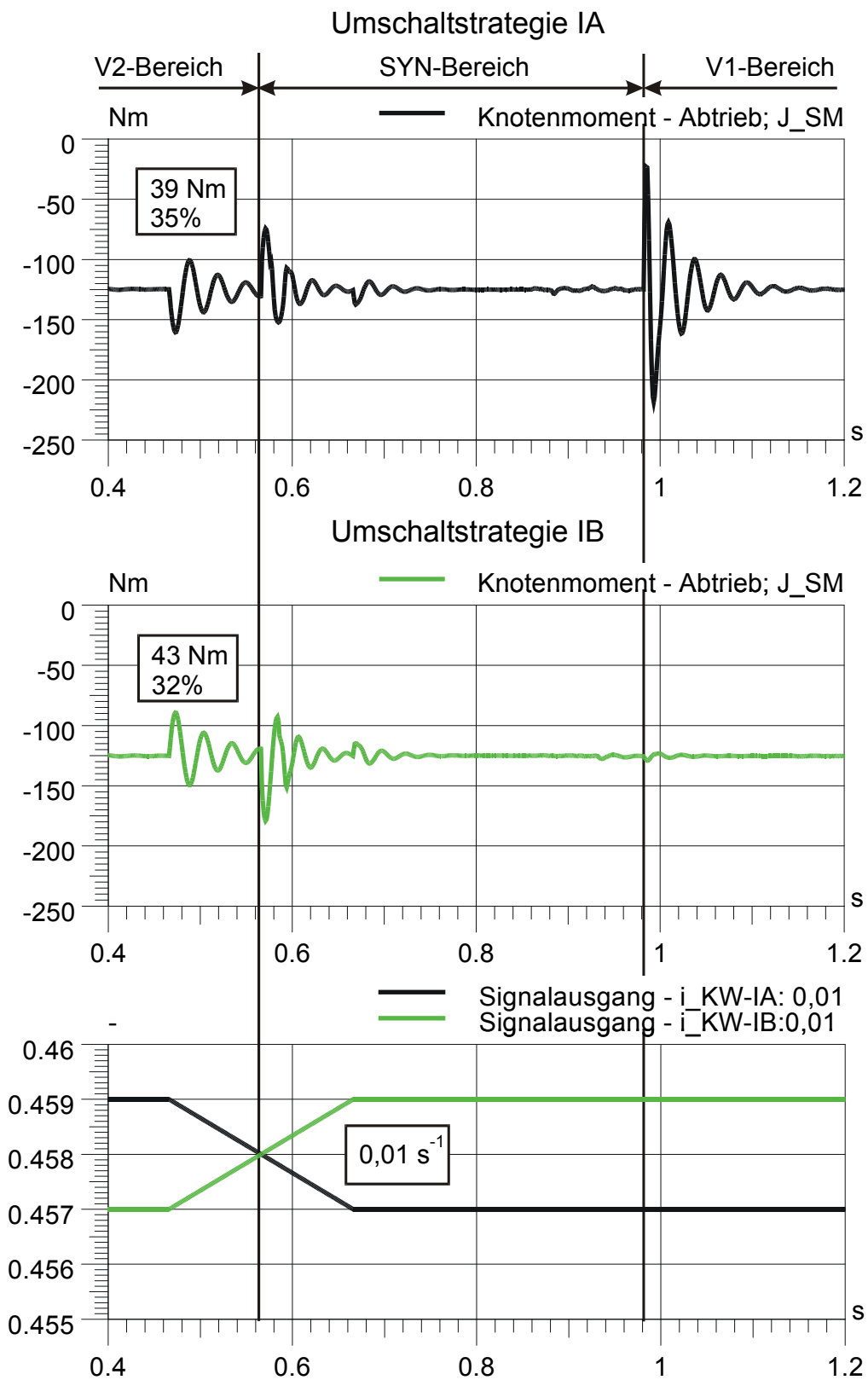


Bild 8-8: Schub-Rückschaltung (Simulation): Vergleich Umschaltstrategie IA – IB

Bei dem Umschaltvorgang nach Umschaltstrategie IB dagegen, siehe mittlere Graphik, verursacht die einrückende Kupplung K1 eine Überhöhung im Verlauf des Abtriebsdrehmoments. Hier beträgt die Amplitude 43 Nm, was aber normiert auf das mittlere Abtriebsdrehmoment 32% bedeutet.

Aufgrund der hohen Amplituden bei bereits kleinen KW-Verstellgeschwindigkeiten von $\Delta i/\Delta t = 0,01 \text{ s}^{-1}$, siehe **Bild 8-8** unteres Graphikfenster, wurde an der Stelle auf weitere Variation verzichtet.

Im weiteren Verlauf der Schaltung nach Umschaltstrategie IA bricht das Abtriebsdrehmoment beim Ausrückvorgang von K2 ($t = 0,96 \text{ s}$) wieder zusammen. Bereits eine vorsynchrone KW-Übersetzung von $i_{\text{KW}} = 0,459$ nach Umschaltstrategie IB reicht aus, damit der Bereichswechsel von SYN nach V1 mit optimalem Schaltkomfort durchgeführt werden kann.

Die bei $t = 0,46 \text{ s}$ auftretenden Schwingungen im Verlauf des Abtriebsdrehmoments wurden durch die Übersetzungsänderung verursacht und zeigen gleichzeitig wie sensibel der Antriebsstrang auf solche Änderungen oder steile Gradienten in der Übersetzung reagiert, was im übrigen auch die Prüfstandsuntersuchungen bestätigt haben.

Bild 8-9 präsentiert die Simulationsrechnung einer Schub-Hochschaltung von V1- nach V2-Bereich mit idealisierten Übersetzungsverläufen bei konstanter Verstellgeschwindigkeit ($\Delta i/\Delta t = 0,1 \text{ s}^{-1}$), siehe dritte Graphik von oben. Hier wurde auch ein Vergleich zwischen Umschaltstrategie IA und IB angestellt. Im ersten Graphikfenster ist der Verlauf des Abtriebsdrehmoments nach Umschaltstrategie IB dargestellt. Wie schon die theoretischen Überlegungen in Kapitel 3 zeigen, erweist sich diese Umschaltstrategie für die Schub-Hochschaltung als ungünstig. Die einrückende Kupplung K2 ($t = 0,456 \text{ s}$) verursacht einen Einbruch im Abtriebsdrehmoment gefolgt von einer Schwankung der Amplitude 19 Nm oder 16% des mittleren Drehmoments am Abtrieb. Auch im weiteren Verlauf der Schaltung aus dem SYN-Bereich bricht das Abtriebsdrehmoment nach Ausrücken von K1 bei $t = 0,85 \text{ s}$ ein.

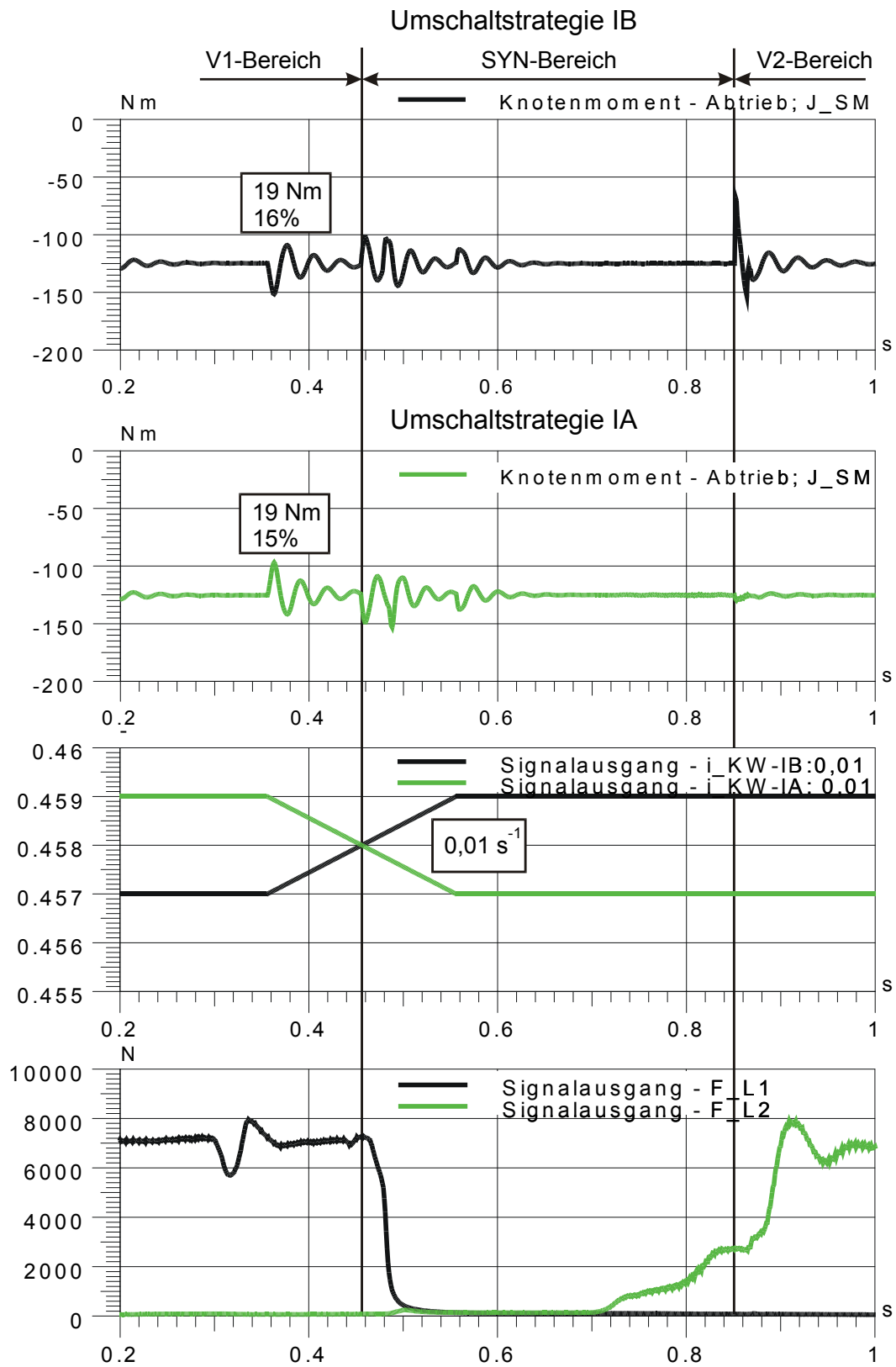


Bild 8-9: Schub-Hochschaltung (Simulation): Vergleich Umschaltstrategie IA – IB

Dagegen verläuft die Schaltung nach Umschaltstrategie IA, siehe zweites Graphikfenster von oben, nach dem Einrückvorgang von K2 ohne Einbruch im Abtriebsdrehmoment und die Amplitude der anschließenden Schwankung ist 15% von $T_{ab, \text{mittl}}$. Besonders deutlich sind die Vorteile der Umschaltstrategie IA gegenüber IB bei der zweiten Teilschaltung zu sehen. Bereits ab einer nachsynchrone KW-Übersetzung von 0,457 weist der Bereichswechsel ein Optimum im Schaltkomfort auf.

Die präsentierten Simulationsrechnungen in Kapitel 8.2 und 8.3 bestätigen im vollen Umfang die Umschaltstrategien sowohl für den Zug- als auch für den Schubbetrieb. Sie bestätigen gleichzeitig, dass Simulation ein effektives Mittel ist, damit die Abstimmung der Schaltvorgänge schnell und zielführend durchgeführt werden kann.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Ein zentrales Merkmal des im Sonderforschungsbereich 365 untersuchten Hybrid-Antriebsstrangs ist die Verwendung eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes mit weiter Spreizung. Diese wird durch zweimaliges Durchfahren des Kettenwandler-Stellbereichs an dem speziell für den Autarken Hybrid konzipierten i^2 -Getriebe erzielt. Hierfür ist ein Umschaltvorgang erforderlich, dessen Resultat eine Umkehr des Kraftflusses durch den Kettenwandler ist.

Der für die Funktion des i^2 -Getriebes charakteristische Umschaltvorgang soll ohne Zugkraftunterbrechung als sog. *Lastschaltvorgang* realisiert werden. Die Umsetzung und Optimierung derartiger Lastschaltvorgänge ist bislang unzulänglich erforscht und wurde wegen der zentralen Bedeutung für die Funktion des gesamten Antriebsstrangs im Rahmen dieser Arbeit untersucht.

Durch die angestellten theoretischen Überlegungen konnten Umschaltstrategien definiert und zugleich passende Parameter gefunden werden, die die Durchführung eines möglichst sicheren und komfortablen Umschaltvorgangs erlauben. Für die Umsetzung der Schaltstrategien wurde das bestehende hydraulische System unter Einbeziehung der Erkenntnisse aus Vorversuchen angepasst und optimiert. Parallel dazu wurde das Getriebe-Umschalt-Steuergerät für die Getriebesteuerung spezifiziert und aufgebaut. Für die schnelle Umparametrierung und Anpassung des Umschalt-SGs auf die verschiedenen Versuchsträger (Umschaltprüfstand, Systemprüfstand, Prototyp-Fahrzeug) wurde ein spezielles Parametrierungstool programmiert.

Auf dem umgebauten Umschaltprüfstand FZG-CVT2 wurden dann alle im Fahrzeuggetriebe vorkommenden Schaltungen systematisch untersucht und durch Parametervariationen optimiert:

- ⇒ Zug-Hochschaltungen (nach Umschaltstrategie I und II)
- ⇒ Zug-Rückschaltungen (nach Umschaltstrategie I)
- ⇒ Schub-Hochschaltungen (nach Umschaltstrategie I)
- ⇒ Schub-Rückschaltungen (nach Umschaltstrategie I und II)

⇒ Schnellschaltungen (nach Umschaltstrategie I)

Die so gewonnen Erkenntnisse durch die Versuche am Umschaltprüfstand wurden am Systemprüfstand durch Parameteranpassung am Parametrierungstool übertragen. Hier wurde der *Lastschaltvorgang* zum ersten Mal im kompletten Antriebsstrang des *Autarken Hybrid* mit Verbrennungsmotor beim Durchfahren von standardisierten Fahrzyklen wie NEFZ und FPT 72 durchgeführt. Es wurden Schaltungen im Zug- und Schubbetrieb unter Variation der Kettenwandler-Verstellgeschwindigkeit sowie bei den in Fahrzyklen auftretenden Sonderschaltungen untersucht.

Im aufgebauten Autarken Hybrid – Prototypfahrzeug wurde die Fahrzeugtauglichkeit des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe zuerst am Rollenprüfstand und anschließend bei Fahrten und Fahrscenarien im Alltagsbetrieb unter Beweis gestellt. Am Beispiel des Prototypfahrzeugs wurde auch der subjektive Komforteindruck des Fahrers ermittelt und mit den objektiven Messwerten abgeglichen. Die präsentierten Umschaltvorgänge im Autarken Hybrid-Prototypfahrzeug wurden zwischen „ausreichend“ – Komfort-Note 7 und „ausgezeichnet“ – Komfort-Note 10 eingestuft.

Parallel zu den Prüfstandsuntersuchungen wurde ein dynamisches Simulationsmodell aufgebaut. Die durchgeführten Simulationsrechnungen konnten einerseits die theoretischen Überlegungen und die Umschaltstrategien im vollen Umfang bestätigen. Andererseits ermöglichen die systematischen Untersuchungen des Drehmomentverlaufs am Abtrieb weitere Verbesserung des Lastschaltvorgangs umzusetzen.

Sowohl die Versuche als auch die Simulationsergebnisse zeigten einen sehr hohen Einfluss der Regelgüte und –dynamik des Kettenwandler-Übersetzungsreglers auf das Schaltkomfort.

Ausblick

Trotz der unter Beweis gestellten Fahrzeugtauglichkeit des i^2 -Getriebes und des sicheren und komfortablen Lastschaltvorgangs ist als Hauptkritik industrieller Beurteilungen am Getriebe der Mehraufwand an Kupplungen und Wellen im Vergleich zu einem üblichen CVT zu nennen. Insgesamt drei Reibkupplungen und zwei Zahnkupplungen sind erforderlich, um die Spreizung des Getriebes von $\varphi = 22,3$ zu erreichen. Unter Kostenaspekten ist eine deutliche Vereinfachung des Getriebes Voraussetzung für eine industrielle Umsetzung.

Im Rahmen des Transferbereichs 38 „Optimierter Antriebsstrang“ der DFG wird ein neues stufenloses Getriebe vorgestellt, das einige bewährte Elemente des bisher verwendeten i^2 -Getriebes enthält, aber insgesamt 2 Kupplungen und 1 Welle weniger aufweist. Die erzielte Gesamtspreizung ist zwar geringer als beim i^2 -Getriebe, kann aber durch eine neue Auslegung der Komponenten Variator und Elektromaschine ausgeglichen werden (**Bild 9-1**).

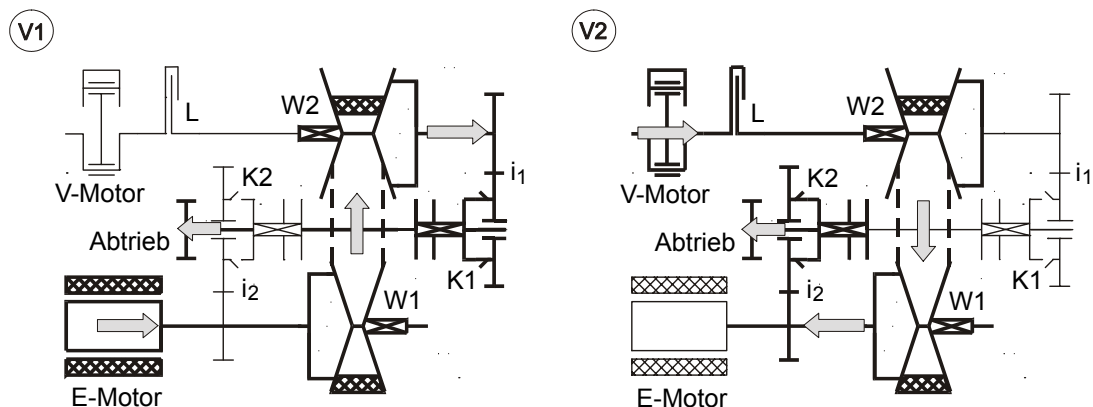


Bild 9-1: Prinzipskizze des $i\sqrt{i}$ -Getriebes

Hier existiert auch der sogenannte Synchronpunkt des Getriebes, in dem ohne Zugkraftunterbrechung von Kupplung K1 auf K2 umgeschaltet werden kann, wenn die Übersetzungen der Stufen i_1 und i_2 entsprechend ausgelegt sind. In der gezeigten Synchronstellung ergibt sich theoretisch keine Differenzdrehzahl an der noch geöffneten Kupplung.

Für jeden Antriebsmotor allein kann das Getriebe den Regelbereich des Kettenwandlers anbieten. Die Umschaltung des Getriebes zwischen den Fahrbereichen als Lastschaltvorgang weist, auf Grund der gegenüber dem i^2 -Getriebe des SFB stark vereinfachten Struktur, Anforderungen auf, die über die im SFB 365 behandelten Fragestellungen deutlich hinausgehen und mit den Ansätzen des SFB allein nicht lösbar sind.

Da im $i\sqrt{i}$ -Getriebe aus energetischen Gründen Zahnkupplungen für K1 und K2 zum Einsatz kommen, besteht für den Lastschaltvorgang die Aufgabenstellung, eine innere Verspannung des Getriebes nach dem Einlegen der zuschaltenden Kupplung vor dem Ausrücken der öffnenden Kupplung sicher zu verhindern, denn lastbedingte Regelabweichungen des CVT-Wandlers sind, wie die Untersuchungen des SFB gezeigt haben, nicht auszuschließen.

Hier soll die Umschaltstrategie derart eingreifen, dass für dieses Zeitintervall, wenn beide Kupplungen geschlossen sind, die Vorspannung des CVT-Wandlers hochdynamisch abgebaut wird. Der CVT-Wandler überträgt dann nur ein geringes Schleppmoment bei der Regelabweichung entsprechend geringen Differenzdrehzahlen und nimmt die Funktion einer Rutschkupplung wahr. Nach Öffnen der Zahnkupplung ist dann der Anpressdruck im CVT-Wandler wieder schnell aufzubauen, um den Leistungsfluss sicherzustellen.

Diese abgestimmte Funktion ist hinsichtlich der dynamischen Effekte auf den Antriebsstrang theoretisch umfassend zu untersuchen und bezüglich der Stellglieder - hydraulische Anpressung, Gangwechsel-Aktor - abzustimmen und zu optimieren.

10 Anhang

Dissertationen der FZG:

1. PERRET, H. Übertragung konstanter Leistung durch stufenlos mechanische Regeltriebe. TH Braunschweig 1935.
2. BELLMANN, H. Beiträge zur Prüfung von Bremsbelägen. TH Braunschweig 1939.
3. HIERSIG, H.M. Der Zusammenhang von Gestaltung und Beanspruchung bei Schneckengetrieben mit Evolventenverzahnung. TH Braunschweig 1943.
4. HELBIG, F. Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahnrad- und Wälzgerwerkstoffen. TH Braunschweig 1943.
5. ARF, D. Pendelrollenlager mit symmetrischen und unsymmetrischen Rollen. TH Braunschweig 1944.
6. OESMANN, W. Entwicklung einer Stahlsand-Schalt- und Regelkupplung. TH Braunschweig 1945.
7. RUBO, E. Ermittlung der Achsfehler-Empfindlichkeit verschiedener Zylinder-Schneckengetriebe mit Hilfe des Einlauf-Abschliffvolumens. TH Braunschweig 1948.
8. GLAUBNITZ, H. Drehmomentmessungen zum Wendevorgang bei Raupenfahrwerken. TH Braunschweig 1948.
9. TALKE, H. Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des ebenen Gleitschuhes auf ebener Fläche. TH Braunschweig 1948.
10. CRAMER, H. Über die Reibung und Schmierung feinmechanischer Geräte. TH Braunschweig 1949.
11. THOMAS, W. Reibscheiben-Regelgetriebe mit Linienberührung. TH Braunschweig 1949.
12. MAUSHAKE, W. Theoretische Untersuchung von Schneckengetrieben mit Globoidschnecke und Stirnrad. TH Braunschweig 1950.
13. KRAUPNER, K.W. Das plastische Verhalten umlaufender Stahlrollen bei Punktberührung. TH Braunschweig 1951.
14. BANASCHEK, K. Die Gleitreibung geschmierter Flächen kleiner Schmiegun. Einfluß von Werkstoffpaarung, Krümmung, Oberfläche und Schmierstoff. TH Braunschweig 1951.

-
15. HEYER, E. Versuche mit Zylinderschneckenrieben. Einfluß von Zahnform, Modul, Durchmesser und Schmierstoff auf Verlustleistung und Tragfähigkeit. TH München 1952.
 16. HENTSCHEL, G. Der Hochleistungswälztrieb. Entwicklungsstand und Entwicklungsmöglichkeiten. TH München 1952.
 17. WINTER, H. Tragfähigste Evolventengeradverzahnung. TH München 1954.
 18. ROY, A.K. Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. TH München 1957.
 19. RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. TH München 1957.
 20. OHLENDORF, H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. TH München 1958.
 21. UNTERBERGER, M. Geräuschuntersuchungen an geradverzahnten Zahnrädern. TH München 1958.
 22. LOOMAN, J. Das Abrichten von profilierten Schleifscheiben zum Schleifen von schrägverzahnten Stirnrädern. TH München 1959.
 23. JARCHOW, F. Versuche an Stirnrad-Globoidschneckenrieben. TH München 1960.
 24. POPOVIC, L. Einfluß von Zahnform und Bearbeitung auf die Zahnfußfestigkeit. TH München 1960.
 25. EHRENSPIEL, K. Die Festkörperreibung von geschmierten und ungeschmierten Metallpaarungen mit Linienberührung. TH München 1962.
 26. PITTROFF, H. Riffelbildung infolge Stillstandserschütterungen bei Wälzlagern. TH München 1962.
 27. SCHREIBER, H. Zur Auswertung von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern. TH München 1962.
 28. ROTH, K. Untersuchungen über die Eignung der Evolventenzahnform für eine allgemein verwendbare feinwerktechnische Normverzahnung. TH München 1963.
 29. NARUSE, Ch. Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung bei Schraubenradgetrieben. TH München 1964.
 30. GARTNER, F. Die Mischreibung bei Linienberührung. TH München 1964.
 31. ASSMANN, H. Vergleichende Untersuchung von Getriebeölen im FZG-Stirnrad- und Esso-Hypoidprüfstand. TH München.
 32. REISTER, D. Einseitiges Breitentragen bei Stirnrädern. TH München 1965.
 33. KORRENN, H. Gleitreibung in den Kontaktstellen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Ringe von Wälzlagern. TH München 1965.

34. HÖSEL, Th. Geräuschuntersuchungen an schrägverzahnten Stirnrädern mit Evolventenverzahnung. TH München 1965.
35. LANGENBECK, K. Die Verschleiß- und Freßgrenzlast der Hypoidgetriebe. TH München 1966.
36. MEMMEL, M. Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern. TH München 1966.
37. BÖTSCH, H. Der Einfluß der Oberflächenbearbeitung und -behandlung auf die Flankenfestigkeit von Stirnrädern aus Vergütungsstahl. TH München 1966.
38. LECHNER, G. Die Freßlastgrenze bei Stirnrädern aus Stahl. TH München 1966.
39. LANGE, S. Untersuchungen von Helicon- und Spiroidgetrieben mit abwickelbaren Schneckenflanken nach der hydrodynamischen und nach der Hertzschen Theorie. TH München 1967.
40. SCHWÄGERL, D. Untersuchung von Helicon- und Spiroidgetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil nach der Hertzschen und nach der hydrodynamischen Theorie. TH München 1967.
41. MICHELS, K. Schneckengetriebe mit Werkstoffpaarung Stahl/Grauguß. TH München 1968.
42. GACKSTETTER, G. Verlustarme Verzahnung. TH München 1968.
43. GEUPEL, H. Flüssigkeitsreibung bei Punktberührung. TH München 1969.
44. GREKOUSSIS, R. Vergleichende Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Stirnrädern. TH München 1969.
45. BAETHGE, J. Zahnfederhärte, Drehwegfehler und Geräusch bei Stirnrädern. TH München 1969.
46. SCHULZ, H.D. Untersuchung über Tragfähigkeiten und Verlustleistung von Schneckengetrieben mit trapezförmigem Schneckenprofil und kegeliger Schnecke. TH München 1969.
47. STÖLZLE, K. Leistungsübertragung in Planetengetrieben bei statischem und dynamischem Betrieb. Berechnung, Optimierung und Versuchsergebnisse. TH München 1970.
48. SEITZINGER, K. Die Erwärmung einsatzgehärteter Zahnräder als Kennwert für ihre Freßtragfähigkeit. TU München 1971.
49. STÖSSEL, K. Reibungszahlen unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. TU München 1971.
50. SCHMIDT, G. Berechnung der Wälzpressung schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung. TU München 1972.

-
51. HIRT, M. Einfluß der Zahnfußausrundung auf Spannung und Festigkeit von Geradstirnrädern. TU München 1974.
 52. WILKESMANN, H. Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilformen (Tragfähigkeits- und Verlustleistung für Hohlkreis-, Evolventen- und Geradlinienprofil). TU München 1974.
 53. RICHTER, M. Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben - Versuchsergebnisse und Berechnungsmethoden. TU München 1976.
 54. RÖSCH, H. Untersuchungen zur Wälzfestigkeit von Rollen - Einfluß von Werkstoff, Wärmebehandlung und Schlupf. TU München 1976.
 55. GAGGERMEIER, H. Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. TU München 1977.
 56. KÄSER, W. Beitrag zur Grübchenbildung an gehärteten Zahnrädern. Einfluß von Härtetiefe und Schmierstoff auf die Flankentragfähigkeit. TU München 1977.
 57. KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Untersuchungen geometrischer Einflüsse bei hohen Drehzahlen und Belastungen. TU München 1977.
 58. WIRTH, X. Über den Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußtragfähigkeit und das Schädigungsverhalten oberflächengehärteter Zahnräder. TU München 1977.
 59. HUBER, G. Zylinderschneckengetriebe, ein Beitrag zur Berechnung von Grübchen- und Gleitverschleiß und Angaben zum Wirkungsgradverhalten aus Versuchen. TU München 1978.
 60. BROSSMANN, U. Über den Einfluß der Zahnfußausrundung und des Schrägungswinkels auf Beanspruchung und Festigkeit schrägverzahnter Stirnräder. TU München 1979.
 61. PLEWE, H.-J. Untersuchungen über den Abriebverschleiß von geschmierten, langsam laufenden Zahnrädern. TU München 1980.
 62. FRESEN, G. Untersuchungen über die Tragfähigkeit von Hypoid- und Kegelradgetrieben (Grübchen, Ridging, Rippling, Graufleckigkeit und Zahnbruch). TU München 1981.
 63. OSTER, P. Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elasto-hydrodynamik. TU München 1982.

-
64. HORNUNG, K. Zahnräder aus Bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit. TU München 1983.
65. WEISS, T. Zum Festigkeits- und Verzugsverhalten von randschichtgehärteten Zahnrädern. TU München 1983.
66. VOJACEK, H. Das Reibungsverhalten von Fluiden unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen. Einfluß der chem. Struktur des Fluides, der Werkstoffe und der Makro- und Mikrogeometrie der Gleit/Wälzkörper. TU München 1984.
67. SCHÖNNENBECK, G. Einfluß der Schmierstoffe auf die Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit und Grübchenbildung) hauptsächlich im Umfangsgeschwindigkeitsbereich 1...9 m/s. TU München 1984.
68. WIENER, H. Untersuchung der Rollenkinematik im Axial-Pendelrollenlager. TU München 1984.
69. MATHIAK, D. Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. TU München 1984.
70. STRASSER, H. Einflüsse von Verzahnungsgeometrie, Werkstoff und Wärmebehandlung auf die Zahnfußtragfähigkeit. TU München 1984.
71. JOACHIM, F.-J. Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). TU München 1984.
72. GERBER, H. Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben - Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. TU München 1984.
73. SIMON, M. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern und ihre Auswirkung auf die Grübchentragfähigkeit vergüteter Scheiben und Zahnräder. TU München 1984.
74. SCHMIDT, W. Untersuchungen zur Grübchen- und zur Zahnfußtragfähigkeit geradverzahnter evolventischer Innenstirnräder. TU München 1984.
75. FUNCK, G. Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. TU München 1985.
76. PAUL, M. Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. TU München 1986.
77. HOPPE, F. Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. TU München 1986.

-
78. MICHAELIS, K. Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. TU München 1987.
79. WECH, L. Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. TU München 1987.
80. KNAUER, G. Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Einfluß von Werkstoff, Schmierstoff und Betriebstemperatur. TU München 1988.
81. PLACZEK, T. Lastverteilung und Flankenkorrektur in gerad- und schrägverzahnten Stirnradstufen. TU München 1988.
82. PFLAUM, H. Das Reibungsverhalten ölgeschmierter Kegelreibkupplungen in Synchronisationseinrichtungen von Kraftfahrzeug-Schaltgetrieben. TU München 1988.
83. BRINCK, P. Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. TU München 1989.
84. entfallen
85. NEUPERT, K. Verschleißtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1990.
86. PREXLER, F. Einfluß der Wälzflächenrauheit auf die Grübchenbildung vergüteter Scheiben im EHD-Kontakt. TU München 1990.
87. SCHALLER, K.-V. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. TU München 1990.
88. COLLENBERG, H.-F. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnelllaufender Stirnradgetriebe. TU München 1991.
89. MÜLLER, R. Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. TU München 1991.
90. ANZINGER, M. Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1991.
91. KAGERER, E. Messung von elasto-hydrodynamischen Parametern im hochbelasteten Scheiben- und Zahnkontakt. TU München 1991.
92. HASLINGER, K. Untersuchungen zur Grübchentragfähigkeit profilkorrigierter Zahnräder. TU München 1991.
93. VOLLHÜTER, F. Einfluß der Achsversetzung auf die Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von spiralverzahnten Kegelrädern. TU München 1992.
94. PINNEKAMP, B. Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen. TU München 1992.

-
95. SCHUBERT, M. Einfluß der Befestigungsart und Radkranzdicke auf die Zahntragfähigkeit von Innenstirnrädern. TU München 1993.
 96. STEINGRÖVER, K. Untersuchung zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1993.
 97. ELSTORPFF, M.-G. Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. TU München 1993.
 98. EMMERT, S. Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnellaufender Stirnradgetriebe. TU München 1994.
 99. SUCHANDT, Th. Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder und zur Bruchfestigkeit vergüteter Laschenkettens. TU München 1994.
 100. HÄMMERL, B. Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung. TU München 1994.
 101. WEISS, R. Einfluß der Ölalterung auf die Zahnflankentragfähigkeit. TU München 1994.
 102. SCHLENK, L. Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern. TU München 1995.
 103. MANN, U. Schmierfilmbildung in elasto-hydrodynamischen Kontakten, Einfluß verschiedener Grundöle und Viskositäts-Index-Verbesserer. TU München 1995.
 104. RUDZEWSKI, S. Systemtechnische Verknüpfung eingeführter Getriebeberechnungsprogramme. TU München 1995.
 105. RANK, R. Untersuchungen zur Lebensdauerprüfung von Synchronisierungen. TU München 1995.
 106. EBERSPÄCHER, C. Reihenfolgeeffekte bei der Grübchen-Betriebsfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1995.
 107. RANK, B. Untersuchungen zur Grübchenbildung bei Zylinder-Schneckengetrieben. TU München 1996.
 108. SATTELBERGER, K. Schwingungs- und Geräuschanregung bei ein- und mehrstufigen Stirnradgetrieben. TU München 1997.
 109. HIRSCHMANN, V. Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. TU München 1997.
 110. THOMAS, J. Flankentragfähigkeit und Laufverhalten von hartfeinbearbeiteten Kegelrädern. TU München 1998.

-
111. WIKIDAL, F. Berechnung der Flankenpressung gerad- und schrägverzahnter Stirnräder für last- und fertigungsbedingte Abweichungen. TU München 1998.
112. PERPONCHER, V., CH. Einflüsse von Reibflächentopographie und Beanspruchungen auf das Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen. TU München 1998.
113. SCHEDL, U. Einfluß des Schmierstoffs auf die Grübchenlebensdauer einsatzgehärteter Zahnräder. TU München 1998.
114. VOLLMER, T. Methodik zur Entwicklung einer Fahrstrategie für Fahrzeuge, ausgeführt am Beispiel des Autarken Hybrids. TU München 1998.
115. HEITMANN, A. Entwicklung des i^2 -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang. TU München 1998.
116. PFLEGER, F. Schalt- und Lebensdauerverhalten von Lamellenkupplungen. TU München 1998.
117. KERSCHL, S. Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials, TU München 1998.
118. DÖBEREINER, R. Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung, TU München 1998.
119. WEIGAND, U. Werkstoff- und Wärmebehandlungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, TU München 1999.
120. SCHRADE, U. Einfluß von Verzahnungsgeometrie und Betriebsbedingungen auf die Graufleckentragfähigkeit von Zahnradgetrieben, TU München 2000.
121. KÖLL, J. Konstruktion des Getriebes für ein Pkw-Hybridantriebssystem, TU München 2000.
122. FÖRSTER, W. Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs, TU München 1999.
123. LANGE, N. Hoch feresstragfähige Schneckengetriebe mit Rädern aus Sphaeroguß, TU München 2000.
124. LUTZ, M. Methoden zur rechnerischen Ermittlung und Optimierung von Tragbildern an Schneckengetrieben, TU München 2000.
125. KOPATSCH, F. Wirksamkeit von Viskositätsindex-Verbesserern im EHD-Zahnradkontakt, TU München 2000.

126. BAYERDÖRFER, I. Einfluß von betriebsbedingten Schmierstoffveränderungen auf die Flankentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2000.
127. TOBIE, T. Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, TU München 2001.
128. STAHL, K. Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Gerad- und Schrägverzahnungen unter besonderer Berücksichtigung der Pressungsverteilung, TU München 2001.
129. NEUMÜLLER, M. Einfluß der Ölalterung auf Reibungs- und Verschleißverhalten von Synchronisierungen, TU München 2001.
130. MOSBACH, C. Das Reibungs- und Reibschwing-Verhalten nasslaufender Lamellenkupplungen, TU München 2002.
131. DYLA, A. Modell einer durchgängig rechnerbasierten Produktentwicklung, TU München 2002.
132. GRASWALD, C. Reibung im elastohydrodynamischen Kontakt von Reibradgetrieben, TU München 2002.
133. GEISER, H.. Grundlagen zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Stirnrädern, TU München 2002.
134. SCHINAGL, S. Zahnfußtragfähigkeit schrägverzahnter Stirnräder unter Berücksichtigung der Lastverteilung, TU München 2002.
135. DOLESCHEL, A. Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff, TU München 2003.
136. ANNAST, R. Kegelrad-Flankenbruch, TU München 2003
137. SÜSSMUTH, J.-F. Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe, TU München 2003.
138. MATTEN, D. Methode zur Entwicklung ingenieurwissenschaftlicher Berechnungsprogramme, TU München 2003.
139. GEIER, N. Untersuchung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nasslaufender Kupplungen in Abhängigkeit ihrer Reibflächentopographie, TU München 2003
140. HERTTER, T. Rechnerischer Festigkeitsnachweis der Ermüdungstragfähigkeit vergüteter und einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2003.
141. KRIEGER, H. Alterung von Schmierstoffen im Zahnradprüfstand und in Praxisgetrieben, TU München 2004.
142. STEUTZGER, M. Einfluß der Baugröße auf die Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder, TU München 2004.

143. SCHMIDBAUER, T. Aufbau und Erprobung des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs im Versuchsfahrzeug. TU München 2004.
144. LIU, W. Einfluss verschiedener Fertigungsverfahren auf die Grauflecken-tragfähigkeit von Zahnradgetrieben. TU München 2004.
145. FEHLING, R. Höhere Tragfähigkeit bei Zahnradflanken durch eine nichtevol-ventische Profilmodifikation. TU München 2004.
146. GUTTENBERG, P. Der autarke Hybrid am Prüfstand - Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. TU München 2004
147. WIMMER, T. Einflüsse auf das Lastübernahmeverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen. TU München 2004.
148. RADEV, T. Einfluss des Schmierstoffes auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder - Entwicklung des Praxisnahen Pit-tingtests. TU München 2005
149. KRASDEV, I. Optimierung des Lastschaltvorgangs im i^2 -Getriebe. TU München 2005

11 Literaturverzeichnis

Literatur zu Kapitel 1

- [1.1] **Köpf, P.:** „Innovative Pkw-Getriebesysteme. Ein Beitrag zur Fahrfreude“. ATZ 2/2003 Jahrgang 105, S 110-118.
- [1.2] **Lechner, G.; Naunheimer, H.:** „Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Berlin, Springer-Verlag , 1994, S. 82-87.
- [1.3] **Höhn, B.-R.:** „Auslegungskriterien zukünftiger Kfz-Getriebe“. VDI-Berichte 579. Düsseldorf, 1986, S. 1-23.
- [1.4] **Höhn, B.-R.:** „Warum stufenlose Getriebe im Kraftfahrzeug“. VDI-Berichte 803. Düsseldorf, 1990, S. 121-147.
- [1.5] **Höhn, B.-R.:** „Hybridantriebsanordnung für Kraftfahrzeuge“. Offenlegungsschrift DE 4113386 A1, 1991.
- [1.6] **Höhn, B.-R.:** „Grundlagen für die Auslegung der Elektromaschine beim Autarken Hybrid“. Konstruktion 48/1996, S. 109-113.
- [1.7] **Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.:** „Der Autarke Hybrid – Ein universelles Antriebskonzept für Pkw“. ATZ 5/1994 Jahrgang 96, S. 294-300.
- [1.8] **Höhn, B.-R.; Vollmer, Th.; Kersch, St.; Pinnekamp, B.:** „Der Autarke Hybrid: Auslegung des Gesamtsystems“. VDI-Berichte 1225. Düsseldorf, 1995, S. 9-26.
- [1.9] **Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.:** „A Special CVT for a New Powertrain Concept“. AGMA Fall Technical Meeting. St. Louis, USA, 1994.
- [1.10] **Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.; Heitmann, A.:** „A Wide Ratio CVT for Hybrid Vehicles“. Power and Transmission International Congress. Asago/Milano, 1995.
- [1.11] **Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.; Förster, W.:** „A Wide Ratio Range CVT for the Autark Hybrid Transmission“. 27th ISATA Congress. Aachen, 1995, S. 613-620.

- [1.12] **Höhn, B.-R.; Pinnekamp, B.; Förster, W.:** „The Power Shift Process in the CVT for the Autark Hybrid Drivetrain“. Global Powertrain Congress. Detroit, USA, 1998, S. 8-17.
- [1.13] **Angloher J., Wagner U.:** „Analyse und Modellierung des Einsatzes einer Nickel/Metallhydrid-Batterie im Autarken Hybrid“. VDI-Berichte 1459. Düsseldorf, 1999, S. 147-165.
- [1.14] **Mayer, T.; Schröder, D.:** „Robust Control of a Parallel Hybrid Drivetrain“. SAE International Congress and Exposition. Detroit, USA, 1996, paper Nr. 960233
- [1.15] **Mayer, T.; Schröder, D.:** „Regelung eines parallelen Hybridfahrzeugs mit CVT-Getriebe - Simulation, Hardware und Inbetriebnahme“. VDI-Berichte 1315. Moers, Deutschland, 1997, S. 201-215.
- [1.16] **Mueller, C. Schröder, D.:** „Implementation of a Control System for a Hybrid Driveline“. International Power Electronics Conference. Tokyo, Japan, 2000
- [1.17] **Höhn, B.-R., Pflaum, H., Kerschl, S.:** „Operating Strategy of the Electric Drive Unit in the Autark Hybrid Transmission, FISITA'98, World Automotive Congress. Paris, 1998.
- [1.18] **Kerschl, S.:** „Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials“. Dissertation TU München, 1998.
- [1.19] **Kerschl, S.; Höhn, B.-R.; Pflaum, H.:** „Einsparpotentiale des Autarken Hybrid-Fahrzeugs“. VDI-Berichte 1459. Düsseldorf, 1999, S. 345 - 365.
- [1.20] **Förster, W.:** „Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 2000.
- [1.21] **Küçükay, F.; Renoth, F.:** „Intelligente Steuerung von Automatikgetrieben durch den Einsatz der Elektronik“. ATZ 4/1994 Jahrgang 96, S. 228-234.

- [1.22] **Küçükay, F.; Gebert, J.:** „Schaltkomfort als neue Regelgröße bei Pkw-Automatikgetrieben“. 1. Symposium: Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen. Berlin, 1997.
- [1.23] **Gebert, J.:** „Adaptive Parametervariation bei Getriebesteuerungen zur Optimierung des Schaltkomforts“. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 424. Düsseldorf, VDI-Verlag, 2000.
- [1.24] **Simonis, F. W.:** „„Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe“. Springer-Verlag, Berlin, 1959.
- [1.25] **Förster, H. J.:** „Stufenlose Fahrzeuggetriebe in mechanischer, hydrostatischer, hydrodynamischer, elektrischer Bauart und in Leistungsverzweigung“. Verlag TÜF Rheinland, Köln, 1996.
- [1.26] **Nowatschin, K.; Fleischmann, H.-P.; Franzen, P.; Hommes, G.; Faust, H.; Wild, H.:** „multitronic® - die neue Getriebegeneration von AUDI“. VDI-Berichte 1565. Düsseldorf, 2000, S. 195-213.
- [1.27] **Wagner, G.:** „Improvement of Fuel Economy in Passenger Cars Using New Transmission Concepts“. Advanced Transmission / Drivetrain Systems, GPC 2002, USA, p. 61-66.
- [1.28] **Killmann, G.; Yeagashi, T.; Hirose, K.; Takaoka, T.:** „TOYOTA Prius – Development and market experiences“. VDI-Berichte 1459. Düsseldorf, 1999, S. 109-121.
- [1.29] **Getriebeanordnung.** Patentschrift 740071, 11.10.1943
- [1.30] **Anderson, S. R.:** „Dual-pass continuously variable transmission with asymmetric variator“. European Patent Application EP 0210053 A2, 1986.
- [1.31] **Schneider, K. F.; Anderson, S. R.:** „Multi Pass Continuously Variable Transmission. The Promise of New Technology in the Automotive Industry“. 23th ISATA Congress. Torino, 1990, S. 679-686.
- [1.32] **Van der Graaf, R.:** „An IC-Flywheel Hybrid Drive for Road Vehicles“. EAEC Congress. Straßbourg, 1987, S. 150-167.

- [1.33] **Van der Graaf, R.:** „Ein Hybrid-Antrieb mit Schwungrad und stufenlosem Getriebe für Pkw“. VDI Berichte 1175. Düsseldorf, 1995, S. 637-655.
- [1.34] **Van der Graaf, R.; Kok, D. B.; Spijker, E.:** „Integration of drive System, Subsystems and Auxiliary Systems of a Flywheel Hybrid Driveline with respect to Design Aspekts and Fuel Economy“. VDI Berichte 1459. Düsseldorf, 1999, S. 1-15.
- [1.35] **Eberle, M. K.:** „Das umweltfreundliche Automobil dargestellt mit Hybridantrieb“. Konferenz für umweltfreundliche Automobile. Zürich, 1991.
- [1.36] **Eberle, M. K.:** „Hybridtechnik, erste Erfahrungen und Ausblick“. VDI Berichte 977. Düsseldorf, 1992, S. 579-606.
- [1.37] **Dietrich, Ph.; Eberle, M. K.:** „Das ETH Hybrid III Antriebskonzept“. VDI Berichte 1225. Düsseldorf, 1995, S. 27-43.
- [1.38] **Dietrich, Ph.:** „Gesamtenergetische Bewertung verschiedener Betriebsarten eines Parallel-Hybridantriebes mit Schwungradkomponente und Stufenlosem Weitbereichsgetriebe für einen Personenwagen“. Dissertation, ETH Zürich, 1999.
- [1.39] **Höhn, B.-R.:** „Stufenloses Getriebe“. Offenlegungsschrift DE 4119291 A1, 1991.
- [1.40] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.:** „Fuel Consumption of the Autark Hybrid in Test Rig“. VDI-Berichte 1709. Düsseldorf, 2002, S. 479-493.
- [1.41] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Schmidbauer, Th.:** „The Autark Hybrid – Results from Test Vehicle Opetating“. VDI-Berichte 1709. Düsseldorf, 2002, S. 583-602.

Literatur zu Kapitel 2

- [2.1] **Heitmann, A.:** „Entwicklung des i^2 -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 1998.

-
- [2.2] **Krasser, B.; Lorenzen, H. W.:** „Comparison of Electromechanical Transducers for an Autonomous Hybrid Vehicle“. 7th. European Conference of Power Electronics and Applications. Trondheim, 1997, S. 4.727 - 4.732.
- [2.3] **Dittrich, O.:** „Das stufenlose Kettenwandler als Hauptantrieb im Kraftfahrzeug“. VDI-Berichte 803. Düsseldorf, 1990, S. 181-196.
- [2.4] **Westenthanner, U.:** „Hydrostatische Anpress- und Übersetzungsregelung für stufenlose Kettenwandlergetriebe“. Dissertation, TU München, 2000.
- [2.5] **Förster, W.:** „Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 2000, S. 28-30.
- [2.6] **Matthies, H. J.:** „Einführung in die Ölhydraulik“. Stuttgart, Teubner-Verlag, 1991, S. 271.
- [2.7] **Mannesmann Rexroth:** „Der Hydraulik Trainer. Band I: Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik“. Marktheidenfeld, Schleunungsdruck GmbH, 1991, S. 344.
- [2.8] **Niemann, G.; Winter, H.:** „Maschinenelemente. Band II. Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. 2. Auflage“. Berlin, Springer-Verlag, 1989, S. 376.
- [2.9] **Hämmerl, B.:** „Lebensdauer- und Temperaturverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen bei Lastkollektivbeanspruchung“. Dissertation, TU München, 1994, S. 173.
- [2.10] **Koberger, M.; Renius, K. Th.; Westenthanner, U.:** „Hydraulisches Konzept für den Autarken Hybrid“. VDI-Berichte 1225. Düsseldorf, 1995, S. 201 - 218.
- [2.11] **Koberger, M.; Renius, K. Th.; Sauer, G.:** „Hydraulische Versorgungssysteme für Kettenwandler-Getriebe“. 10. Fachtagung Hydraulik und Pneumatik. Dresden, 1995.

- [2.12] **Sauer, G.:** „Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes“. Dissertation, TU München, 1996.
- [2.13] **Stöckl, B.:** „Development of a Pressure-Controlled Clamping System for Continuously Variable Belt and Chain Transmissions“. VDI-Berichte 1709. Düsseldorf, 2002, S. 571 - 582.
- [2.14] **Förster, W.:** „Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 2000, S. 32-36.
- [2.15] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Förster, W.:** „Der Lastschaltvorgang am i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid“. VDI-Berichte 1459. Düsseldorf, 1999, S. 281 - 305.
- [2.16] **Krastev, I.; Höhn, B.-R.; Pflaum, H.:** „Teilprojekt B4: Lastschaltvorgang im i^2 -Getriebe“. Arbeits- und Ergebnisbericht . München, 2002, S. 117 - 120.
- [2.17] **Mölle, R.; Stöckl, B.; Renius, K. Th.:** „Teilprojekt A4: Modellierung, Simulation und Aufbau von Hydrauliksystemen für Umschlingungsgetriebe – Versorgung, Anpressung, Übersetzungsregelung“. Arbeits- und Ergebnisbericht . München, 2002, S. 79 - 89.

Literatur zu Kapitel 3

- [3.1] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.; Krastev, I.:** „Erste Untersuchungen zur Funktionalität des Antriebsstrangs des Autarken Hybrid“. VDI-Berichte 1565. Düsseldorf, 2000, S. 691-713.
- [3.2] **Pinnekamp, B.:** „Das Schaltverhalten von PKW-Getriebesynchronisierungen“. Dissertation, TU München, 1992, S. 22-32.
- [3.3] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Krastev, I.:** „Der Lastschaltvorgang im Autarken Hybrid – Verbesserungen und Optimierungspotential“. VDI-Berichte 1610. Düsseldorf, 2001, S. 685-701.

- [3.4] **Förster, W.:** „Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 2000, S. 16-18.

Literatur zu Kapitel 4

- [4.1] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Schmidbauer, Th.:** „The Autark Hybrid Test Vehicle and Initial Operation Results of the Powertrain“. EAEC, European Automotiv Congress. Bratislava, 2001.
- [4.2] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Schmidbauer, Th.:** „First Operating Results from the Autark Hybrid Test Vehicle“. FISITA, World Automotiv Congress. Helsinki, 2002.
- [4.3] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.:** „Testing of the Autark Hybrid on Test Rig“. ATTCE. Barcelona, Spain, 2001, S. 333-340.
- [4.4] **Förster, W.:** „Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 2000, S. 39-46.
- [4.5] **Westenthanner, U.:** „Anpress-Systeme und Übersetzungsregelung für stufenlose Umschlingungsgetriebe“. Agrartechnische Forschung 6, 2000, Nr.1, S. 1-7.
- [4.6] **Mölle, R.; Stöckl, B.; Renius, K. Th.:** „Teilprojekt A4: Modellierung, Simulation und Aufbau von Hydrauliksystemen für Umschlingungsgetriebe – Versorgung, Anpressung, Übersetzungsregelung“. Arbeits- und Ergebnisbericht . München, 2002, S. 79 - 89.
- [4.7] **Schröder, D.; Müller, C.:** „Entwurf und Implementierung der Regelung am Autarken Hybrid“. VDI-Berichte 1459. Düsseldorf, 1999, S. 211-226.
- [4.8] **Schröder, D.; Müller, C.:** „Modeling and control of continuously variable transmissions“. 3rd IFAC Workshop. Karlsruhe, 2001.

Literatur zu Kapitel 5

- [5.1] **Mueller, C. Schröder, D.:** „Implementation of a Control System for a Hybrid Driveline“. International Power Electronics Conference. Tokyo, Japan, 2000
- [5.2] **Förster, W.:** „Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrang“. Dissertation, TU München, 2000, S. 32-36.
- [5.3] **Förster, H. J.:** „Automatische Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten“. Berlin, Springer-Verlag, 1991, S. 212.

Literatur zu Kapitel 6

- [6.1] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.; Krastev, I.:** „Erste Untersuchungen zur Funktionalität des Antriebsstrangs des Autarken Hybrid“. VDI-Berichte 1565. Düsseldorf, 2000, S. 691-713.
- [6.2] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Guttenberg, Ph.:** „Testing of the Autark Hybrid on Test Rig“. ATTCE. Barcelona, Spain, 2001, S. 333-340.

Literatur zu Kapitel 7

- [7.1] **Höhn, B.-R.; Pflaum, H.; Schmidbauer, Th.:** „First Operating Results from the Autark Hybrid Test Vehicle“. FISITA, World Automotiv Congress. Helsinki, 2002.
- [7.2] **Küçükay, F.:** „Electronic Control of Automatic Transmission in BMW Cars“. Institution of Mechanical Engineering (1995). AUTOTECH 95, Ch 98/30/205.

- [7.3] **Freyberger, U.:** „Praktische Umsetzung eines objektiven Beurteilungsverfahrens für die Qualität des Schaltverhaltens von PKW-Automatikgetrieben“. Diplomarbeit, TU München, 1994.
- [7.4] **Grün, M.:** „Beurteilung des Schaltablaufverhaltens von PKW-Automatikgetrieben“. Diplomarbeit, TH Karlsruhe, 1993.
- [7.5] **Theopold, O.:** „Verbessertes Verfahren für die objektive Beurteilung des Schaltkomforts bei PKW-Automatikgetrieben“. Diplomarbeit, Ecole Centrale de Lyon, 1996.
- [7.6] **Parker, D, E.:** „Gleichgewichts- und Orientierungssinn“. Spektrum der Wissenschaft. Nr. 1, 1981.
- [7.7] **Schmidt, R., F.; Thews, G.:** „Physiologie des Menschen“. Springer-Verlag, 1997.
- [7.8] **Shepard, G., M.:** „Neurobiologie“. Springer-Verlag, 1993.
- [7.9] **Gebert, J.:** „Adaptive Parametervariation bei Getriebesteuerungen zur Optimierung des Schaltkomforts“. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 424. Düsseldorf, VDI-Verlag, 2000.

Literatur zu Kapitel 8

- [8.1] **Schreiber, U.; Schindler J.:** „Objektorientierte Modellierung und Simulation kompletter Kfz-Antriebsstränge“. Fachbuchreihe / Haus der Technik, Bd. 6. S. 204-228.
- [8.2] **Albers, A.; Krüger, A.; Lux, R.; Albrecht, M.:** „Prüfen von Antriebssträngen am Beispiel des Kupplungsrupfens – Ganzheitliche Antriebsstrangentwicklung“. ATZ 1/2001 Jahrgang 103, S. 44-49.
- [8.3] **Maier, S.; Pfeiffer, F.:** „Torsionsschwingungsanalyse des CVT-Getriebepfstands für den Hybrid-PKW der TU München“. SIRM, Wien, Österreich, 2001.

- [8.4] **Maier, S.; Lebrecht, W.; Pfeiffer, F.:** „Teilprojekt C2: Optimierung der transienten Getriebedynamik“. Arbeits- und Ergebnisbericht . München, 2002, S. 219 - 222.
- [8.5] **Sedlmayr, M.; Pfeiffer, F.:** „Spatial Dynamics of CVT Chain Drives“. VDI-Berichte 1709. Düsseldorf, 2002, S. 511-527.
- [8.6] **Sedlmayr, M.; Pfeiffer, F.:** „Minimierung der Belastung von CVT-Ketten“. VDI-Berichte 1704. Düsseldorf, 2002, S. 393-409.