



Wolfgang Ebner, Dipl.-Ing.(FH)

Ein modellbasierter Ansatz für die Auslegung und Regelung eines elektro-hydraulischen Systems für Automatikgetriebe

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der
Technischen Universität Graz

Betreuer
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Brasseur

Institut für Elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung

Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik

Graz, April 2018

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

Datum

Unterschrift

Kurzfassung

Durch die immer strengeren Emissionsgrenzwerte in der Automobilindustrie müssen bestehende Systeme verbessert und neue entwickelt werden, um die geforderten Bestimmungen zu erfüllen. Die vorliegende Arbeit widmet sich der Optimierung solch eines Systems im Antriebsstrang, im Speziellen für die elektro-hydraulische Steuereinheit von Automatikgetrieben. Die Hydraulik ist ein System, das nicht nur für die Steuerung der Aktuatoren verantwortlich ist, sondern auch für die Kühlung und Schmierung der Komponenten im gesamten Getriebe. Für diese Aufgaben wird in dieser Arbeit eine neue Methodik präsentiert, die eine Entwicklung so eines Systems modellbasiert unterstützt und dadurch Unsicherheiten in der Entwicklung reduziert und die Ergebnisse nach objektiven Kriterien bewertbar macht. Die Kriterien, die in dieser Arbeit angewendet werden, sind die Produktionskosten und der Leistungsverbrauch in Referenzlastprofilen. Durch diese kann das Ergebnis aus mehr als einer optimalen Lösung bestehen. Die Auswertung der Methodik unterstützt dabei, um die Auswahl auf ein ideales System zu reduzieren.

Zusätzlich beschäftigt sich diese Arbeit mit unterschiedlichen Möglichkeiten zur Kühlung von Kupplungen nach einem Wärmeeintrag. Hierfür werden drei unterschiedliche Strategien präsentiert und die mit dem niedrigsten Leistungsverbrauch im Detail betrachtet. Dabei wird vorgeschlagen die Anforderungen je nach Priorität nacheinander abzuarbeiten, anstatt das parallel zu tun. Es zeigt sich, dass so zwar die höchste Effizienz erreicht wird, es aber zu Verzögerung in der Erfüllung der Anforderungen kommen kann, wodurch die Verfügbarkeit des Systems eingeschränkt wird. Um diesen Nachteil zu reduzieren, wurde ein intelligenter Softwarealgorithmus entwickelt, der gleichzeitig einen niedrigen Leistungsverbrauch bewirkt. Wird dieser Algorithmus bereits in der neuen Entwicklungsmethodik angewendet, kann damit das System weiter verbessert werden. Die Software wird hier in die Entwicklungsmethodik berücksichtigt und dient nicht mehr nur als Erweiterung zum mechanischen System.

Schlagwörter: Automatikgetriebe, Hydraulik, Kühlung, Schmierung, Aktuierung, Optimierung, Entwicklungsprozess, Getriebesteuerung, Kupplungstemperaturmodell, Hydraulikmodellierung, modellbasierte Entwicklung

Abstract

Increasingly rigorous emission limitations require the automotive industry to improve existing systems and develop new systems to fulfil those challenging targets. The present work is dedicated to the optimization of such a system in the vehicle powertrain, in particular for the electro-hydraulic system of automatic transmissions. The hydraulic system is not only responsible for controlling the actuators, but also for cooling and lubricating the components in a transmission. For these tasks, a new methodology is presented, which supports the development with a model-based approach. This reduces the uncertainties in the development and makes the results assessable according to objective criteria. In this thesis those criteria are defined as the production costs and the power consumption with respect to different load profiles. As the approach can result in more than one optimal solution, economic considerations are proposed within the methodology to select a final system layout.

In addition, this work deals with different clutch cooling methods following a heat impact. For this purpose, three different strategies are presented, considering those with the lowest power consumption in detail. Hence, it is proposed to process the requests subsequently instead of simultaneously. This approach shows the highest efficiency but there may be delays in the execution of other requests, limiting thereby the availability of the system. In order to reduce this disadvantage, an intelligent software algorithm has been developed ensuring the desired low power consumption and providing high availability of the system. If this algorithm is considered in the new development methodology, the system efficiency can be even improved further. In this case the software is not just an extension of the mechanical system.

Keywords: automatic transmission, hydraulics, cooling, lubrication, actuation, optimization, development process, transmission control, clutch temperature model, hydraulic modelling, model based development

Vorwort

Der Autor möchte sich für die finanzielle Unterstützung beim COMET-K2-Mobility Programm bedanken. Dieses setzt sich aus dem Österreichischen Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT), dem Österreichischen Bundesministerium für Wirtschaft, Familie und Jugend (BWFJ), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), dem Land Steiermark sowie der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG) zusammen. Im Zuge dieses Programms entstand die vorliegende Arbeit am Virtual Vehicle Research Center im Projekt *E1T1 - Gecco* in Zusammenarbeit mit dem Industriepartner AVL List GmbH und dem wissenschaftlichen Partner, dem Institut für elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung der Technischen Universität Graz.

Zuerst gebührt mein Dank meinem Betreuer Herrn Univ.-Prof. Georg Bresseur, Leiter des Instituts für elektrische Meßtechnik und Meßsignalverarbeitung an der Technischen Universität Graz, der meine Dissertation betreut und begutachtet hat. Für die konstruktive Kritik, die hilfreichen Anregungen und das Interesse an den Ergebnissen zu dieser Arbeit möchte ich mich herzlich bedanken.

Ein besonderer Dank gilt meinen Kollegen in der AVL List GmbH, im Speziellen Prof. Theodor Sams, Leiter der Forschung und Entwicklung, meinem Abteilungsleiter Muammer Yolga und meinem Gruppenleiter Markus Bachinger für die organisatorische und finanzielle Unterstützung.

Einen ebenfalls nicht unerheblichen Anteil am Erfolg dieser Arbeit haben Univ.-Prof. Daniel Watzenig und Michael Stolz, die mich organisatorisch und technisch unterstützt haben, und mich - vor allem in schwierigen Phasen des Projekts - immerwährend motiviert haben.

Ein großes Dankeschön geht an alle meine Kollegen, Freunde und Familie für ihre außerordentliche Unterstützung, im Speziellen an Jürgen Schöftner, Josef Högelsberger, Johannes Fuchs, Beate Herbst, Johannes Rumetshofer und Yvonne Wadas-Geier.

Graz,

Wolfgang Ebner

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Vorwort	v
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund	1
1.2 Antriebsstrang	2
1.3 Die Hydraulik eines automatisierten Getriebes	3
1.3.1 Konventionelle Lösungen	4
1.3.2 Entwicklungstrends	4
1.4 Formulierung der Ziele und Abgrenzung der Arbeit	5
1.5 Gliederung	6
2 Methodik	7
2.1 Überblick	7
2.1.1 Aufgaben und Funktionen der Hydraulik in Fahrzeuggetrieben	7
2.1.2 Auslegung konventioneller und moderner elektro-hydraulischer Systeme	10
2.1.3 Entwicklungsprozess	17
2.1.4 Aktuelle Entwicklungsmethodik für die Getriebehydraulik	19
2.1.5 Softwareentwicklung als “Add-On” zur Hardwareentwicklung	22
2.1.6 Einfluss und Entstehung der Kosten in der Automobilindustrie	23
2.2 Anforderungen an das hydraulische System	28
2.2.1 Lastfälle	28
2.2.2 Aktuatoren - Hochdrucksystem	29
2.2.3 Kühlung und Schmierung - Niederdrucksystem	30
2.2.4 Kosten und Effizienz	32
2.2.5 Sicherheit und Software	33
2.2.6 Funktionssoftware	33
2.2.7 Betriebsbedingungen und Einbau	33
2.3 Modellbildung	37
2.3.1 Kupplungstemperaturmodell	37
2.3.2 Modellierung der Hydraulik	49

2.4	Hydraulik Layout Design	55
2.4.1	Überblick über die Methodik	55
2.4.2	Definition der Lastfälle und der Eingangsparameter für das Lay- outdesign	57
2.4.3	Layout-Optimierung und Auswertung	62
2.4.4	Dynamische Beurteilung	76
2.4.5	Vor- und Nachteile der Methodik	77
2.5	Steuerung und Regelung von elektro-hydraulischen Systemen	79
2.5.1	Entwicklung von elektronischen Systemen und der Software	79
2.5.2	Softwareverteilung - Generische SW-Architektur für die effizien- te Antriebsstrangelektrifizierung	80
2.5.3	Steuereinheitarchitektur	82
2.5.4	Optimierung der Kühlungs- und Schmierungsstrategie zur Ver- besserung der Effizienz und der Systemstabilität	92
3	Ergebnisse	101
3.1	Anwendungsbeispiel 1	101
3.1.1	Datenvektorerstellung	102
3.1.2	Datenaufbereitung und Vorausberechnungen	104
3.1.3	Layoutvariation	105
3.1.4	Auswertung, Bewertung und Auswahl	107
3.1.5	Umsetzung der Kühlölstrategie in Softwarefunktionen und dy- namische Beurteilung	118
3.1.6	Zusammenfassung	123
3.2	Anwendungsbeispiel 2	124
3.2.1	Datenvektorerstellung	125
3.2.2	Datenaufbereitung und Vorausberechnungen	126
3.2.3	Layoutvariation	131
3.2.4	Auswertung, Bewertung und Auswahl	134
3.2.5	Dynamische Simulation	144
3.2.6	Zusammenfassung	145
4	Zusammenfassung und Ausblick	147
4.1	Zusammenfassung	147
4.2	Fazit	148
4.3	Ausblick und weiterführende Arbeiten	148
	Abkürzungsverzeichnis	151
	Abbildungsverzeichnis	156
	Tabellenverzeichnis	158
	Literaturverzeichnis	159

1

Einleitung

Dieses Kapitel beschreibt einleitend den Hintergrund, das System und die Problemstellung der Arbeit und gibt einen Einblick in die wichtigsten Veröffentlichungen zu diesem Thema.

Die Ziele dieser Arbeit, ein Ausblick über den Inhalt und deren Gliederung schließen dieses Kapitel ab.

1.1 Hintergrund

In den letzten Jahren wurden Entwicklungen in der Automobilindustrie maßgeblich von den stetig sinkenden Grenzwerten für die Emissionen von Stickoxid (NO_x) und Teile von Partikeln (PM) für Personenkraftwagen (PKW) (siehe [18]) und Nutzfahrzeugen (NFZ) (siehe [19]) bestimmt. Gleichzeitig sind neben den Grenzwerten der Abgasnormen auch die dynamischen Anforderungen durch neue anspruchsvollere Referenzabnahmezyklen gestiegen. So wird der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) (siehe [20]) für PKW, welcher in der Kritik steht nur ein kleines Spektrum des Nutzungsprofils der Kunden abzudecken, Schritt für Schritt durch das Abnahmeverfahren des Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure (WLTP) und dessen Fahrzyklen Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle (WLTC) (siehe [21]) abgelöst. Dieser zeichnet sich im Vergleich zum NEFZ durch realitätsnähere Emissionswerte aus. Da jedoch auch dieses Testverfahren nur unzureichend Aufschluss über die wahren Emissionen gibt, beschloss die Europäische Union (EU), die Vermessung der Emissionen im praktischen Fahrbetrieb Real Driving Emissions (RDE) [27] einzuführen.

Nachdem die Grenzwerte für NO_x und PM bereits ein sehr niedriges Niveau erreicht haben, ist das Ziel des Gesetzgebers nun auch den Kraftstoffverbrauch und damit die CO_2 -Emissionen zu verringern. Seit dem Jahr 2015 gibt es Bestrebungen hinsichtlich gesetzlicher Bestimmungen. Angestrebt wird ein durchschnittlicher Flottenverbrauch von 95 - 110 gCO_2/km bis zum Jahr 2020, welcher jedoch noch nicht gesetzlich fixiert wurde ([77]). Die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs ist deshalb aktuell ein vorrangiges Ziel der Fahrzeughersteller, welches direkt die Anforderungen an das Gesamtfahrzeug sowie indirekt die Anforderungen an dessen einzelne Teilkomponenten beeinflusst. Die Verbesserung des Wirkungsgrads eines konventionellen Fahrzeugs kann einerseits

durch die Optimierung der verbauten Komponenten, beispielsweise durch die Reduktion der Rollreibung der Räder, oder durch die Verringerung des Luftwiderstands des Fahrzeugs erreicht werden. Andererseits kann der Kraftstoffverbrauch durch die Einführung neuer Technologien wie die Elektrifizierung des Antriebsstrangs oder die Verwendung alternativer Energiequellen (z.B. Brennstoffzelle), reduziert werden ([2]). Im Antriebsstrang überwiegen derzeit Maßnahmen zur Steigerung des Wirkungsgrads der einzelnen Komponenten und des Systems als Ganzes.

Die Herausforderung all dieser Maßnahmen ist es, die zusätzlichen Gesamtkosten (für Fahrzeuganschaffung wie auch für Betrieb) im Vergleich zur Effizienzsteigerung so gering wie möglich zu halten. Hierbei kann für einen PKW im Allgemeinen angenommen werden, dass Standardmaßnahmen zur Reduktion eines Gramms CO₂ üblicherweise mehr als 30 € an zusätzlichen Produktionskosten verursachen (siehe Abbildung 2.10). Aus diesem Grund ist es selbstverständlich, dass vorrangig nach Verbesserungen im Wirkungsgrad gesucht wird, die niedrigere Kosten zur Reduktion eines Gramms CO₂ aufweisen. Eine gängige Methode ist, durch kleine Verbesserungen, die oft einem evolutionären Ansatz folgen zum Ziel zu kommen. Im Gegensatz dazu sind neue bzw. revolutionäre Ansätze oft vergleichsweise komplex oder technisch nicht vollständig ausgereift bzw. serientauglich.

Da der Hauptfokus der Fahrzeughersteller (OEM) bis jetzt lediglich auf Kraftstoffverbrauch bzw. Emissionen im NEFZ fokussiert war, wurden Komponenten, die vorwiegend außerhalb dieses Testzyklus einen schlechten Wirkungsgrad aufweisen, nur wenig optimiert. Durch die Anforderungen der neuen Gesetzgebung werden nun nach und nach auch diese Komponenten verbessert.

Die vorliegende Arbeit widmet sich diesem, bis jetzt vernachlässigten, Potential. Der Fokus liegt dabei auf Verbesserungen im Antriebsstrang, die durch neue Hydraulikkonzepten in Schaltgetrieben realisiert werden können.

1.2 Antriebsstrang

Der Antriebsstrang ist eines der zentralen Elemente im Fahrzeug. Dabei inkludiert er nicht nur ein oder mehrere Antriebsmaschinen und die dazugehörigen Getriebe, sondern auch alle Übertragungselemente bis hin zum Rad (wie z.B. Halbwellen und Differential). Jedes dieser Elemente hat einen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstrangs. Aus diesem Grund ist der erste Ansatz, so wenig wie möglich aktive Elemente für die Übermittlung der Leistung zu nützen, um die Effizienz zu erhöhen. Neben der Bereitstellung der Antriebsenergie mit einem hohen Wirkungsgrad, ist es die Aufgabe des Antriebsstrangs, einen hohen Komfort bzw. eine gute Fahrbarkeit des Fahrzeugs zu gewährleisten. Zusätzlich zu diesen primären Anforderungen, wo üblicherweise eine Verbesserung meist auch eine Verschlechterung einer anderen Eigenschaft bewirkt, gibt es noch weitere Anforderungen, wie z.B. die Systemverfügbarkeit, die Zuverlässigkeit und die Wartung.

In einem Doppelkupplungsgetriebe (DKG), einem Automatikgetriebe (AT) oder einem Automatisierten Manuellen Getriebe (AMT), wird mittels einer intelligenten Steuerung versucht, den bestmöglichen Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Effizienz zu erreichen. Aus der Sicht des Fahrkomforts, hinsichtlich der Dynamik des Fahrzeugs,

wäre es wünschenswert, bei der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit eine hohe „Momentenreserve“ zur Verfügung zu haben, um schnellstmöglich einer dynamischen Anforderung des Fahrers folgen zu können. Jedoch ist in diesem Fall der Wirkungsgrad des Systems vergleichsweise schlecht und auch der Fahrkomfort wegen höherer Geräusche unzureichend. Mit der Erhöhung der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine (VKM) kann mit einem kleineren Drehmoment dieselbe Leistung erzielt werden als bei einer kleineren, wodurch die Momentenreserve bei hohen Drehzahlen erhöht wird. Die fortschreitende Komplexität des Antriebsstrangs, wie dies z.B. bei einem hybriden Antriebsstrang der Fall ist, erhöht die Schwierigkeit, den bestmöglichen Wirkungsgrad bei akzeptablen und reproduzierbarem Fahrkomfort sicher zu stellen. Unter Reproduzierbarkeit ist in diesem Fall zu verstehen, dass unterschiedliche Antriebsmaschinen unterschiedliche Dynamik aufweisen und nicht jederzeit zur Gänze oder gar nicht zur Verfügung stehen. Somit kann sich das Fahrzeug für den Fahrer, z.B. bei unterschiedlichen Batterieladezuständen, merkbar unterschiedlich verhalten.

Die Effizienz des Antriebsstrangs hängt außer von den einzelnen Komponenten auch von deren Zusammenspiel ab. Hierbei spielt eine intelligente Steuerung eine entscheidende Rolle, wobei die Komplexität mit der Anzahl an Antriebsmaschinen und der möglichen Betriebsmodi des Getriebes steigt.

Neben den oben genannten Faktoren sind die Lebenszykluskosten für den Käufer entscheidend. Diese setzen sich aus den Produktionskosten, den Kosten während der Benutzung des Produkts und den Entsorgungskosten zusammen. Die Kosten während der Nutzung des Antriebsstrangs errechnen sich durch Kraftstoffverbrauch, Wartung, Ersatzteile, Versicherung und Steuer. In der Kostenbetrachtung ist relevant, wie hoch der Kraftstoffverbrauch und damit die CO₂-Emissionen sind, um höhere Kosten in der Produktion rechtfertigen zu können. In [84] werden die Lebenszykluskosten von drei PKWs mit dem fast gleichen Kaufpreis von 20.000 € verglichen. Es zeigt sich, dass bei einem ähnlichen Kaufpreis die Kosten pro Jahr sehr unterschiedlich sein können. So sind die Lebenszykluskosten für den teuersten im Vergleich zum günstigsten PKW um 750 €/Jahr höher.

Durch die neue Abnahmeprozedur WLTP und der Messung der Emissionen im praktischen Fahrbetrieb, werden nun auch, neben der Optimierung der klassischen im NEFZ relevanten Komponenten und des Gesamtsystems, andere Komponenten wie die Hydraulik eines automatisierten Getriebes optimiert. Hierbei gibt es Komponenten, die sich gegenseitig im Wirkungsgrad beeinflussen und dadurch betriebsoptimal konzipiert werden müssen, aber auch Komponenten, die entkoppelt verbessert werden können.

Die Getriebehydraulik ist eines dieser Teilsysteme, dem bis jetzt bezüglich Verbrauchseinsparung wenig Aufmerksamkeit geschenkt wurde. Die vorliegende Arbeit widmet sich diesem Thema aus Sicht des gesamten Entwicklungsprozesses, beleuchtet Potentiale, liefert Vorschläge zur Verbrauchsoptimierung und zeigt Ergebnisse beispielhafter Umsetzungen.

1.3 Die Hydraulik eines automatisierten Getriebes

Die Steuerung von automatisierten Getrieben wird wegen der hohen Leistungsdichte, der guten Regeleigenschaften sowie der niedrigeren Produktionskosten (siehe [63])

gegenüber elektrischer Betätigung, meist hydraulisch durchgeführt. Das verwendete hydraulische Medium ist ein synthetisches Öl, welches neben der Betätigung von Aktuatoren wie z.B. Kupplung, Bremse oder Gangsteller die Aufgabe hat, die Kühlung und Schmierung von Bauteilen sicher zu stellen.

1.3.1 Konventionelle Lösungen

Im folgenden wird ein kurzer Überblick über Aufgaben und Wirkungsweise von konventionellen Hydrauliklösungen gegeben. Daran schließt eine Übersicht zu wichtigen Entwicklungstrends an und erleichtert dem Leser eine Einordnung der im Anschluss behandelten Zielstellung der Arbeit.

In konventionellen PKW-Getrieben, ob AMT, DKG oder AT, wird die Ölversorgung für die Kühlung, Schmierung und Betätigung von Schaltelementen mittels einer mechanischen Pumpe mit konstanter Verdrängung durchgeführt, die direkt mit oder ohne Übersetzung mit der Getriebeeingangswelle verbunden ist. In einigen Automatikgetrieben gibt es zusätzlich eine Sekundärpumpe am Getriebeausgang. Diese meist kleinere Pumpe kann eingesetzt werden, um die große Pumpe bei niedrigen Getriebeeingangsdrehzahlen zu unterstützen oder bei hohen Drehzahlen zu ersetzen. Des Weiteren hat sie die Aufgabe das Getriebe während des Abschleppens des PKWs ohne laufender VKM mit Öl zu versorgen, um das Getriebe vor Beschädigung zu schützen.

Der Ölbedarf des Systems, welcher sich aus den Anforderungen der Aktuierung, Kühlung und Schmierung im größtmöglichen Fall ergibt, bestimmt dabei die Größe der Pumpe. Da der größtmögliche Ölbedarf auch bei niedrigen Getriebeeingangsdrehzahlen auftreten kann und der geförderte Ölvolumenstrom direkt proportional zur Drehzahl ist, wird bei hohen Drehzahlen und bei niedrigeren Ölanforderungen unnötig viel Öl gefördert. Dies führt zu einem hohen Leistungsbedarf der Pumpe und einem schlechten Gesamtgetriebewirkungsgrad. Bereits in konventionellen Getrieben wird hierfür eine akzeptable maximale Ölmenge definiert, um die Pumpengröße zu reduzieren und den Wirkungsgrad zu erhöhen. Durchgeführt wird dies mit einer hydraulischen Steuerung, die je nach Priorisierung die Ölfüsse verteilt. Hierbei genießt der Ölbedarf der Aktuierung vor der Kühlung und der Schmierung den Vorrang. Es wird somit hingenommen, dass nicht alle Anforderungen zur selben Zeit erfüllt werden können, um die Effizienz zu erhöhen.

1.3.2 Entwicklungstrends

Die Auslegung eines hydraulischen Systems basiert auf der Definition von Anwendungsfällen. Hier spielt in einem konventionellen Antriebsstrang das Anfahren des Fahrzeugs eine bedeutende Rolle, da sich in diesem Anwendungsfall anspruchsvolle Anforderungen ergeben. Da bis vor kurzem der NEFZ-Zyklus (mit seinen wenig dynamischen Betriebspunkten mit zusätzlich niedrigen Lastanforderungen und sehr niedrigen Drehzahlen am Getriebeeingang) als Referenz für den Kraftstoffverbrauch definiert war, wurde dem Potential zur Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads der Hydraulik nur wenig Beachtung geschenkt. Durch die neuen Regularien von WLTC und RDE werden nun auch Betriebsbereiche mit hohen Getriebeeingangsdrehzahlen

und hohen Eingangsleistungsanforderungen relevant.

Die Entwicklung bzw. die Verbesserung der Effizienz der Hydraulik geht bei den Premiumfahrzeugherstellern, aber auch bei Fahrzeugherstellern niedriger Preissegmente in Richtung Voll- oder Teileelektrifizierung des Systems. Dies bedeutet, dass bei Voll- oder Teileelektrifizierung die mechanische Pumpe durch eine oder mehrere elektrische Pumpen ersetzt wird. Bei der Teileelektrifizierung wird die mechanische Pumpe durch eine oder mehrere elektrische Pumpen ergänzt, wodurch die mechanische Pumpe verkleinert werden kann. Meist ist die Teileelektrifizierung bezüglich der Kosten die attraktivste Maßnahme zur CO₂-Reduktion und kann mit wenig Anpassungen der Hardware durchgeführt werden. Für diese Variante der Elektrifizierung kann weiterhin die konventionelle Hydraulik verwendet werden und es muss nur die Versorgung der Pumpen adaptiert werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass die Komplexität der Änderung gering ist, weil die elektrische Pumpe nur bei hohen Anforderungen eingesetzt wird und sich dadurch die Effizienz erhöht. Bei einer Vollelektrifizierung und dem vollständigen Ersatz der mechanischen durch eine elektrische Pumpe kann die Effizienz weiter gesteigert werden. Es entstehen hier jedoch zusätzliche Anforderungen durch die hohe Belastung des elektrischen Bordnetzes und die gewünschte Ausfallsicherheit des Systems. All diese Möglichkeiten bezogen sich bis dato darauf, dass das hydraulische System nur gering geändert wird. Eine Anpassung des hydraulischen Systems, wie durch z.B. die Trennung von Niederdruck (Kühlung und Schmierung) und Hochdruck (Betätigung der Aktuatoren) und die jeweilige Versorgung durch mindestens eine elektrische Pumpe für jeden Kreislauf, bringt eine weitere Steigerung der Effizienz. Hier können nun beide Kreisläufe unabhängig und vor allem bedarfsgerecht mit ihrem eigenen Druckniveau gesteuert werden. Die Produktionskosten eines System mit mehr als einer Pumpe bzw. mit einer elektrischen Pumpe erhöhen sich jedoch gegenüber denen eines konventionellen Systems und auch die Anforderungen an andere Systeme wie z.B. das elektrische Bordnetz werden erhöht.

1.4 Formulierung der Ziele und Abgrenzung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit hat die systematische Verbesserung des Leistungsverbrauchs eines elektro-hydraulischen Systems für automatisierte Fahrzeuggetriebe zum Ziel. Hierfür wird eine neuartige Methodik präsentiert, die einerseits den Einfluss von Expertenwissen und Annahmen reduziert, andererseits ein hydraulisches System objektiv nach Kriterien beurteilbar macht. Zur Beurteilung werden zwei der wichtigsten Kriterien der Fahrzeugindustrie, die Produktionskosten und die Effizienz bzw. der Leistungsverbrauch für ein hydraulisches System, herangezogen. Die Abwägung der beiden Kriterien und die Auswahl des besten Systems für eine Anwendung erfolgt mittels einer grafischen Darstellung der Mehrzieloptimierungsaufgabe. Da die Kriterien in einem Zielkonflikt stehen, existieren oft mehrere optimale hydraulische Systeme (teuer&effizient vs. günstiger&weniger effizient). In der Arbeit wird weiter vorgeschlagen, die maximalen Produktionskosten für die Reduktion eines Gramms CO₂ heranzuziehen, um die Anzahl der Lösungen weiter einzuschränken.

Im Vergleich zur bisherigen Entwicklungsmethodik wird das hydraulische System nicht nur auf Extrembedingungen ausgelegt, sondern auch anhand eines oder mehrerer

Referenzzyklen (z.B. WLTC, RDE) beurteilt. Durch diesen Zusammenhang kann nicht nur ein ausreichendes System hinsichtlich maximaler Anforderungen definiert werden, sondern es kann bei der richtigen Wahl des Referenzzyklus auch im generellen Fahrbetrieb das verbrauchsoptimalste System unter Berücksichtigung der Produktionskosten gefunden werden.

Neben der Auswahl eines hydraulischen Systems, berücksichtigt die Methodik Anforderungen an das System bereits während der Entwicklung und bietet die Möglichkeit der Ableitung von neuen Anforderungen, abhängig vom jeweiligen hydraulischen Layout wie z.B. Anforderungen an die Funktionssoftware, Funktionssicherheit, Systemstabilität und Systemverfügbarkeit.

Die entwickelte modellbasierte Methodik stützt sich auf die Anwendung genauer Simulationsmodelle und den Einsatz von Regelstrategien um einerseits ein optimales System zu finden und andererseits diese Systeme in der Praxis umsetzen zu können. Zusätzlich zeigt die Berücksichtigung von Softwarefunktionen Potential zur Verringerung der Komplexität des hydraulischen Systems und zur Senkung des Leistungsverbrauchs.

Anhand von zwei Beispielen werden die Vorteile dieser neu entwickelten Methodik gezeigt. Beispiel 1 zeigt die Optimierung eines Kühl- und Schmierkreislaufs für ein hybridisiertes AT und die daraus folgenden Anforderungen an die Funktionssoftware. Zusätzlich zeigt dieses Beispiel, wie das Zusammenspiel zwischen der Auswahl des hydraulischen Systems und der Definition der Funktionssoftware erst ein optimales System ermöglicht. Beispiel 2 zeigt ein Doppelkupplungsgetriebe und das Verbesserungspotential, wenn nur geringe Änderungen zugelassen sind.

1.5 Gliederung

Die Arbeit behandelt im Weiteren zuerst einen Überblick über die aktuell verwendeten elektro-hydraulischen Systeme und wie diese entwickelt und worauf dabei geachtet werden muss. Anschließend werden die wichtigsten Anforderungen an das System zusammengefasst, um einen nicht einschlägigen Leser die Rahmenbedingungen dieses Systems näherzubringen. Im Anschluss werden die notwendigen Modelle für die späteren Anwendungsfälle und die neu entwickelte Methodik mit ihren Vor- und Nachteilen beschrieben. Es folgt ein Auszug über den Softwareentwicklungsprozess und ein Exkurs über den Einfluss der Verteilung von Softwarefunktionen eines hybriden Antriebsstrangs. Danach bezieht sich diese Arbeit wieder vollständig auf die Optimierung des elektro-hydraulischen Systems und wie mithilfe von Softwarefunktionen eine effiziente Kühlölstrategie umgesetzt werden kann, um eine hohe Systemverfügbarkeit und -sicherheit gewährleisten zu können. Ein weiteres Kapitel widmet sich der Anwendung der neuen Entwicklungsmethodik und dem Zusammenspiel mit den neu entwickelten Softwarefunktionen. Hierfür wird die neue Methodik mit zwei unterschiedlichen Anwendungsbeispielen demonstriert. Ein Ergebnis wird mittels dynamischer Simulation überprüft, das andere Beispiel präsentiert die Kombination von einem modernen elektro-hydraulischen Layout und dem Softwarealgorithmus. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse und gibt einen Ausblick auf weiterführende Einsatzmöglichkeiten.

2

Methodik

Dieses Kapitel zeigt eine neue Methodik zur Entwicklung von elektrohydraulischen Systemen für AT-Getrieben. Hierfür wird zuerst ein Überblick über vergangene und neue elektro-hydraulische Systeme gegeben. Anschließend werden die Anforderungen an das System und die davon direkt beeinflussten Systeme diskutiert. Danach wird die modellbasierte Methode zur Bestimmung eines optimalen elektro-hydraulischen Layouts und deren Modelle beschrieben. Das letzte Unterkapitel zeigt, dass einige hydraulische Layouts nur mit Hilfe von Softwarefunktionen umgesetzt werden können, um ein energie-optimales und stabiles System zu erhalten.

2.1 Überblick

Folgender Abschnitt gibt einen Überblick über die Aufgaben und Funktionen der Hydraulik und wie sich diese in den letzten Jahren weiterentwickelt haben. Anschließend wird gezeigt, wie ein mechatronisches System entwickelt wird und wie die aktuelle Entwicklungsmethodik eines elektro-hydraulischen Systems aufgebaut ist. Danach werden die Anforderungen an ein elektro-hydraulisches System, die für diese Arbeit wichtig sind detailliert und zusätzliche zu berücksichtigende zusammengefasst, um dem Leser die Komplexität solch eines Systems näher zu bringen. Darauf folgend werden die in dieser Arbeit notwendigen mathematischen Modelle beschrieben. Im Anschluss folgt die Einführung der neuen modellbasierten Entwicklungsmethodik und der Optimierungsmöglichkeiten, und wie durch eine gezielte Nutzung von Softwarefunktionen das System weiter verbessert werden kann.

2.1.1 Aufgaben und Funktionen der Hydraulik in Fahrzeuggetrieben

In der Fahrzeugindustrie ist der Anwendungsbereich der Hydraulik sehr weitreichend. Der Einsatz reicht von Lenk- und Bremssystemen, Kraftübertragung, Regelung der Temperatur bis hin zu Schmierung von Komponenten und Antriebstechnik. Auch in verzweigten Getrieben (siehe [29, Seite 116]) oder in Antriebskonzepten findet die Hydraulik ihre Anwendung (siehe [26]).

In automatisierten Fahrzeuggetrieben wird die Hydraulik üblicherweise für folgende Aufgaben eingesetzt:

1. Betätigung von Aktuatoren (Kupplung, Bremse, Gangsteller, etc.)
2. Leistungsübertragung (Drehmomentenwandler, etc.)
3. Kühlung von Komponenten
4. Schmierung von Komponenten

Hier wurde ganz bewusst zwischen Betätigung von Aktuatoren, wie der Kupplung und Gangsteller, und der Leistungsübertragung unterschieden, um beim Layout-Design der Hydraulik die Unterscheidung einfacher durchführen zu können. Die Betätigung von Aktuatoren kann sowohl elektro-hydraulisch (größter Marktanteil), als auch elektro-pneumatisch oder elektro-mechanisch durchgeführt werden. Der große Vorteil der Hydraulik gegenüber der Pneumatik liegt in der höheren Regelgüte (minimale Hysterese) und der höheren erreichbaren Dynamik. Die Baugröße und die höheren Kosten wirken sich auch nachteilig bei der elektro-mechanischen Variante aus.

Die Leistungsübertragung kann zusätzlich zur hydraulischen Übertragung auch mechanisch oder elektrisch erfolgen. In der Tabelle 2.1 sind die einzelnen Varianten nach Beurteilungskriterien aus [45] gegenübergestellt.

Tabelle 2.1: Übersicht von Kraft- und Energieübertragungsmöglichkeiten nach unterschiedlichen Kriterien

	mechanisch	hydraulisch	elektrisch
Kraftdichte	sehr gut	gut	schlecht
Steuerbarkeit	schlecht	gut	gut
Wirkungsgrad	gut	schlecht	schlecht
Leistungsübertragung auf mittlere Entfernungen	schlecht	gut	sehr gut

Bei der Leistungsübertragung ist die Hydraulik vor allem durch ihr kleines Gewicht und wenig benötigtes Volumen bei gleichzeitig hoher Kraft bei kleinen Drehzahlen gegenüber anderen Konzepten im Vorteil ([3, Seite 4]). Aus diesem Grund findet die Hydraulik in Off-Road-Anwendungen von Baumaschinen (z.B. Radlader, Bagger, Traktoren) ein großes Einsatzgebiet.

Ein weiterer Vorteil ist, dass Kühlung und Schmierung von Komponenten dieselbe hydraulische Flüssigkeit wie für die Betätigung der Aktuator und der Leistungsübertragung verwendet werden kann. Hierfür ist es wesentlich, ein Hydrauliköl zu wählen, welches entsprechend geeignete physikalische Eigenschaften wie Viskosität und Wärmeleitfähigkeit aufweist. Vorwiegend werden hierfür mineralölbasische und biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten eingesetzt.

Die Vorteile der Hydraulik sind in [82, Seite 4] und [80, Seite 2] zusammengefasst. Vorteile sind:

- hohes Verhältnis von Leistung zu Gewicht
- hohes Verhältnis von Leistung zu Bauraum
- hohe Dynamik

- einfacher Aufbau mit wenig beweglichen Elementen
- in den meisten Fällen arbeitet das Hydrauliköl gleichzeitig auch als Schmier- und Kühlmedium

Nachteile sind:

- hohe Leckölverluste führen zu einem schlechten Wirkungsgrad, deshalb ist eine hohe Fertigungsgenauigkeit der Bauteile gefordert
- hohe Anforderung an die Filtrierung des Hydrauliköls
- Alterung des Hydrauliköls
- Betriebstemperaturabhängigkeit des Öls (Viskosität)
- Elastizitätsmodul des Hydrauliköls $K_{\text{Öl}} = 0,9 - 2 \text{ GPa}$ - es ist um den Faktor 100 weicher als Stahl $K_{\text{Stahl}} = 160 \text{ GPa}$
- Luftaufnahmevermögen und Schaumbildung
- geringe Dämpfung und relativ hohe Schwingungsneigung durch die hohe Leistungsdichte

Zur Verbesserung der Öleigenschaften werden Additive und Inhibitoren eingesetzt. Diese können die folgenden Eigenschaften verbessern ([82, Seite 31]):

- Korrosionsschutz
- Viskositätsindex
- Verminderung der Schaumbildung
- Verschleißschutz
- Reibwertverminderer (friction modifier)
- Schmutztragevermögen

Generell ist es möglich, Wasser als Medium einzusetzen, es gilt als historisch älteste Druckflüssigkeit. Praktisch gesehen hat Wasser einige entscheidende Nachteile ([81, Seite 13]) für den Einsatz in einem Automatikgetriebe:

- hohe Korrosionsgefahr
- Kavitation
- höheres Elastizitätsmodul $K_{\text{Wasser}} = 2 - 2,7 \text{ GPa}$ als vergleichbare Hydrauliköle
- fehlende Schmierfähigkeit
- geringer benutzbarer Temperaturbereich (Siede- und Gefrierpunkt)

2.1.2 Auslegung konventioneller und moderner elektro-hydraulischer Systeme

Im folgenden werden einzelne Varianten (steigende Elektrifizierung) näher beschrieben. Entsprechende Ansätze zur Auslegung aus der Literatur werden zusammengefasst. Die Aufmerksamkeit liegt auf dem Energiebedarf der Hydraulik. Dieser setzt sich zusammen aus

- der benötigten Leistung der Pumpen,
- der elektrischen Leistung der Ventile und
- der elektrischen Leistung des Steuergeräts.

Die Anforderungen der Pumpe ergeben sich aus den Systemanforderungen (maximale Ölmenge und maximaler Druck) und deren Verlusten. Sie bestehen aus

- den Leckölverlusten,
- der Effizienz der Pumpen,
- des Arbeitsdrucks der Pumpen und
- der geforderten Ölmengen (siehe Abschnitt 2.2).

Die Leckölverluste sind abhängig vom Zustand des Systems und der Temperatur. Der Zustand des Systems wird durch seine Zustandsgrößen bestimmt. Diese setzen sich aus Druckdifferenzen im System und den Zuständen der Aktuatoren wie z.B. der Kuppelung und den Ventilen (z.B. offen und geschlossen) zusammen.

Generell kann die Effizienz erhöht und der Leistungsverbrauch der Hydraulik reduziert werden, indem die Anforderungen an die Pumpe und die Verluste minimiert werden. Der Anteil des elektrischen Steuergeräts und der Ventile am Gesamtenergiebedarf ist bei klassischen hydraulischen Steuerungen nicht vernachlässigbar, beträgt aber nur 10 % vom Gesamtverbrauch.

Für die oben genannten Anforderungen wird in klassischen Automatikgetrieben eine mechanische Ölpumpe verwendet. Diese Pumpe ist mechanisch mit der Getriebeeingangswelle verbunden. Der geförderte Volumenstrom Q_{pump} in l/min berechnet sich aus:

$$Q_{pump} = n \cdot D \cdot \eta_{vol} \quad (2.1)$$

Dabei ist n in 1/min die Getriebeeingangsdrehzahl, D in cc/rev das Verdrängungsvolumen der Pumpe und η_{vol} der volumetrische Wirkungsgrad der Pumpe. Bei einem $\eta_{vol} = 1$ handelt es sich um den theoretisch förderbaren Volumenstrom der Pumpe, wenn keine Leckölverluste auftreten würden. In der Praxis ist η_{vol} jedoch von vielen Parametern wie z.B. dem Druck oder der Temperatur abhängig. Der Aufbau einer solchen hydraulischen Steuerung ist schematisch in Abbildung 2.1 dargestellt. Diese besteht wie im Abschnitt 2.1.1 beschrieben aus der Aktuierung, Kühlung und der Schmierung. Alle drei haben unterschiedliche Druckniveaus, deshalb wird zwischen Hochdruck für die Aktuierung und Niederdruck für die Kühlung sowie Schmierung unterschieden. Der Punkt der Leistungsübertragung ist hier nicht angeführt, obwohl bei AT-Getrieben sehr oft ein Drehmomentenwandler eingesetzt wird. In dieser Arbeit wird in Beispielen auf die Optimierung von Hybridgetrieben bzw. auf DKG und nicht

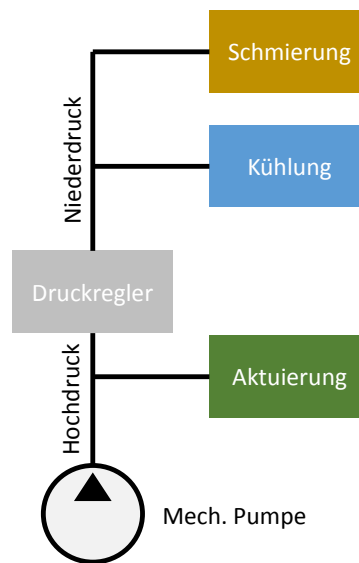


Abbildung 2.1: Layoutkonfiguration I - Klassisches Hydrauliklayout mit einer mechanischen Pumpe. Die Pumpe versorgt das Hochdrucksystem für die Aktuatoren und das Niederdrucksystem für die Kühlung und Schmierung.

auf AT der Fokus gelegt. Der Drehmomentenwandler kann jedoch einfach mit einem eigenen Druckniveau im Schaltbild eingefügt und mit der in den folgenden Abschnitten beschriebenen Methodik umgesetzt werden.

In [34] wird gezeigt, wie unterschiedliche Pumpenkonfigurationen die Effizienz des Systems verbessern können. Diese variieren von einer mechanischen Pumpe, über die Kombination von elektrischer und mechanischer Pumpe bis hin zum Einsatz von mehreren elektrischen Pumpen. Zusätzlich zeigt [34] den Vergleich der Effizienz zwischen der elektro-mechanischen und der elektro-hydraulischen Aktuierung von Kupplungen, wobei die Kosten und der benötigte Bauraum nicht berücksichtigt werden. In [57] und [1] werden zusätzliche Ansätze zur Reduktion des Leistungsverbrauchs mittels der Pumpenauswahl diskutiert. Diese Publikationen behandeln nicht unterschiedliche Layoutkonfigurationen, sondern welche Pumpenart (z.B. Flügelzellenpumpe, Innenzahnradpumpe, Außenzahnradpumpe, usw.) am besten für die jeweiligen Anwendungen geeignet ist. In [1] wird das Einsparungspotential einer mechanischen Pumpe mit variablem gegenüber einer mit konstantem Verdrängungsvolumen gezeigt.

Die Layoutkonfiguration II in der Abbildung 2.2 hat denselben Aufbau wie die Layout I, jedoch besitzt die mechanische Pumpe ein variables Verdrängungsvolumen. Solche Systeme lassen oft einen guten Wirkungsgrad in einigen Betriebspunkten vermissen und sie weisen zusätzlich oft eine hohe Neigung zur Instabilität auf. In [53] wird die Komplexität der Modellbildung für eine Pumpe mit variablen Verdrängungsvolumen gezeigt. In [52] und [51] wird die Problematik der Regelung und der Stabilität der variablen Verdrängungspumpe diskutiert. Dessen Simulationsergebnisse zeigen den großen regelungstechnischen Aufwand, um ein stabiles System zu gewährleisten. Es sind weitere mechanische Bauteile und ein elektrisches Ventil notwendig, um solch ein System steuern zu können. Durch die zusätzlich benötigten Bauteile, erhöhen sich allerdings

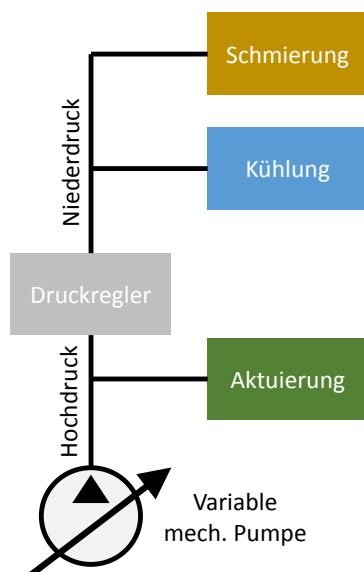


Abbildung 2.2: Layoutkonfiguration II - Hydrauliklayout mit einer mechanischen Pumpe mit variablem Verdrängungsvolumen. Die Pumpe versorgt das Hochdrucksystem für die Aktuatoren und das Niederdrucksystem für die Kühlung und Schmierung.

die Produktionskosten gegenüber Layoutkonfiguration I.

In Layoutkonfiguration III in Abbildung 2.3 wurde das Layout um eine elektrische Pumpe erweitert. Bis auf diese zusätzliche Pumpe wurde das System nicht verändert. Die elektrische Pumpe hat die Aufgabe die mechanische Pumpe mit konstanten Verdrängungsvolumen zu unterstützen. In allen anderen Betriebszuständen bleibt die elektrische Pumpe abgeschaltet und verbraucht keine Energie. Die Größe der elektrischen Pumpe hängt von der Verfügbarkeit der elektrischen Leistung ab. Bei konventionellen Antriebssträngen ist diese sehr eingeschränkt und führt zu Pumpen mit geringer maximal verfügbarer Leistung (je nach Fahrzeugtyp zwischen 200-500 W). Hingegen steht in einem elektrifizierten Antriebsstrang mehr Energie zur Verfügung, wodurch auch die maximale verfügbare Leistung steigt.

In der Abbildung 2.4 sind die Layoutvarianten I und III gegenübergestellt. Die Abbildung hat das Ziel, das grundsätzliche qualitative Potential von Variante III gegenüber Variante I zu erörtern und es enthält daher keine konkreten Werte. In rot ist Variante I mit einer mechanischen Pumpe dargestellt. Diese hat unter der Anwendung von Gleichung 2.1 bei konstanter Effizienz η_{vol} eine lineare Abhängigkeit der Leistung von der Getriebeeingangsdrehzahl n . In der Variante II-a, die in grün dargestellt ist, wird die Größe der Pumpe (Verdrängungsvolumen D) reduziert und die maximale Leistungsanforderung, die hier im Leerlauf definiert ist, durch die elektrische Pumpe bei Bedarf bereitgestellt. Das bedeutet, dass die Variante II-a gegenüber I oberhalb der Leerlaufdrehzahl den Energieeinsatz reduziert und bei geringeren Anforderungen im Leerlaufpunkt auch dort ein Einsparungspotential besitzt. In der Variante II-b wird die mechanische Pumpe weiter reduziert. Dies führt einerseits zur Erhöhung der Größe und der maximal notwendigen Leistung der elektrischen Pumpe, schafft aber

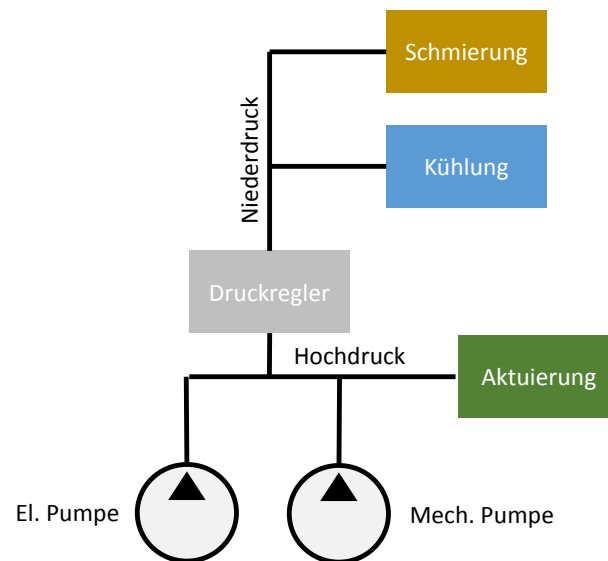


Abbildung 2.3: Layoutkonfiguration III - Hydrauliklayout mit einer elektrischen und einer mechanischen Pumpe. Die Versorgung des Hoch- und Niederdruckkreislaufs kann mit einer oder mit beiden Pumpen durchgeführt werden.

andererseits Potential zur weiteren Reduktion des Leistungsbedarfs. Die mechanische Leistung der Pumpe P_{mech} in W berechnet sich aus:

$$P_{\text{mech}} = \frac{p_{\text{HD}} \cdot Q_{\text{HD}}}{\eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{mech}}}. \quad (2.2)$$

Dabei ist p_{HD} der Druck in bar nach der Pumpe, Q_{HD} der geförderte Volumenstrom in l/min, η_{vol} der volumetrische und η_{mech} der mechanische Wirkungsgrad der Pumpe. Für die elektrische Pumpe muss die elektrische Leistung berechnet werden, wobei zusätzlich der elektrische Wirkungsgrad η_{el} berücksichtigt werden muss und sich dadurch ergibt:

$$P_{\text{el}} = \frac{P_{\text{mech}}}{\eta_{\text{el}}} \quad (2.3)$$

Um einen fairen Vergleich zwischen mechanischer und elektrischer Pumpe zu gewährleisten, muss bei einem konventionellen Antriebsstrang entweder die mechanische Leistung in eine elektrische Leistung umgerechnet werden (z.B. über den Wirkungsgrad der Lichtmaschine) oder genau umgekehrt. Bei einem hybriden Antriebsstrang sollte zusätzlich berücksichtigt werden, wie die verfügbare elektrische Leistung generiert wurde.

Vergleicht man die beiden Varianten nun anhand von Kriterien, kann festgehalten werden, dass Variante I gegenüber Variante II bei den Produktionskosten und beim Platzbedarf der Komponenten im Vorteil, jedoch bei der Erweiterung des Getriebes zu einem Hybridfahrzeug im Nachteil ist.

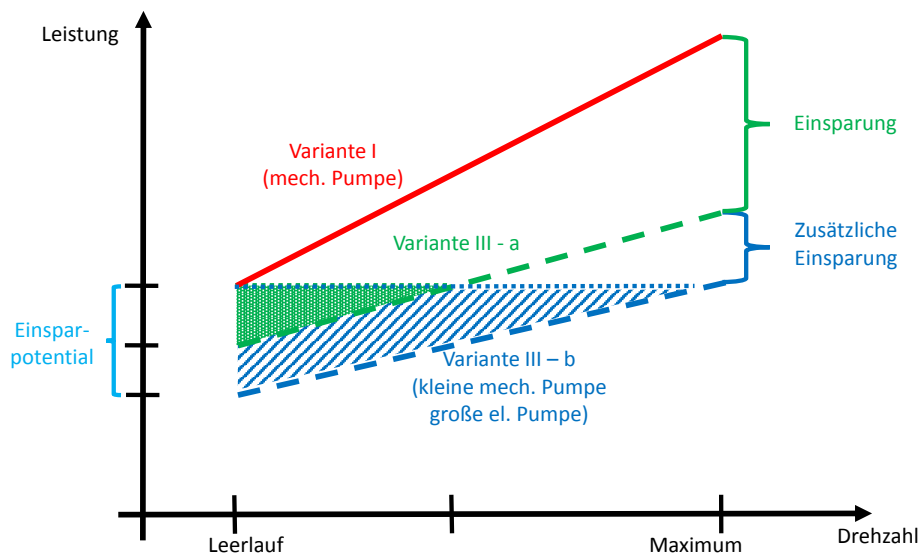


Abbildung 2.4: Das Einsparungspotential der benötigten Leistung der Variante III gegenüber der Variante I ist abhängig von der Wahl der Pumpengröße.

Teilt man den Hochdruck- (HD) und den Niederdruckkreislauf (ND) in zwei unabhängige Kreisläufe auf, reduziert sich der Leistungsbedarf durch die zwei unterschiedlich großen Druckniveaus nach Gleichung 2.2 zu

$$P_{mech} = \frac{p_{HD} \cdot Q_{HD}}{\eta_{vol,HD} \cdot \eta_{mech,HD}} + \frac{p_{ND} \cdot Q_{ND}}{\eta_{vol,ND} \cdot \eta_{mech,ND}}. \quad (2.4)$$

So ein System ist in der Abbildung 2.5 als Layoutkonfiguration IV mit zwei elektrischen Pumpen dargestellt. Im Hochdrucksystem kann, wie in der Abbildung gezeigt, entweder ein großer Akkumulator oder eine Kombination von Arbeitsdruckregelschieber und Druckregelventil zur Bereitstellung des Arbeitsdrucks verwendet werden. In der Arbeit von [37] wird der Vergleich dieser zwei Systeme nach den Kriterien der Produktionskosten und dem Leistungsverbrauch diskutiert.

In der Abbildung 2.6 ist der Vergleich zwischen der Layoutkonfiguration I und IV dargestellt. In rot ist die Variante I mit der mechanischen Pumpe und ihrer Abhängigkeit von der Getriebeeingangsdrehzahl n abgebildet. Wie in der Layoutkonfiguration sind in Variante IV auch die Leistungsanforderungen auf zwei elektrische Pumpen aufgeteilt. Durch die Verwendung der elektrischen Pumpen gibt es nicht die Abhängigkeit von der Getriebeeingangsdrehzahl n und somit kann auch der benötigte Ölfuss unabhängig geregelt werden. In blau ist der Verbrauch der Aktuierung dargestellt. Hier handelt es sich, so wie auch für die Kühlung und Schmierung, um einen über einen Zyklus gemittelten Wert. Für die Kühlung und Schmierung gibt es je nach Betriebspunkt einen minimalen (oranges Feld) und einen maximalen (oranges und grünes Feld) zyklisch gemittelten Wert. Im Vergleich zwischen Variante I und IV kann somit ein großes Einsparungspotential in allen Betriebspunkten erreicht werden. Bei der Gegenüberstellung der zusätzlichen Kriterien ist die Variante I beim benötigten Bauraum und

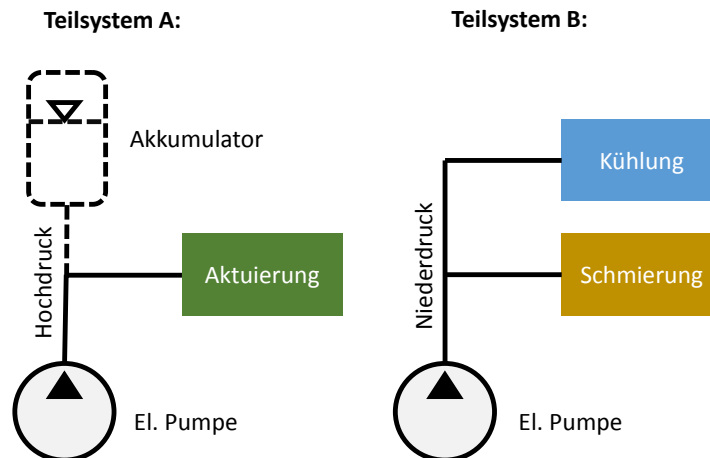


Abbildung 2.5: Layoutkonfiguration IV - Aufteilung des Hoch- und Niederdruckkreislaufs auf zwei unabhängige Kreisläufe und deren Versorgung mit jeweils einer elektrischen Pumpe.

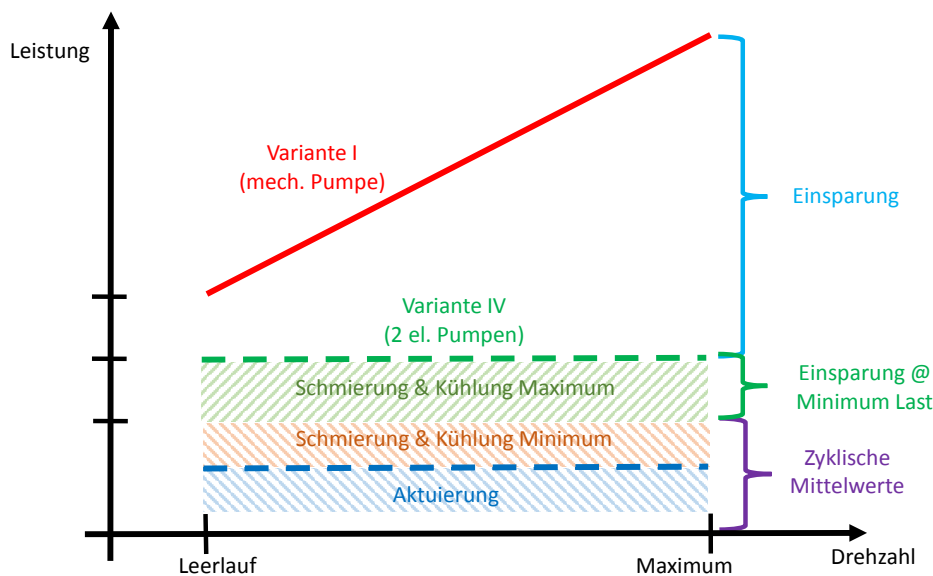


Abbildung 2.6: Vergleich des Einsparungspotentials der benötigten Leistung der Variante VI mit zwei unabhängigen Kreisläufen und zwei elektrischen Pumpen gegenüber der Variante I mit einer mechanischen Pumpe.

den Kosten im Vorteil, aber bei der Erweiterung zu einem elektro-hybriden Antriebsstrang im Nachteil. Variante IV ist mittlerweile ein bewährter Ansatz als Anwendung für dedizierte Hybridgetriebe (DHT), die erstmal in [28] definiert wurden.

In der Tabelle 2.2 sind die vier Layoutkonfigurationen, mit den unterschiedlichen Kriterien bewertet, dargestellt. Sie zeigt, dass mittels der Erhöhung der Kosten der

Tabelle 2.2: Vergleich der einzelnen Layoutkonfigurationen nach unterschiedlichen Kriterien

Variante	Konfiguration	Kosten	Effizienz	Bauraum	Hybriderweiterung
I	Mech. Pumpe	+	-	+	-
II	Var. Mech. Pumpe	-	+	0	-
III	Mech. Pumpe	- -	++	-	+
	El. Pumpe				
IV	2 x El. Pumpe	- -	+++	-	++

Wirkungsgrad mit einer zusätzlichen elektrischen Pumpe bzw. mit einem System mit ausschließlich elektrischen Pumpen, verbessert werden kann. In [30] wird ein Automatikgetriebe mit Drehmomentenwandler und [59] ein Doppelkupplungsgetriebe, wo nur eine mechanische Pumpe verbaut wurde, gezeigt. Die Erweiterung durch eine zusätzliche elektrische Pumpe, wie es in [15] mit einem Doppelkupplungsgetriebe beschrieben ist, würde zur einer Reduktion des Leistungsverbrauchs führen. Um nicht die Summe der Anforderungen von den Aktuatoren, der Kühlung und Schmierung gleichzeitig bedienen zu müssen, wird eine Priorisierung durchgeführt. Diese führt zu einer Reduzierung der maximal angeforderten Ölmenge und zur Verkleinerung der Pumpengröße. Alle vorhin erwähnten Konzepte beinhalten bereits diese Art der Verkleinerung der Pumpe. Die höchste Priorität hat die Aktuierung, gefolgt von der Kühlung und der Schmierung. Dabei wird in Kauf genommen, dass z.B. für eine kurze Zeit keine Kühlung und Schmierung bedient werden kann. Des Weiteren können noch zusätzliche Prioritäten wie z.B. zur Befüllung eines Druckspeichers, wie in [36] beschrieben, eingebaut werden.

Eine weitere Reduzierung des Leistungsverbrauchs kann mit einer bedarfsgerechten Bereitstellung der angeforderten Ölmengen erreicht werden. Diese Option der Leistungsreduktion wird in dieser Arbeit in den folgenden Abschnitten diskutiert.

Die Erhöhung der Effizienz der Pumpen und die Reduktion der Leckölverluste sind weitere Punkte zur Reduktion des Leistungsverbrauchs an dessen Verbesserung kontinuierlich gearbeitet wird. Hinsichtlich des Arbeitsdrucks, gibt es immer wieder Bemühungen um diesen abzusenken, jedoch muss die Regelbarkeit des System mitberücksichtigt werden, um hier das bestmögliche Ergebnis nicht nur in Richtung des Kraftstoffverbrauch sondern auch der Fahrbarkeit zu finden.

2.1.3 Entwicklungsprozess

Die in dieser Arbeit vorgeschlagenen Methodik gliedert sich in den in der Fahrzeugindustrie gebräuchlichen Entwicklungsprozess ein und verwendet sogenannte „Front-Loading“ Ansätze der modellbasierten Entwicklung. Dieser Entwicklungsrahmen ist im folgenden kurz umrissen.

Die stetig wachsende Integration und Zunahme von elektrischen Komponenten in mechanischen und hydraulischen Systemen bietet die Möglichkeit der genaueren Regelung auf definierte Größen und die Optimierung von Prozessen (z.B. höhere Qualität, geringere Sollwertabweichung, Diagnose, Erkennung von notwendigen Servicemaßnahmen, Erhöhung des Wartungsintervalls, uvm.). Dieses Zusammenspiel von unterschiedlichen Domänen wird unter dem Begriff mechatronische Systeme zusammengefasst. In [16, Seite 5] werden Eigenschaften von mechanischen und mechatronischen Systemen gegenübergestellt. Daraus können Vorteile von mechatronischen Systemen abgeleitet werden:

- kompakter und einfacherer mechanischer Aufbau
- exaktere Regelung
- Regelung auf nicht messbare Größen
- Fehlerdiagnose
- usw.

Die Entwicklung eines Produktes aus mehr als einer Domäne ist komplexer als die aus nur einer (z.B. durch Schnittstellen, unterschiedliche physikalische Domänen, Interaktion der Domänen). Aus diesem Grund wurden unterstützend eigene Produktentwicklungsprozesse erstellt, um eine systematische Entwicklung zu gewährleisten. Diese unterstützen die Entwicklung von der Produktdefinition, über die Produktentstehung bis hin zur Serienbetreuung ([14, Seite 1276]).

Zuerst wurde die Entwicklung von mechatronischen Systemen jeder einzelnen Domäne parallel von unten nach oben (Bottom-up-Design) mit wenig Abstimmungen durchgeführt. Um das Zusammenspiel zu verbessern wurde die Methode von oben nach unten (Top-down-Design) eingeführt, wobei die Anzahl der Abstimmungen erhöht wird. So kann während der Entwicklung auf Probleme reagiert und es können Lösungen berücksichtigt werden. Heutzutage wird für die Entwicklung sehr oft auf das V-Modell zurückgegriffen. Dieses ist nach [46, Seite 36] in der Abbildung 2.7 dargestellt. Dabei beinhaltet der linke Pfad die Definition und die Entwicklung des Produkts und der rechte Pfad die Verifikation und Validierung jedes einzelnen Schrittes. Die Entwicklung beginnt auf der obersten Ebene mit der Definition des Produkts und wird in jedem darauffolgenden Schritt in seine einzelnen Domänen und Unterdomänen verfeinert. Dabei gibt es zu jedem Punkt am linken Pfad ein Gegenstück am rechten Pfad. Dadurch wird sichergestellt, dass jeder einzelne Schritt mittels Tests den definierten Anforderungen entspricht. Das V-Modell wird iterativ bzw. zyklisch durchlaufen.

Zusätzlich fördert das V-Modell die virtuelle Entwicklung und rechtfertigt die eines virtuellen Prototypen ([14]). Durch Virtualisierung können nämlich die Entwicklungszeit verkürzt und bereits frühzeitig Eigenschaften des Endprodukts überprüft werden. Die Prototypen bedienen sich dabei mathematischer Modelle zur Beschreibung

von Komponenteneigenschaften. Diese Form wird auch modellbasierte Entwicklung genannt, die sehr stark in der Automobilindustrie Fuß gefasst hat ([50]). Neben Modellierungssprachen für mathematische Modelle werden auch Sprachen zur Beschreibung von komplexen Systemen verwendet. Eine gängige grafische und standardisierte Modellierungssprache in der Automobilindustrie ist SysML [4, Seite 3], um die Komplexität besser zu steuern.

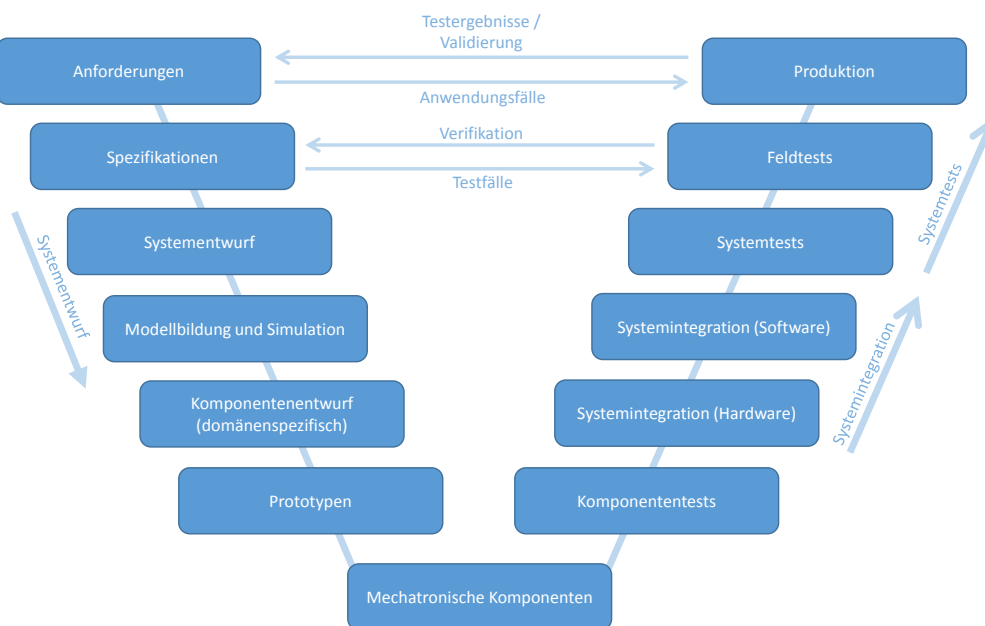


Abbildung 2.7: Entwurfsschritte für mechatronische Systeme im V-Modell [46, Seite 36]

2.1.4 Aktuelle Entwicklungsmethodik für die Getriebehydraulik

Die aktuelle Methodik zur Entwicklung einer elektro-hydraulischen Steuerung für Automatikgetriebe beginnt, wenn das Getriebelayout mit seinen Übersetzungen, Anzahl der Kupplungen, usw. definiert ist. Daraus werden Anforderungen, wie in Abschnitt 2.2 definiert, für die hydraulische Steuerung abgeleitet. Um Entwicklungs- und Produktionskosten zu sparen, ist es durchwegs eine gängige Methodik, die Hydraulik nicht nur für ein Getriebelayout, sondern für mehr als eines, wie z.B. für eine Getriebefamilie, zu verwenden. Eine Getriebefamilie ist ein Konzept, bei dem bei unterschiedlichen Getrieben (z.B. mit unterschiedlicher Anzahl an Gängen oder unterschiedlichem maximal übertragbaren Moment) die Anzahl an Gleichteilen hoch ist. Der Vorteil einer Getriebefamilie ist, dass die Produktionskosten durch die höhere Anzahl an produzierten Gleichstücken für jede Getriebevariante abnimmt.

Darüber hinaus kann eine bestehende Hydraulik von einem Automatikgetriebe, nach der Hybridisierung des Automatikgetriebes zu einem Hybriden, weiter verwendet werden. Bei der Hybridisierung eines konventionellen PKWs wird oft ein Elektromotor und eine zusätzliche Kupplung zwischen Verbrennungskraftmaschine und Getriebe eingefügt, um ein Vollhybridfahrzeug zu erhalten. Es stehen somit zwei unterschiedliche Antriebsquellen zur Verfügung. Diese Form des hybriden Antriebsstrangs wird P2-Hybrid genannt. Für eine nähere Beschreibung dieser Thematik sei auf [33, Seite 6] verwiesen. Die zusätzliche Kupplung und Elemente im Antriebsstrang können nun entweder mit einer eigenen unabhängigen Hydraulik oder durch die Erweiterung einer bestehenden Hydraulik versorgt werden. Zusätzlich wird in diesem Zusammenhang die ursprünglich verwendete Hydraulik oft hinsichtlich des Pumpenlayouts modernisiert (siehe Abschnitt 2.1.1).

Die Standardmethodik zur Entwicklung einer elektro-hydraulischen Steuerung für Automatikgetriebe ist in der Abbildung 2.8 dargestellt. Am Anfang steht, wie bei jeder Entwicklung, die Definition von Eingangsparametern und die Erfüllung von Lastfällen (siehe Abschnitt 2.2). Da in dieser frühen Phase der Entwicklung noch nicht alle Daten zur Verfügung stehen, werden Annahmen getroffen. Diese beruhen auf Erfahrungswerten der Entwickler und werden als Expertenwissen bezeichnet. Es fließen somit Unsicherheiten und Unbestimmtheiten in die Entwicklung ein, die durch jahrelange Erfahrung ausgeglichen werden müssen. In [70, Seite 31] wird dem Mitarbeiter eine Schlüsselrolle in der Entwicklung von mechatronischen Systemen gegeben. Nur durch die Nutzung von Erfahrung und Expertenwissen kann es zu einer erfolgreichen Entwicklung kommen - dazu gibt es keine Alternative. Die Eingangsparameter teilen sich in scharfe und unscharfe Designparameter auf. Scharfe sind diejenigen die exakt und unscharfe die nicht exakt (z.B. durch Annahmen oder Expertenwissen) definiert werden können.

Beispiele für die scharfe Designparameter sind:

- Öleigenschaften (z.B. Viskosität, Dichte, Wärmeübergangskoeffizient, ...)
- Anzahl der Kupplungen und Bremsen
- Anzahl der Gangsteller
- Maximales Kupplungsmoment

- Maximales Moment zu Druckverhältnis
- Effizienzparameter (maximaler Arbeitsdruck, Pumpenlayout)
- Maximal zur Verfügung stehende elektrische Leistung
- Leckölvolumen von vorhandenen Komponenten
- ...

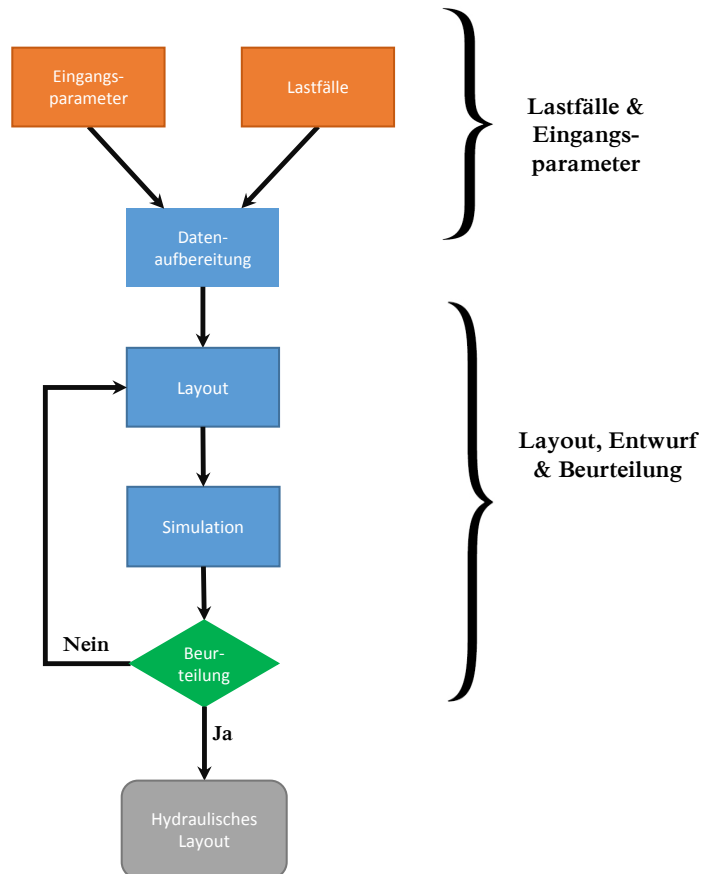


Abbildung 2.8: Strukturbild der Standardmethodik zur Entwicklung eines elektrohydraulischen Systems

Unschärfe Designparameter können sein:

- benötigtes Schmierölvolumen
- maximaler Kühlölstrom für jede Kupplung
- Füllölvolumenstrom für die Kupplungen
- Füllölvolumenstrom für die Gangsteller
- Leckölvolumen der nicht definierten Komponente
- Systemleckölverluste
- ...

Neben der Annahme der unscharfen Designparameter wird eine hydraulische Steuerung auf Lastfälle ausgelegt. Je nach Art des Getriebes und dessen Anwendungsgebiet

können diese unterschiedlich aussehen. In diesen werden unterschiedliche Betriebsbedingungen betrachtet und so die Anforderungen an die Hydraulik definiert. Die Fälle mit den anspruchsvollsten Anforderungen werden für die Auslegung der Hydraulik herangezogen. In einem konventionellen Doppelkupplungsgetriebe ist ein Extremfall beim Anfahren des Fahrzeugs zu finden. Mit den vorhandenen Daten werden anschließend die Öl- und Druckerfordernungen an das System, abhängig von den Lastfällen, berechnet.

Mit den berechneten Werten und definierten Parametern kann mit dem Layoutentwurf begonnen werden. Hierfür ist, wie bei der Annahme, Expertenwissen notwendig, um in kürzester Zeit zu einem angemessenen Ergebnis zu kommen, welches den Anforderungen entspricht. Dies inkludiert die Auswahl des Pumpenlayouts und die elektrohydraulische Steuerung für die Betätigung der Aktuatoren und die Bereitstellung des Kühl- und Schmierstroms. Während oder nach der Entwicklung des Layouts wird mittels dynamischer Simulation das entworfene Layout überprüft. Ist die Beurteilung positiv, wird der Entwurf der Konstruktion übergeben und die elektrohydraulische Einheit gefertigt. Bei einer negativen Beurteilung muss das Konzept überarbeitet werden. Dieses wird so lange durchgeführt, bis das Ergebnis zufriedenstellend ist. Das vollständige Strukturbild Prozess entspricht einer Iteration im Entwicklungsprozess. In weiteren Iterationen werden das Hydrauliklayout und, sofern notwendig, die Simulationsmodelle, die Kalibrierung und Modellierung angepasst und verbessert sowie zusätzliche Tests durchgeführt.

2.1.5 Softwareentwicklung als "Add-On" zur Hardwareentwicklung

Obwohl das V-Modell die Entwicklung der Hardware und der Software beinhaltet, ist die interdisziplinäre Zusammenarbeit zwischen den einzelnen Domänen nur an den Schnittstellen gegeben und dadurch das Verbesserungspotential weiterhin hoch. Das V-Modell welches sowohl die Hardwareentwicklung als auch die Softwareentwicklung enthält, ist in der Abbildung 2.9 nach [10] dargestellt. So wird bei Auslegung von elektro-hydraulischen Steuerungen die Software nur insoweit mitberücksichtigt, dass es die Ansteuerung für die Ventile und anderen Aktuatoren wie z.B. einer elektrischen Pumpe übernimmt. Durch die Elektrifizierung hat nicht nur der Anteil der Softwarefunktionen, sondern auch der Anteil an Aufgaben zugenommen. Dennoch bleibt ein Potential, welches bis dato nicht vollständig ausgeschöpft wurde, wenn bei der Auslegung der elektro-hydraulischen Steuerung auch die Möglichkeiten von Softwarefunktionen mitberücksichtigt werden. Hierfür müssen die gängigen Schnittstellen zwischen der Hardware und der Software erweitert werden, dass auch beim Fein-Entwurf bzw. beim Hardwaredesign ein Austausch dieser Domänen stattfinden kann.

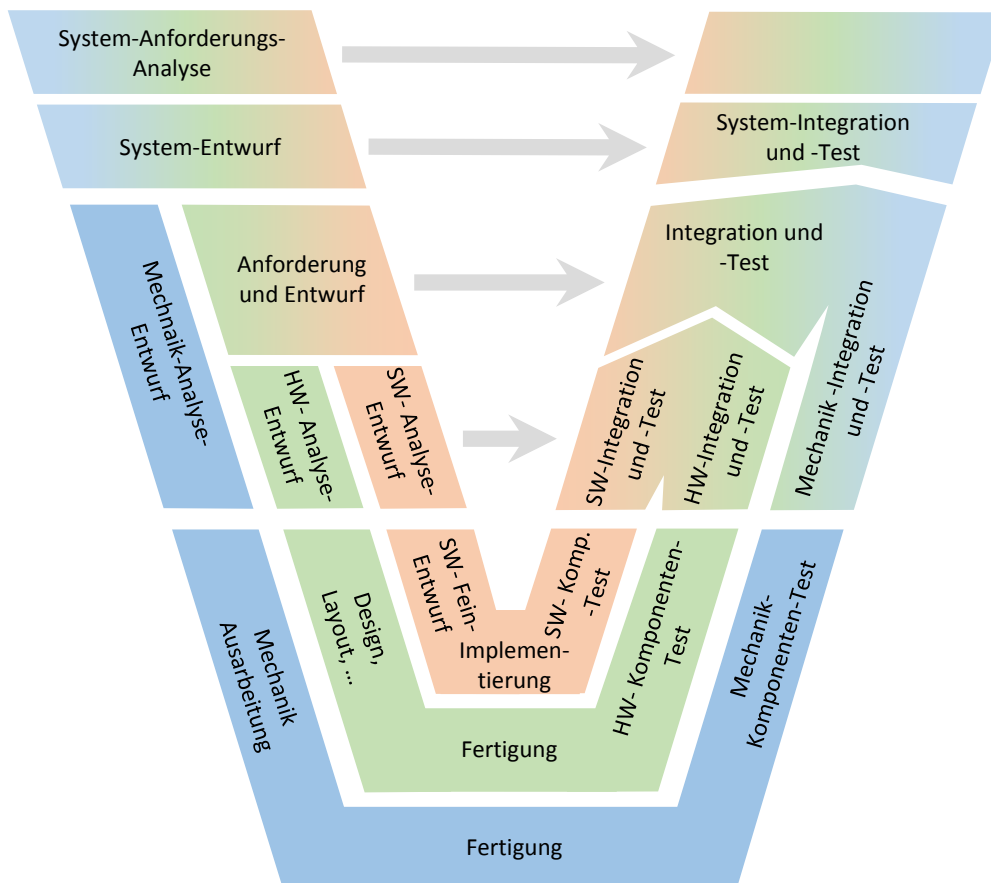


Abbildung 2.9: V-Modell für die Entwicklung der Hardware und der Software eines mechatronischen Systems

2.1.6 Einfluss und Entstehung der Kosten in der Automobilindustrie

Das Ziel des Fahrzeugherstellers ist bei niedrigen Herstellungskosten (Produktionskosten) einen hohen Verkaufspreis zu erzielen, um den Gewinn zu maximieren. Für viele Endnutzer ist der Verkaufspreis ein wesentliches Kriterium zur Anschaffung eines Fahrzeugs. So erhöhte sich laut [54] der durchschnittliche Neuwagenpreis in Deutschland im Jahr 2001 von 19.625 € auf 29.650 € im Jahr 2015. Dies entspricht einer jährlichen Steigerung von ca. 3 % und liegt somit über der durchschnittlichen Inflation in diesem Zeitraum.

Neben den Anschaffungskosten sind die Erhaltungskosten ein nicht zu vernachlässigbarer Faktor, welcher zu den Gesamtbetriebskosten hinzugerechnet werden muss. In diesen sind Energiekosten oder Kosten für die Wartung und Reparatur enthalten. Die Zusammensetzung der einzelnen Kosten spielt somit eine entscheidende Rolle für den Kunden, aber auch für den Hersteller. Der Verkaufspreis steigerte sich nicht nur durch die Inflation, sondern auch durch neue Funktionen/Systeme die zur Verfügung gestellt werden und durch neue gesetzliche Rahmenbedingungen, wie die Verringerung der Emissionsgrenzen und andere Regelungen. Die Umsetzung kann auf unterschiedliche Weise realisiert werden, deswegen ist es notwendig mittels objektiver Kriterien die beste Variante zu eruiieren. Ein wesentliches Beurteilungskriterium ist immer die Höhe der Kosten.

Zusammensetzung der Kosten

Die Kosten für die Herstellung eines Produkts setzen sich nach [87] wie folgt zusammen:

- Materialeinzelkosten
- Materialgemeinkosten
- Fertigungseinzelkosten
- Fertigungsgemeinkosten
- Sondereinzelkosten der Fertigung

Einzelkosten können einem Kostenträger (Produkte oder Dienstleistungen) direkt zugeordnet werden ([39, Seite 27]). Beispiele für diese Kosten sind das Fertigungsmaterial, das aufgewendet werden muss, oder der Fertigungslohn, welcher für die benötigte Arbeitszeit bezahlt werden muss. Im Gegensatz können Gemeinkosten keinem Kostenträger direkt zugeordnet werden. Ein Beispiel hierfür sind die Energiekosten.

Die Betriebs- und Wartungskosten sind jene Kosten, die während des Betriebes anfallen. Die Wartungskosten umfassen jene Kosten, die investiert werden müssen, um die Funktionsfähigkeit aufrecht zu halten (z.B. Reparaturen, Austausch von Verschleißteilen, usw.). Die Betriebskosten setzen sich aus fixen und variablen Kosten zusammen. Zu fixen Kosten zählt die Versicherung und zu variablen der Treibstoffbedarf.

Nicht alle gesetzlichen Regelungen führen automatisch zu höheren Kosten. Die Regelung zu niedrigeren CO₂-Werten führt auch zu geringeren variablen Betriebskosten, da CO₂ äquivalent zum Kraftstoffverbrauch ist. In [75] wird gezeigt, dass bei einem Investment von etwa 1.000 € in eine neue effizientere Technologie im Durchschnitt 350-450 € pro Jahr an Treibstoffkosten eingespart werden können.

Berechnung der Produktionskosten

In [25, Seite 24] wird beschrieben, dass Produkte dann kostengünstig sind, wenn mit ihnen Gewinn gemacht werden kann. Das bedeutet, nicht nur die Funktion, sondern auch die Produktionskosten und deren Prozesse sind zu berücksichtigen. So genügt es nicht, das beste Produkt am Markt (mit z.B. höchste Effizienz) zu haben, wenn der Verkaufspreis zu hoch oder die Gewinnspanne zu niedrig ist. Aus diesem Grund ist Produkt Benchmarking [5, Seite 19] eine wichtige Methode, um den Stand der Technik von aktuell am Markt befindlichen Produkten zu eruieren. Die Technik bedient sich des sogenannten „Reverse-Engineering“, wo von einem bestehenden Produkt durch Untersuchung auf die Funktion, auf Bauteile, usw. geschlossen werden kann. Hierbei geht es nicht nur um das Nachempfinden der Funktion eines Produkts, sondern auch darum die Form und die Produktionsschritte exakt abzubilden.

Beim Reverse-Engineering wird das Produkt in seine Einzelteile zerlegt, wobei dies auch zur Zerstörung führen kann. Dies ist jedoch notwendig, um die Einzelteile zu bestimmen und sie zu einer Stückliste zusammenzufassen. Handelt es sich bei den einzelnen Teilen um Norm- oder Zukaufteile, ist eine weitere Analyse nicht notwendig, da über diese bereits Daten im Kostenmanagementsystem vorhanden sind. Handelt es sich jedoch nicht um Teile, die in diese Kategorie fallen, müssen die Werkstoffe und Fertigungsverfahren (-schritte) ermittelt werden. Dieser Schritt wird auch für die Entwicklung eines Produktes angewandt und nicht nur für das Benchmarking.

Um die Gesamtkosten berechnen zu können, müssen diese für jedes Element in der Stückliste ermittelt werden. Um die Kosten für jedes Stück zu ermitteln, müssen Rahmenbedingungen definiert werden. Beispiele für diese sind:

- Produktionsstandort (z.B. Mitteleuropa, USA, Südamerika, Asien)
- Produktionseinheiten (z.B. 200.000 Stück/Jahr)
- Abschreibungszeitraum (z.B. 5 Jahre)
- Arbeitstage pro Jahr
- Schichtbetrieb
- Arbeitszeit pro Person

In [40, Seite 50] und [41, Seite 44] wird gezeigt, wie die einzelnen Kosten berechnet und Produktprozesskosten auf Einzelteile aufgeteilt werden können. Der Vergleich von unterschiedlichen Kupplungsaktuatoren für ein Doppelkupplungsgetriebe wird in [63] diskutiert. Dort wird diese Methode angewandt und die Unterstützung der Kostenexperten des Unternehmens für die Ermittlung der Produktionskosten der unterschiedlichen Aktuatoren beschrieben.

In [58] wird beschrieben, dass für die Kostenabschätzung die Innovation der Produktionsstraßen und anderer Elemente des Produkts mitberücksichtigt werden müssen, die die Produktionskosten verringern oder auch erhöhen können. Darüber hinaus kann die Verlagerung der Produktion laut [58] von Mitteleuropa nach Osteuropa die Gesamtkosten um 15-20 % reduzieren.

Kosten vs. CO₂-Emissionen

Wie bereits im vorderen Teil dieses Abschnittes beschrieben, sind die Kosten ein wesentliches Kriterium für den Kauf eines Automobils und somit auch für den Hersteller. Zusätzlich ist es für ihn immens wichtig, die gesetzlichen Vorschriften mit niedrigen zusätzlichen Kosten zu erfüllen. In [75] wird die „European Consumer Organization“ vom Jahr 2012 zitiert, die angibt, dass im europäischen Raum bei den aktuellen Kraftstoffpreisen bei einem CO₂-Zielwert von 95 g/km 350-450 € pro Fahrzeug eingespart werden kann. Für den Verbraucher und für die Umwelt kann somit eine bedeutsame Einsparung über die Lebenszeit erzielt werden. Abhängig vom Fahrzeugsegment sind die berechneten Kosten für die Erfüllung des CO₂-Zielwerts unterschiedlich. In der Abbildung 2.10 sind die kalkulierten Mehrkosten für ein Fahrzeug aus dem C-Segment mit einem Dieselmotor für die jeweilige CO₂-Reduktion dargestellt. Mit der Berücksichtigung der höheren Effizienz der Produktion (niedrigere Produktionskosten) wird bei diesem Segment mit zusätzlichen Kosten von 1.000 € im Jahr 2020 gerechnet, um die gesetzlichen Bestimmung einhalten zu können. Dies entspricht einer Kostensteigerung von mehr als 30 € für die Reduktion eines Gramms CO₂. Bei der Verringerung der CO₂-Grenzwerte um weitere 15 g würden die Kosten für die Reduktion eines Gramm CO₂ auf 50 € steigen. In der Abbildung 2.11 ist dargestellt, dass bereits im Jahr 2013 einige Fahrzeuge die Anforderungen im NEFZ für 2020 erfüllt haben ([76]). Hier gilt es jedoch anzumerken, dass für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs für die Plugin-Hybrid-Fahrzeuge und für die vollständig elektrisch betriebenen Fahrzeuge der Ansatz Tank-to-Wheel (vom Kraftstofftank bis zum Rad) und nicht der realistische Ansatz Well-to-Wheel (vom Bohrloch bis zum Rad) angewendet wurde. Bei der Anwendung der Betrachtungsmethode mittels Tank-to-Wheel müssten für das rein elektrische Fahrzeug und den Plugin-Hybrid höhere Werte im Diagramm eingetragen werden, da der elektrische Strom aus der Steckdose nicht CO₂ neutral ist.

In [11]¹ wird der Einfluss eines DKG für Nutzfahrzeuge auf die Effizienz gezeigt. Des Weiteren wird nicht nur die Effizienzsteigerung gezeigt, sondern auch die Abhängigkeit der Produktionskosten bei der Erhöhung der Leistungsfähigkeit.

Einflussfaktoren auf die Produktionskosten

In der Automobilindustrie spielt die Anzahl der Produktionseinheiten für die Produktionskosten eine große Rolle. Erst durch eine hohe Anzahl an produzierten Einheiten entsteht ein annehmbarer Preis. Deshalb ist bei einem Getriebe nicht nur die Anzahl an produzierten Einheiten wichtig, sondern auch die Anzahl der dort verbauten Komponenten. Hier ist eine Erhöhung an Gleichteilen ein Kostenvorteil (z.B. gleiche Zahnräder, Ventile,...). Auch bei der Einführung von Hybridgetrieben bedient man sich dieses Konzepts, und erweitert das konventionelle Getriebe mit zusätzlich benötigten Komponenten (z.B. P2-Hybrid). Eine weitere Option wäre die Einführung von Familienkonzepten, wobei die Anzahl an Gleichteilen bei unterschiedlichen Getrieben sehr hoch ist.

¹Die Quellen, an denen der Autor dieser Arbeit beteiligt war, sind mit roten eckigen Klammern versehen.

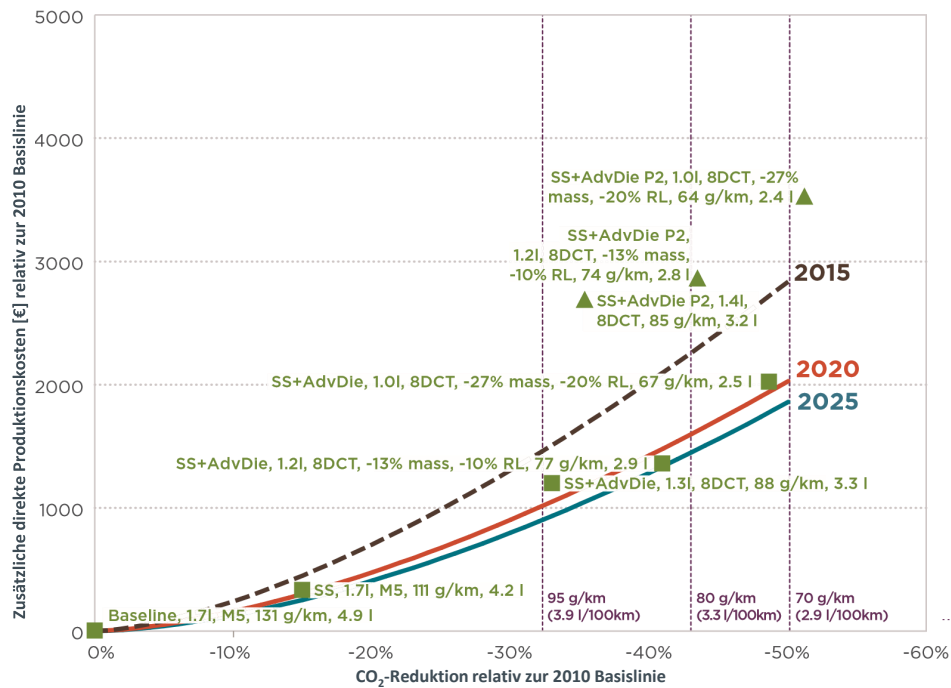


Abbildung 2.10: Kosten für ein Fahrzeug aus dem C-Segment für die Erfüllung der CO₂-Zielwerte. ([58])

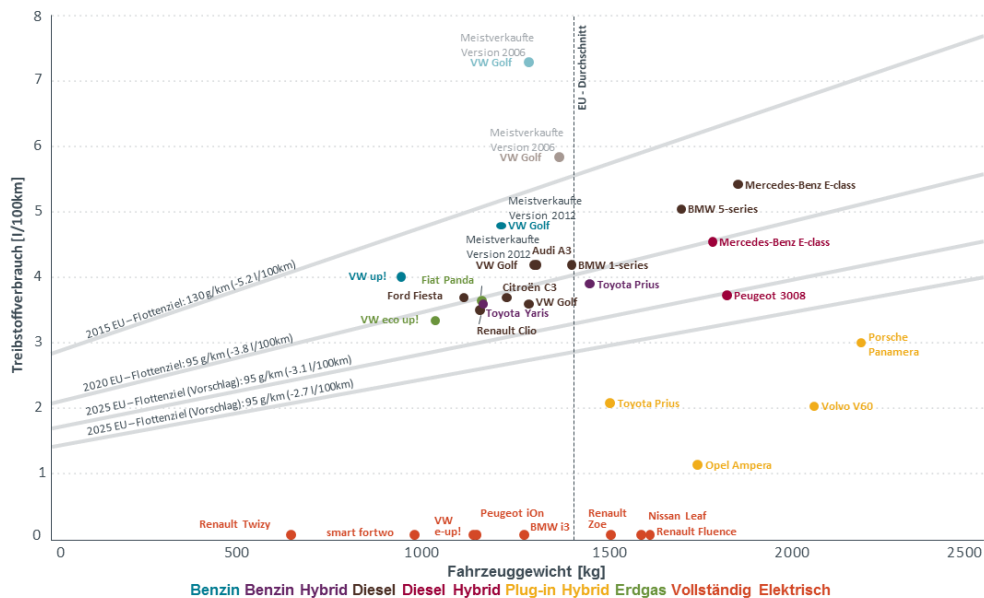


Abbildung 2.11: CO₂-Emissionen von unterschiedlichen PKW in der EU im Jahr 2013 ([76]). Für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs für die Hybrid- und Elektrofahrzeuge wurde der Ansatz Tank-to-Wheel (vom Kraftstofftank bis zum Rad) und nicht der realistische Ansatz Well-to-Wheel (vom Bohrloch bis zum Rad), wo die CO₂-Emissionen der Stromerzeugung berücksichtigt sind, angewendet.

Die Komplexität der Getriebe ist in den letzten Jahren durch den Anstieg der Anzahl der Gänge und der Hybridisierung wesentlich gestiegen. Der Einfluss der Komplexität des Systems auf die Produktionskosten, und wie diese mit der Beherrschung der Fertigungsprozesse reduziert werden können, wird in [13] beschrieben. Generell wird versucht, die Komplexität des Systems intelligent zu vereinfachen. Das heißt, es wird versucht die Anzahl an unterschiedlichen Komponenten zu minimieren und die Komplexität trotz gesteigener Gangzahl zu reduzieren. Darüber hinaus gilt es zu überlegen, ob durch eine zusätzliche Komponente ein Mehrwert (z.B. bessere Regelung oder höherer Wirkungsgrad) geschaffen werden kann oder ob diese, wie z.B. ein Sensor, eingespart werden kann.

2.2 Anforderungen an das hydraulische System

Für ein elektro-hydraulisches System gibt es in der Anwendung für ein automatisiertes Getriebe viele unterschiedliche Anforderungen die erfüllt werden müssen. Um den Zusammenhang zwischen der Entwicklungsmethodik und den Softwarefunktionen herstellen zu können, werden im Folgenden die wichtigsten Anforderungen definiert und erörtert. Diese sind vorwiegend Anforderungen für den benötigten Druck und den geforderten Ölfluss für die Betätigung der Aktuatoren, und für die Kühlung und Schmierung der Komponenten im Getriebe. Des Weiteren ist die Definition von Lastfällen ein wesentlicher Bestandteil der Anforderungen, da diese den Einsatzbereich der Hydraulik festlegen. Darüber hinaus werden anschließend weitere Anforderungsbereiche, die bei der Entwicklung eines solchen System zu berücksichtigen sind kurz zusammengefasst.

2.2.1 Lastfälle

Die Darstellung/Definition von Anforderungen erfolgt in der Praxis anhand von Lastfällen. Die Lastfälle definieren Profile um die Hydraulik auslegen zu können. In Abschnitt 2.4.2 wird der Einfluss und die Art der Lastprofile näher beschrieben. Bis jetzt wurde die Hydraulik auf definierte Grenzfälle (GF) ausgelegt (siehe Abschnitt 2.1.1). Diese GF können je nach Art des Getriebes unterschiedlich sein. Zusätzlich werden bei der Auslegung von Komponenten oder Systemen Lastprofile erstellt, die sich aus Grenzfällen und zusätzlichen Lastfällen zusammensetzen. Diese können aus Messungen vom Fahrzeug oder aus Ergebnissen aus der Simulation von definierten Testzyklen (z.B. NEFZ, WLTC) kommen.

Bei einem konventionellen Doppelkupplungsgetriebe wird beim Anfahren mit Volllast die größte Ölmenge vom hydraulischen System gefordert. In diesem Fall ist ein hoher Systemdruck zur Regelung der Aktuatoren, und wegen des Schlupfs der Kupplung, ein hoher Kühlölstrom notwendig. Während dieses Zeitraums, muss mindestens dieser Volumenstrom zur Verfügung gestellt werden. Zusätzlich können noch weitere Volumenstromanforderungen, wie z.B. für die Schmierung, Kühlung eines Elektromotors, Betätigung von weiteren Aktuatoren, hinzu kommen. In Abschnitt 3 wird ein Grenzfalleispiel für ein DKG gezeigt.

Bei einem System, in dem der Hoch- und der Niederdruckkreislauf getrennt sind (Abbildung 2.5), teilen sich die Anforderungen auf die Pumpe der jeweiligen Kreisläufe auf.

Neben der Berücksichtigung der Grenzfälle werden in der später erwähnten Methodik auch noch andere Lastprofile, wie z.B. aus Messdaten oder anderen Zyklen, berücksichtigt, um bereits bei der Auslegung Rückschlüsse auf den Leistungsverbrauch der Hydraulik ziehen zu können.

2.2.2 Aktuatoren - Hochdrucksystem

In PKW Automatikgetrieben gibt es die folgenden Aktuatoren, die hydraulisch betätigt werden können:

- Kupplung/Bremse
- Gangsteller
- Wandlerüberbrückungskupplung (WUK) des Drehmomentenwandlers
- hydraulische Parksperre

Die Anzahl jeder dieser Aktuatoren bzw. ob überhaupt alle diese Aktuatoren vorhanden sind, hängt von der jeweiligen Getriebetopologie ab. In der Tabelle 2.3 sind drei unterschiedliche Getriebe (Serienprodukt bzw. Prototyp) und deren Aktuatoren, die hydraulisch betätigt werden, angeführt. Das Getriebe von Daimler ist ein AT mit Planetengetriebe und Drehmomentenwandler. Das VW Getriebe ist ein DKG mit zwei Kupplungen und vier Gangstellern. Das AVL-Getriebe ist ein DHT-Hybridgetriebe mit vier Kupplungen und einem Hybridkonzept (VKM und zusätzlichen Elektro-Motor (EM) als Antriebseinheit).

Tabelle 2.3: Anzahl unterschiedlicher Aktuatoren in aktuellen PKW Automatikgetrieben

Getriebebezeichnung	WUK	Parksperre	Gangsteller	Kupplung/Bremse
Mercedes 9G-TRONIC	1	1	0	6
VW DQ250	0	0	4	2
AVL Future Hybrid	0	0	0	4

Je nach Getriebedesign müssen hierfür unterschiedliche Anforderungen erfüllt werden. Alle Aktuatoren besitzen je einen Kolben, welcher hydraulisch betätigt wird. Die Betätigung wird mittels eines elektro-hydraulischen Ventils oder einer Kombination aus mehreren Ventilen oder hydraulischen Stellern durchgeführt. Um den Aktuator zu bewegen, muss ein Druck aufgebracht werden (dieser kann je nach Anwendung und Umgebungsbedingungen variieren). Hierfür muss nicht nur die Menge an Öl für die Erhöhung des Drucks, sondern auch für das Volumen und für die Betätigung des Aktuators bereitgestellt werden. Je nach Aktuator und System kann die benötigte Menge hierfür sehr unterschiedlich sein. Für die Definition der Hydraulik wird eine Zeitdauer und eine Ölmenge herangezogen, bis die Füllung vollendet ist. Die Zeitdauer bis ein Kupplungsaktuator gefüllt ist, liegt in der Regel zwischen 150-250 ms bei einem maximal geforderten Öldurchfluss von 5-8 l/min. Bei einem Gangsteller liegt die Zeitdauer bei etwa 200-350 ms und einem geforderten Öldurchfluss von 2-3 l/min für die Befüllung.

Der Druck ist für die Kraftübertragung des Kolbens auf den mechanischen Aktuator verantwortlich. Hier ist es einerseits wichtig einen guten Kompromiss zwischen nicht zu hohem bzw. niedrigem maximalen Druck zu wählen, da bei einem hohen Druck der Leistungsverbrauch steigt und die Effizienz des Getriebes sinkt. Bei einem zu niedrigen maximalen Druck wird die Regelbarkeit erschwert bzw. vermindert. Bei modernen Automatikgetrieben befindet sich der maximale Kupplungsdruck zwischen 12 und 15 bar.

Wenn die Kupplung ab einem Druck von 2 bar mit der Kraftübertragung beginnt und die Kupplung mit dem maximal übertragbaren Moment von 400 Nm bei einem maximalen Kupplungsdruck von 12 bar ausgelegt ist, entspricht das einer Druck-Moment-Auflösung von 40 Nm/bar.

Der maximale Arbeitsdruck des Systems, ergibt sich aus der höchsten Anforderung der Aktuatoren plus einer zusätzlichen Sicherheitsreserve für z.B. dynamische Vorgänge. Die Pumpe, die den Hochdruckkreislauf versorgt, muss diesen Druck mindestens bereitstellen können.

Aus den Grenzfällen und den anderen Lastprofilen werden die maximal benötigten Ölmengen berechnet. Die maximale Ölmenge muss von einer oder mehreren Pumpen (je nach System) bereitgestellt werden.

2.2.3 Kühlung und Schmierung - Niederdrucksystem

Die Kühlung und Schmierung sind zwei wichtige Aufgaben, um die Lebensdauer des Getriebes gewährleisten zu können. Die Kühlung führt nur Wärme ab, wohingegen die Schmierung neben der Wärmeabfuhr die Aufgabe hat, die Reibung zu verringern, Störpartikel abzuführen und vor Korrosion zu schützen. Bei Handschaltgetrieben, automatisierten Handschaltgetrieben und trockenen DKG wird nur Schmierung aber keine Kühlung benötigt ([29, Seite 243]). Diese wird meist durch Tauch- und Plantschmierung und ohne eine separate Ölpumpe durchgeführt.

Bei Getrieben mit nasser Kupplung wird eine zusätzliche Kühlung benötigt. Diese sowie die Schmierung übernimmt eine Pumpe (siehe Konzepte in Abschnitt 2.1.2). Die Tauch- oder Plantschmierung führt zu nicht zu vernachlässigbaren Verlusten. Deshalb ist es für die Effizienz vorteilhaft, die Schmierung mit einer Pumpe durchzuführen und den Sumpf trocken auszuführen.

Für die Kühlung der Kupplung gilt es, den Kühlölstrom bei nicht benötigter Kühlung zu reduzieren oder völlig abzuschalten, da beim Durchströmen der Kupplung Schleppverluste anfallen [78] und somit zusätzliche Verluste entstehen. Wird dieser auf Null reduziert, muss zyklisch ein Ölstrom zugeführt werden, um die Kupplung zu schmieren. Für die Kupplung im Zustand offen (Abbildung 2.12) sind gängige Werte nach einer Zeit von $t_{\text{per},2} = 60$ s einem Ölfluss von $Q_{\text{per}} = 1$ l/min für eine Zeitdauer von $t_{\text{per},1} = 1$ s der Kupplung zuzuführen. Für die Schmierung der Kupplung vor einem Schaltvorgang (Abbildung 2.13), sind gängige Werte, dass ein Ölfluss von $Q_{\text{offen}} = 3$ l/min für ein Zeit von $t_{\text{bevor_offen}} = 0.3$ s zugeführt werden soll.

Die Kupplung muss nur gekühlt werden, wenn Wärme in die Kupplung eingebracht wird. Dies kann kontinuierlich sein, wie beim Betrieb der Kupplung im Mikroschlupf (z.B. Unterschied der Eingangs- und Ausgangslamellendrehzahl von weniger als 20 1/min), beim Fahrmodus Kriechen, oder abhängig vom Wärmeeintrag während des Wechsels von einer Gangstufe auf eine andere, oder beim Anfahren des Fahrzeugs. In der Abbildung 2.14 ist ein Anfahrvorgang eines Fahrzeugs dargestellt. Während sich die Kupplung im Zustand „Schlupf“ befindet, wird Wärme in die Kupplung eingetragen und die Temperatur in der Kupplung erhöht sich. Hier ist es wichtig, dass während des Wärmeeintrags bereits ein Kühlölstrom zugeführt wird, um die Temperatur der Kupplung nicht so weit zu erhöhen, wodurch sie beschädigt wird. Aus diesem

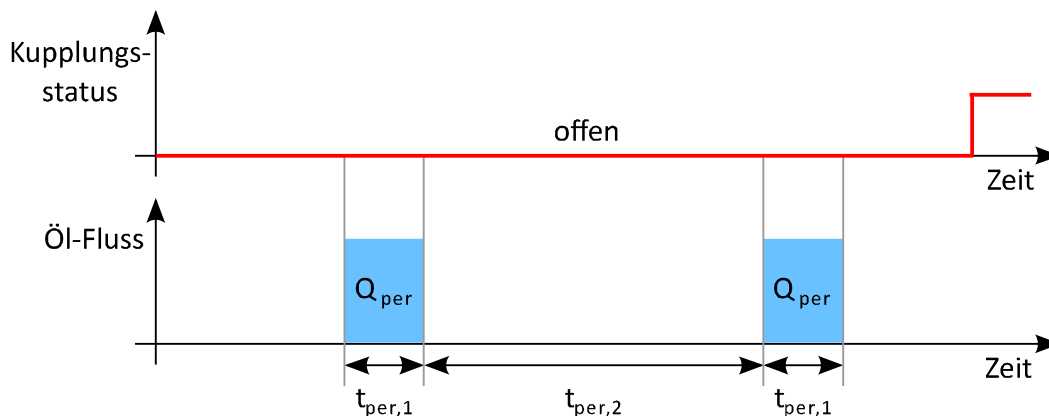


Abbildung 2.12: Schmierungsintervall einer Kupplung im offenen Zustand.

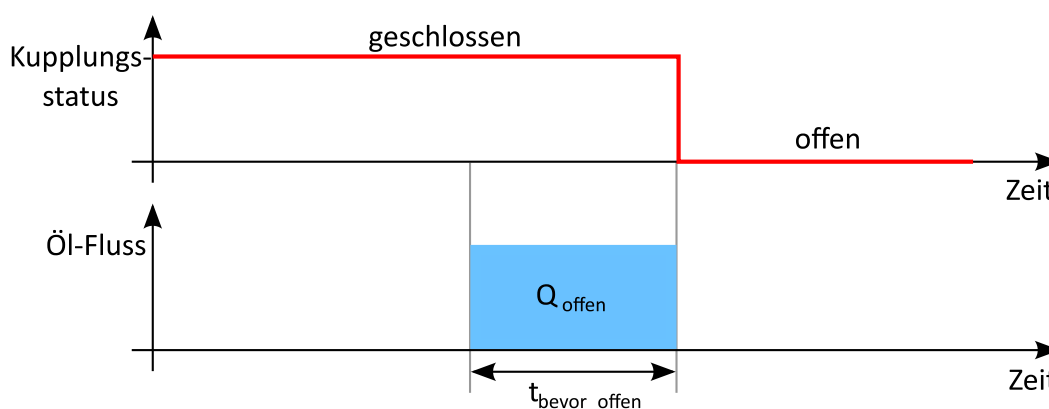


Abbildung 2.13: Schmierung von einer geschlossenen Kupplung bevor diese geöffnet wird.

Grund darf eine maximale Temperatur auf keinen Fall überschritten werden. Abhängig von der Art der Belaglamellen, kann die maximale zulässige Temperatur sehr unterschiedlich sein. Für PKW-Anwendungen wird oft ein Belag aus Papier verwendet. Die Temperatur, bei der bereits eine Schädigung eintreten kann, liegt zwischen 160-190 °C (kann aus dem Datenblatt des Herstellers entnommen werden). Nachdem ein Wärmeeintrag eingebracht wurde, muss dieser wieder vollständig abgebaut werden. Hierfür stehen im Fahrzeug keine Sensoren zur Verfügung, deshalb wird ein Sensormodell wie im Abschnitt 2.3.1 zur Berechnung der aktuellen Kupplungstemperatur verwendet. Bei einer hohen eingebrachten Wärmemenge muss auch eine entsprechend hohe Ölmenge zugeführt werden, um die maximale Temperatur nicht zu überschreiten und die Wärme innerhalb einer bestimmten Zeit abbauen zu können. Als Kühlstrategie wird die Steuerung des Hydrauliköls zur Kühlung und Schmierung bezeichnet. Da nicht alle Kühlanforderungen kontinuierlich anfallen und zusätzlich im Betrag variieren, ist anzustreben, nicht immer alle Verbraucher mit derselben Ölmenge zu versorgen. Wenn die Ölversorgung nicht durch die Hochdruckpumpe, sondern, wie in der Abbildung 2.5 dargestellt, mit einer separaten Pumpe erfolgt, muss diese die maximale Ölfussanforderung erfüllen. Neben der geforderten Ölmenge muss die Pumpe auch den notwendigen Druck aufbringen können. Dabei muss berücksichtigt werden, dass

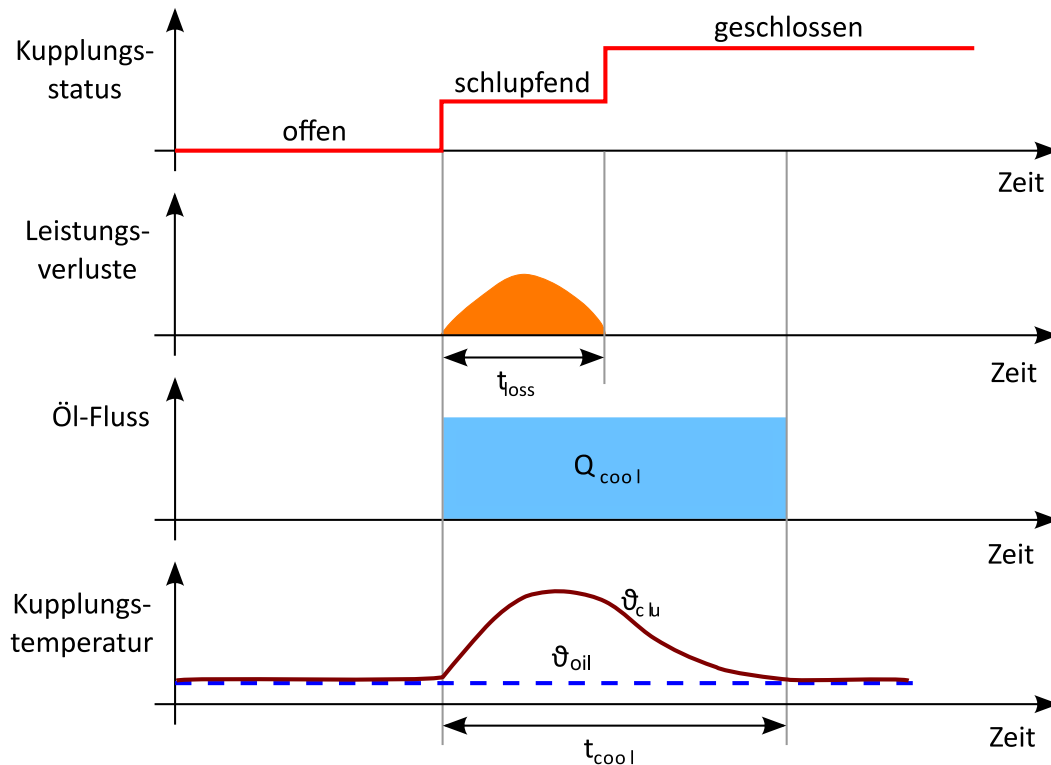


Abbildung 2.14: Kühlung einer Kupplung bei und nach einem Wärmeeintrag.

sich die benötigte Leistung der Pumpe mit der Temperatur durch die Änderung des volumetrischen, mechanischen und elektrischen Wirkungsgrads der Pumpe ändert.

2.2.4 Kosten und Effizienz

Anforderungen an konventionelle und moderne hydraulische Systeme in Bezug auf die Kosten und Effizienz sind bereits im Abschnitt 2.1.2 beschrieben. Es wurde gezeigt, dass mit der Erhöhung der Kosten die Effizienz gesteigert werden kann (Pumpenlayout, kleinere Fertigungstoleranzen und dadurch niedrigere Leckölverluste). Zusätzlich spielen die Anzahl der Ventile, das benötigte Steuergerät, die benötigten Sensoren usw. eine entscheidende Rolle bezüglich dieser Kriterien. So wird beim Layout-Design angestrebt, einen günstigen Trade-Off zwischen Kosten und Effizienz zu finden, indem z.B. die Anzahl der Sensoren reduziert oder die Anzahl an Gleiteilen erhöht werden. Wichtig bei dieser Betrachtung ist es jedoch, dass andere Anforderungen, wie der vorhandene Bauraum, die Regelbarkeit usw. nicht verletzt werden.

Im Abschnitt 2.1.6, bei der Produktionskostenbetrachtung, wurde die Anforderung an die maximale Erhöhung der Produktionskosten für die Reduktion der CO₂-Emissionen von einem Gramm definiert. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Höhe der zu investierenden Kosten bei einem sehr effizienten System fast immer über jenen eines nicht so effizienten Systems liegen.

2.2.5 Sicherheit und Software

Die Software und Sicherheit des Systems sind mittlerweile zwei sehr eng verknüpfte Gebiete, da mithilfe der Software viele Sicherheitsfunktionen umgesetzt sind.

Sicherheit

Die Sicherheit, ist wie bei allen Produkten, ein Punkt, der auch bei der Entwicklung der Hydraulik eine wichtige Rolle einnimmt. Bei einigen Automatikgetrieben gibt es die Anforderung, dass im stromlosen Zustand eine funktionsfähige Gangstufe gegeben sein muss. Deshalb muss der hydraulische Kreislauf so definiert werden, dass die Aktuatoren, die Bereitstellung des Arbeitsdrucks, die Kühlung und Schmierung auch ohne elektrischen Strom funktionieren. Dies stellt sicher, dass bevor das System beschädigt wird, auf Notfallfunktionen umgeschaltet werden kann, die das System schützen (siehe Anforderung Diagnose).

Diagnose

Das Erfassen von Fehlern und Störungen und die Reaktion eines nicht ordnungsgemäß funktionierenden Systems wird Diagnose genannt. Sie überwacht mithilfe von Sensoren das System und leitet gegebenenfalls Maßnahmen ein, um es in seinen ursprünglichen Zustand zurückzubringen oder nicht mehr mögliche Funktionen zu verhindern. Eine Spülfunktion ist solch eine Funktion, die als Reaktion auf ein nicht funktionierendes Ventil angewendet werden kann (Ventil hängt in einer fixen Position), um zu versuchen, es in seine ursprüngliche Funktion zurückzubringen. Bringt diese Maßnahme keinen Erfolg, werden alle Funktionen, die durch diesen Zustand beeinflusst werden, deaktiviert (z.B. eine Kupplung kann durch ein hängendes Ventil nicht mehr geschlossen werden, dadurch können die Gänge 3-5 nicht mehr betätigt werden).

2.2.6 Funktionssoftware

Die Software hat die Aufgabe die Aktuatoren mithilfe von Sensorsignalen und Modellen zu steuern und zu regeln. Waren es früher einfache Funktionen, werden nun vermehrt modellbasierte Algorithmen entwickelt, die die Steuergenauigkeit und Systemsicherheit verbessern und die Qualität erhöhen.

Die Funktionssoftware ist nicht nur für die Steuerung der Aktuatoren der Hydraulik, sondern auch für die gesamten Steuerung des Getriebes und für das Zusammenspiel mit anderen Steuergeräten verantwortlich (siehe [85]).

2.2.7 Betriebsbedingungen und Einbau

In diesem Teil sind Anforderungen gruppiert, die nicht zu einer der anderen Rubriken zugehörig sind.

Elektrische Leistung

Abhängig vom Fahrzeug steht unterschiedlich viel elektrische Leistung vom Bordnetz für die elektrisch-hydraulische Steuerung zur Verfügung. Verbraucher sind das Steuergerät, die elektrisch betätigten Ventile und die elektrische Pumpe. Je nach Zustand des hydraulischen Systems, wird unterschiedlich viel elektrische Leistung benötigt. Der größte variable Verbraucher ist die elektrische Pumpe, sofern eine im System verwendet wird. Sie benötigt abhängig vom gelieferten Ölvolumen und Öldruck nach Formel 2.2 unterschiedlich viel mechanische Leistung. Einen sehr starken Einfluss auf den Stromverbrauch hat die Effizienz der Pumpe. Bei sehr niedrigen Temperaturen ist der volumetrische Wirkungsgrad sehr hoch ($> 98\%$) und der mechanische Wirkungsgrad sehr niedrig ($< 30\%$ bei 0 °C und $< 15\%$ bei -20 °C). Die benötigte Leistung steigt durch die niedrige Effizienz bei sehr kalten Temperaturen stark an. Hinzuzufügen ist, dass der benötigte Ölfluss des Systems bei niedrigen Temperaturen geringer ist als bei hohen Temperaturen, da die Leckölverluste auf der einen Seite und der benötigte Kühlölstrom auf der anderen Seite geringer sind. Für ein C-Segment Fahrzeug steht eine Leistung bis zu 400 W zur Verfügung.

Bauraum

Beim Design der Hydraulik muss auf den vorhandenen bzw. den zur Verfügung stehenden Bauraum geachtet werden. Zu berücksichtigen sind die Einbaulage der Ventile, die Zu- und Abläufe der hydraulischen und elektrischen Leitungen und die Verbindung von unabhängigen Komponenten wie z.B. der elektrischen Pumpen.

Einsatzbereich und Service

- In einem Temperaturbereich von z.B. -40 bis $+125\text{ °C}$ kann das System eingesetzt werden.
- Das Öl muss mit einem Filter von z.B. $10\text{ }\mu\text{m}$ ausgestattet werden
- Das Getriebe muss alle 120.000 km einem Service unterzogen werden

Ölparameter

Die Ölparameter sind wesentlich für die Hydraulik in Automatikgetrieben. Diese Parameter beeinflussen nicht nur die Kraftübertragung, sondern sind auch für die Schmierung und Kühlung von Komponenten verantwortlich. Im folgenden werden die wichtigsten Eigenschaften beschrieben.

Viskosität: Als Viskosität wird die Zähflüssigkeit des Öls bezeichnet. Generell kommen in der Mobilhydraulik newtonsche Flüssigkeiten zum Einsatz. Das bedeutet die Schergeschwindigkeit ist proportional zur Scherspannung. Des Weiteren ist die Viskosität von der Temperatur und dem Druck abhängig. Vor allem die Abhängigkeit der Temperatur spielt in dieser Anwendung eine große Rolle. So ist es wichtig, bei niedrigen Temperaturen ein nicht zu dickflüssiges und bei hohen Temperaturen kein zu

dünnflüssiges Fluid zur Verfügung zu haben. Der Trend bei PKW-Automatikgetrieben geht in Richtung niedriger Viskositätswerte bei hohen und niedrigen Temperaturen, und kleiner Fertigungstoleranzen, um Leckölverluste gering zu halten. Niedrige Viskositätswerte führen zu einer geringeren Schmierfilmdicke und können bei der Berührung von gleitenden Teilen zu einem erhöhten Verschleiß führen. Das Temperatur-Viskositätsverhalten wird mit dem Viskositätsindex (VI) beschrieben. Dieser berechnet sich aus den Viskositätswerten bei 40 °C und bei 100 °C. Je höher der Index, desto weniger ändert sich die Viskosität abhängig von der Temperatur. Typische Werte für die kinematische Viskosität in aktuellen PKW Automatikgetrieben sind in der Tabelle 2.4 dargestellt.

Tabelle 2.4: Parameter von zwei aktuell verwendeten Getriebeölen für PKW-Automatikgetriebe

Bezeichnung	Visk.@40°C mm ² /s	Visk.@100°C mm ² /s	VI -	Dichte @15°C kg/m ³
Shell ATF D97	18,0	4,1	132	822
Liqui Moly DCT 1800	33,0	6,85	174	855

Alterung: Eine geringe Ölalterung ist ein wesentliches Kriterium für die Funktionstüchtigkeit der Hydraulik. Die Alterung wird vorwiegend durch Sauerstoff in der Luft (Oxidation) und durch Wärme beeinflusst. Die Oxidation kann zur Bildung von Produkten führen, die den Viskositätsindex und die Funktion der Hydraulik negativ beeinflussen. Der Einfluss von Wärme, vor allem durch hohe Öltemperaturen, beschleunigt die Alterung des Öls durch schnellere Oxidation. Deshalb muss darauf geachtet werden, die Temperatur des Öls einen Grenzwert von z.B.120 °C nie übersteigen zu lassen, um eine minimale Lebensdauer gewährleisten zu können. Es ist daher meist notwendig einen Kühler einzubauen, damit die Temperatur des Öls nicht über die zulässigen Temperaturgrenzen steigt.

Wärmeverhalten: Das Wärmeverhalten ist eine wichtige Anforderung an das Hydrauliköl, da ein Teil der eingebrachten Energie in das System in Wärme umgesetzt wird. Wichtige Kennziffern hierfür sind die Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit. Die Wärmekapazität beschreibt die Energiemenge die eingebracht werden muss, um 1 kg eines Stoffes um 1 °C zu erhöhen. Die Wärmeleitfähigkeit ist ein Maß für Leit- bzw. Dämmfähigkeit eines Materials. Für die Lamellen der Kupplungen sind diese Kenngrößen wichtige Kennwerte, um die Abfuhr der eingebrachten Energie und die gespeicherte Energie berechnen zu können. Typische Werte für die Wärmekapazität sind:

- Stahllamelle 470-505 J/(kg*K)
- Papierlamelle 1.650 J/(kg*K)
- Getriebeöl 1.900 J/(kg*K)
- Eisen (Guss) 460-540 J/(kg*K)

- Wasser 4190 J/(kg*K)
- Wasserdampf (bei 110 °C) 2010 J/(kg*K)

Additive: Additive sind synthetische Verbindungen, die die physikalischen/chemischen Eigenschaften des Öls verbessern und ungewollte chemische Veränderungen bremsen. So können Werte für den Viskositätsindex (VI) geschaffen werden, die in der Natur nicht vorkommen. Mit ihnen können die hohen Anforderungen für den Viskositätsindex erfüllt werden. Außerdem werden Additive zur Minderung der Oxidations- und Schaumbildung, als Reibwertverminderer für Metalloberflächen und Lager, zum Korrosionsschutz u.v.m. eingesetzt.

Andere Ölparameter:

- Flammpunkt
- Kälteverhalten (Pourpoint)
- Wasserabscheidevermögen
- Druck- und Luftlöseverhalten
- Verhalten bei Druckwechsel
- Kompressibilität
- Verschleißschutzverhalten
- Auswirkung auf Dichtwerkstoffe
- Korrosionsschutz
- Wasserabscheidevermögen
- Schaumverhalten

2.3 Modellbildung

Im folgenden Unterkapitel wird die Modellbildung für die neue Methodik zum Entwurf von elektro-hydraulischen Systemen beschrieben. Diese unterteilt sich in Modelle für hydraulische und mechanische Komponenten, und in ein Kupplungstemperaturmodell. Die Modelle sind notwendig, um die in den Anwendungsfällen beschriebenen Systeme zu überprüfen. Da nicht die vollständigen Systeme verfügbar waren, wird auf validierte Teilmodelle zurückgegriffen. Das Kupplungstemperaturmodell wird benötigt, um eine dynamische Simulation und die Anwendung der Kühlölstrategie zu simulieren und zu validieren. Die hydraulischen und mechanischen Modelle werden benötigt, um die Aktuierung und Verteilung des Ölstroms abbilden zu können.

2.3.1 Kupplungstemperaturmodell

Für die dynamische Berechnung der aktuellen Temperatur einer Kupplung wird ein einfaches Modell für die Optimierung (Abschnitt 2.4.3) benötigt. Die Temperatur ist ein limitierender Faktor für die maximale Belastung und die Lebensdauer der Kupplung. Wird die maximal zulässige Temperatur überschritten, tritt eine Beschädigung der Reibelemente der Kupplung auf. Das Thema Leistungsgrenzen von Kupplungen unter der Berücksichtigung von unterschiedlichen Einflüssen wird in [72] diskutiert. Es ist zwingend notwendig, eine geeignete Kühlstrategie zu entwickeln, um diese Grenzen einzuhalten. Zusätzlich ändern sich die Eigenschaften des Öls mit der Temperatur (z.B. Viskosität) und damit das Verhalten während eines Schaltvorgangs. Aus diesem Grund wird sehr oft nicht nur die Temperatur, sondern auch die Strömungsdynamik des Kühlöls abgebildet. Diese kann den Anteil der Luft im Öl und dessen Einfluss auf die Kühlung innerhalb der Kühlrinnen einer Kupplungsscheibe berücksichtigen (siehe [17]). Der Zusammenhang zwischen der Kühlölmenge und den unterschiedlichen Nutbildern auf die Kupplungstemperatur wurde in [6] experimentell gezeigt. In [48] ist eine analytische Lösung für die Erwärmung einer nassen Kupplung während eines Schaltvorgangs beschrieben. Neben der Modellierung der Temperatur kann mit dem CFD Modell von [86] der Einfluss des Ölstroms auf die Schleppverluste einer Kupplung berechnet werden. Für die Regelung der Kupplung ist die Kupplungstemperatur ein wesentlicher Faktor, da sich der Reibkoeffizient und somit die maximal übertragbare Kraft mit dieser ändert. In [47] wird dieser Einfluss behandelt. Für die Auslegung der Hydraulik ist die Berechnung des Reibkoeffizients nicht wichtig, entscheidend ist, dass bei hohem Wärmeeintrag die Kupplung den Anforderungen entsprechend abgekühlt wird und die maximale Temperatur nicht überschritten wird. Zusätzlich ist es für den Betrieb wichtig, die eingebrachte Wärme innerhalb einer definierten maximalen Zeit abzuführen, um das System wieder vollständig zur Verfügung zu haben.

Um das physikalische Verhalten der Abkühlung der Kupplung entsprechend gut abzubilden, ist es entweder notwendig, die genaue Geometrie der Kupplung (z.B. Abmessung, Gewicht, Anzahl der Lamellen, Kühlrillen, Oberflächenbeschaffenheit usw.) zu kennen (siehe [17] und [64]), oder entsprechende Messdaten zur Verfügung zu haben. In dieser Arbeit ist es für die Anwendung in der Methodik (beschrieben in Abschnitt 2.4.3) notwendig, ein einfaches Modell zu verwenden, welches eine kurze Berechnungszeit

mit guter Genauigkeit hat. Aus diesem Grund wird ein physikalisch-empirisches Modell verwendet, welches mit Daten von Messungen oder von Simulationen abgeglichen werden kann.

Modellierung der Kupplungstemperatur

Das physikalisch-empirische Modell der Kupplungstemperatur, ist wie in [22] beschrieben, umgesetzt. Die gesamte Kupplung ist durch eine einzelne thermische Masse m in kg modelliert (siehe Abbildung 2.15). Für diese Masse wird wegen des großen Anteils an Stahl dessen Wärmekapazität c_p in J/kg/K herangezogen. Jedoch hängt dieser Wert sehr stark von den zusätzlich verwendeten Materialien ab (z.B. die Belagslamelle der Kupplung ist aus Papier), weshalb ein Korrekturparameter k eingefügt wird. Es wird somit nicht zwischen Belags- und Stahllamellen, der Anzahl an Lamellen oder anderen Eigenschaften unterschieden. Die mittlere Temperatur $\bar{T}(t)$ in °C der Kupplung berechnet sich aus:

$$\bar{T}(t) = \int_0^t (P_{\text{Reibung}}(t) - P_{\text{Kühlung}}(t)) \cdot \frac{1}{mc_p k} \cdot dt + \bar{T}(0) \quad (2.5)$$

Die eingebrachte Leistung durch Reibung, die sogenannte Reibleistung $P_{\text{Reibung}}(t)$ in W, ist:

$$P_{\text{Reibung}}(t) = |n_1(t) - n_2(t)| \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot M(t) \quad (2.6)$$

Dabei sind $n_1(t)$ in 1/min und $n_2(t)$ in 1/min die Eingangs- und die Ausgangsdrehzahlen der Kupplung und $M(t)$ in Nm das Moment.

Die Leistung für die Kupplungskühlung $P_{\text{Kühlung}}(t)$ in W ist:

$$P_{\text{Kühlung}}(t) = (T(z=0, t) - T_{\text{Öl}}(t)) \cdot \beta \quad (2.7)$$

$T_{\text{Öl}}$ in °C ist die Ölsumpftemperatur und β ein dimensionsloser empirischer Faktor abhängig vom Ölvolumenstrom $Q(t)$ in l/min, der durch Referenzmessungen oder Simulationsdaten parametrisiert werden muss. $T(z, t)$ in °C ist die über den Radius R gemittelte Temperatur in der Scheibe. Der Temperaturverlauf über die Dicke der Scheibe wird wie in Abbildung 2.15 aus [49] parabolisch angenommen.

$$T(z, t) = a_2(t) \cdot z^2 + a_1(t) \cdot z + a_0(t) \quad (2.8)$$

Aus der Randbedingung 2.9a für die Wärmestromdichte $q(z, t)$ in W an der Scheibenoberfläche, der Symmetrie 2.9b des Wärmeeintrags um die Plattenmitte (bei $z = L$) und der Definition 2.9c der mittleren Temperatur $\bar{T}(t)$ ergeben sich die Koeffizienten a_0 , a_1 und a_2 .

$$q(z=0, t) = k \cdot \left. \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \right|_{z=0} = (P_{\text{Reibung}}(t) - P_{\text{Kühlung}}(t))/A \quad (2.9a)$$

$$q(z = L, t) = k \cdot \left. \frac{\partial T(z, t)}{\partial z} \right|_{z=L} = 0 \quad (2.9b)$$

$$\int_0^{2L} T(z, t) \cdot dz = \bar{T}(t) \cdot 2L \quad (2.9c)$$

Dabei ist k in $W/(m \cdot K)$ die Wärmeleitfähigkeit der Kupplungsscheibe, A in m^2 die gesamte Reibfläche der Kupplung und L in m die halbe Breite einer Kupplungsscheibe. Die Randbedingung (2.9a) ergibt sich aus der Wärmestromdichte an der Scheibenoberfläche.

Die daraus resultierende Oberflächentemperatur berechnet sich mit:

$$T(z = 0, t) = \bar{T}(t) + (P_{\text{Reibung}}(t) - P_{\text{Kühlung}}(t)) \cdot \underbrace{\frac{L^2}{k \cdot A}}_{\zeta} \quad (2.10)$$

Da in den vorhandenen Messungen die Geometrie der Kupplungsscheiben nicht gegeben ist, wird diese mit dem Faktor ζ zusammengefasst. Dieser muss mit diesen Messungen zusätzlich parametrisiert werden.

Für die Berechnung in diskreten Zeitschritten wird für die zeitabhängigen Variablen folgende Notation eingeführt:

$$f_i := f(t_0 + \Delta t \cdot i) \quad (2.11a)$$

$$T(z = 0, t_0 + \Delta t \cdot i) := T_{0,i} \quad (2.11b)$$

Die mittlere Kupplungsscheibentemperatur \bar{T}_i kann nun zu jedem Zeitschritt i wie folgt berechnet werden:

$$\bar{T}_{i+1} = \bar{T}_i + (|n_{1,i} - n_{2,i}| \cdot 2\pi \cdot M_i - (T_{0,i} - T_{\text{oil},i}) \cdot \beta) \cdot \frac{\Delta t}{m \cdot c_p \cdot k} \quad (2.12a)$$

$$T_{0,i+1} = \bar{T}_i + \frac{\bar{T}_{i+1} - \bar{T}_i}{\Delta t} \cdot \frac{m \cdot c_p \cdot k}{\zeta} \quad (2.12b)$$

Parametrierung

Das Kupplungstemperaturmodell kann entweder mit Messungen von einem Prüfstand oder mit Simulationsdaten von einem Modell höherer Ordnung parametrisiert werden. In [72] wird gezeigt, wie der Prüfstands Aufbau und ein Versuchsprogramm zur Ermittlung von wichtigen Kenngrößen aussehen kann. Für die Messung der Temperatur

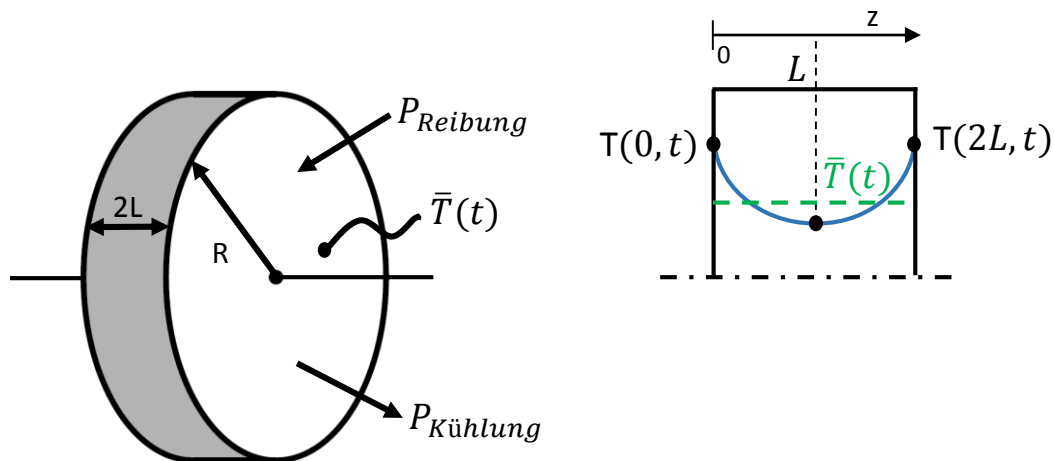


Abbildung 2.15: In der linken Grafik ist die Kupplung als eine Scheibe mit der Masse m und den Leistungseinträgen der Reibung und der Kühlung dargestellt. In der rechten Grafik ist der parabolische Verlauf der Temperatur $T(z,t)$ über die Länge z mit der gemittelten Temperatur $\bar{T}(t)$ abgebildet.

werden an den Stahllamellen (Primärseite) Temperatursensoren angebracht und diese Seite des Antriebs während dem Versuchsprogramm festgehalten.

Eine weitere Methode zur Parametrisierung des Modells mit Messungen ist, die Öltemperatur direkt nach dem Ausscheiden aus der Kupplung (Abspritztemperatur) zu messen. Diese Methode ist im Gegensatz zur ersten mit geringerem Aufwand durchführbar und kann auch direkt im Fahrzeug angewendet werden. Jedoch ist die Genauigkeit der Messdaten durch die direkte Messmethode geringer und es bedarf zusätzlich einem erhöhten Aufwand in der Datenaufbereitung, um die Modellparameter schließen zu können.

Die Parametrierung des folgenden Modells wurde in [49] mit Messungen durchgeführt. Der Korrekturparameter k , der Faktor β , die Masse m und der Geometriefaktor ζ werden darin mit den Referenzmessungen abgeglichen. Für den Abgleich standen stationäre und dynamische Messungen (Kupplung wird geschlossen) zur Verfügung. Wobei die Ölsumpftemperatur bei allen Messungen konstant bei 90 °C gelegen ist.

Stationäre Referenzmessungen Für die Parameteridentifikation wurden zwei stationäre Messungen verwendet.

Stationär 1: mit einer Reibleistung von $12,57\text{ kW}$ und einem Kühlölstrom von 11 l/min wird eine Oberflächentemperatur von 142 °C erreicht.

Stationär 2: mit einer Reibleistung von $15,08\text{ kW}$ und einem Kühlölstrom von 14 l/min wird eine Oberflächentemperatur von 136 °C erreicht (für die Eingangsdaten siehe Abbildung 2.16).

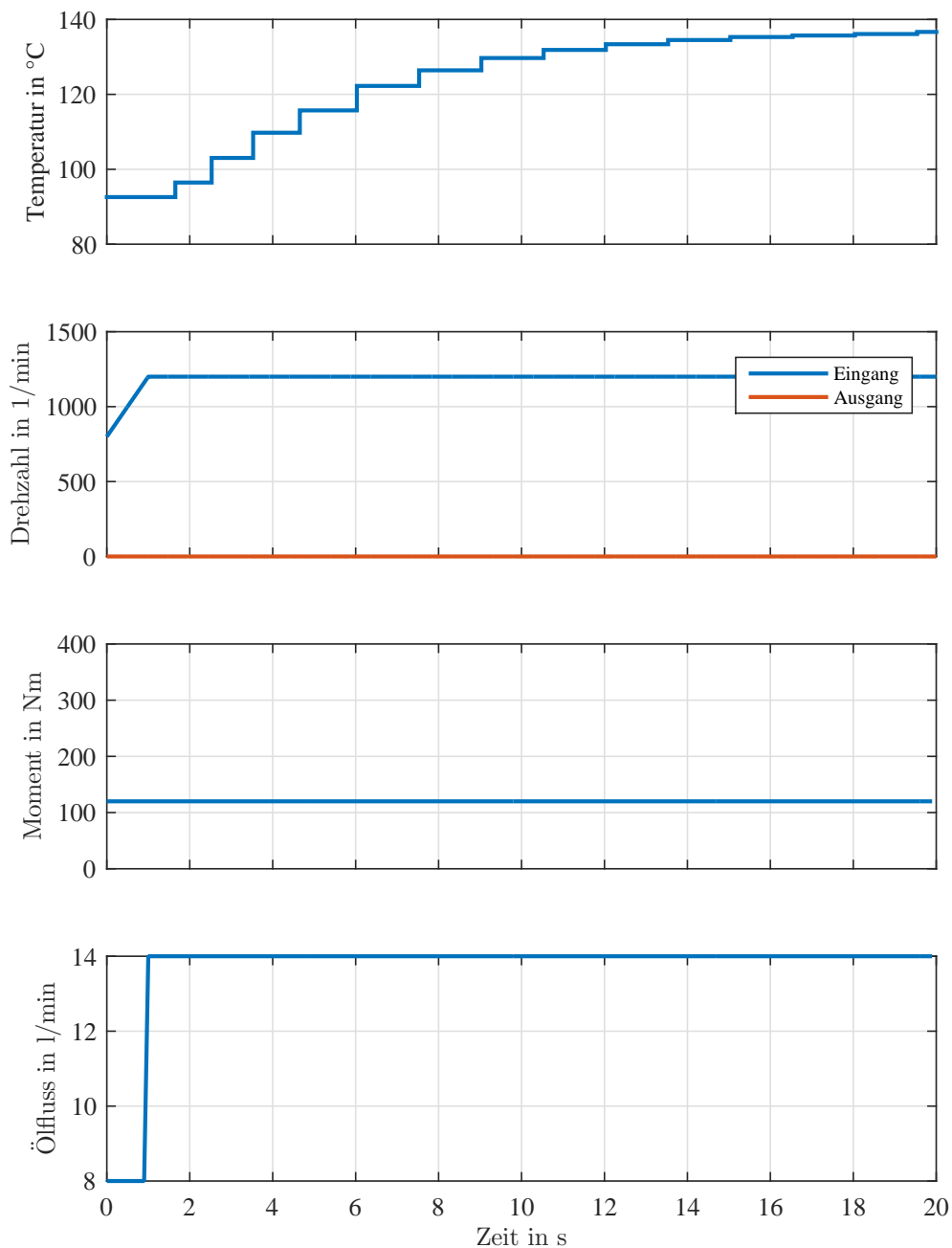


Abbildung 2.16: Zeitliche Verläufe der stationären Referenzmessung 2 - Eingangsgrößen (Ölfluss, Moment, Eingangs- und Ausgangsdrehzahl) und Ausgangsgröße (Kupplungstemperatur).

Dynamische Referenzmessungen Für die Parameteridentifikation wurden zwei dynamische Messungen verwendet.

Dynamisch 1: wird mit einem Kühlölstrom von 20 l/min auf 2.500 l/min eingekuppelt (für die Eingangsdaten siehe Abbildung 2.17). Es ergibt sich eine Spitztemperatur von 145 °C.

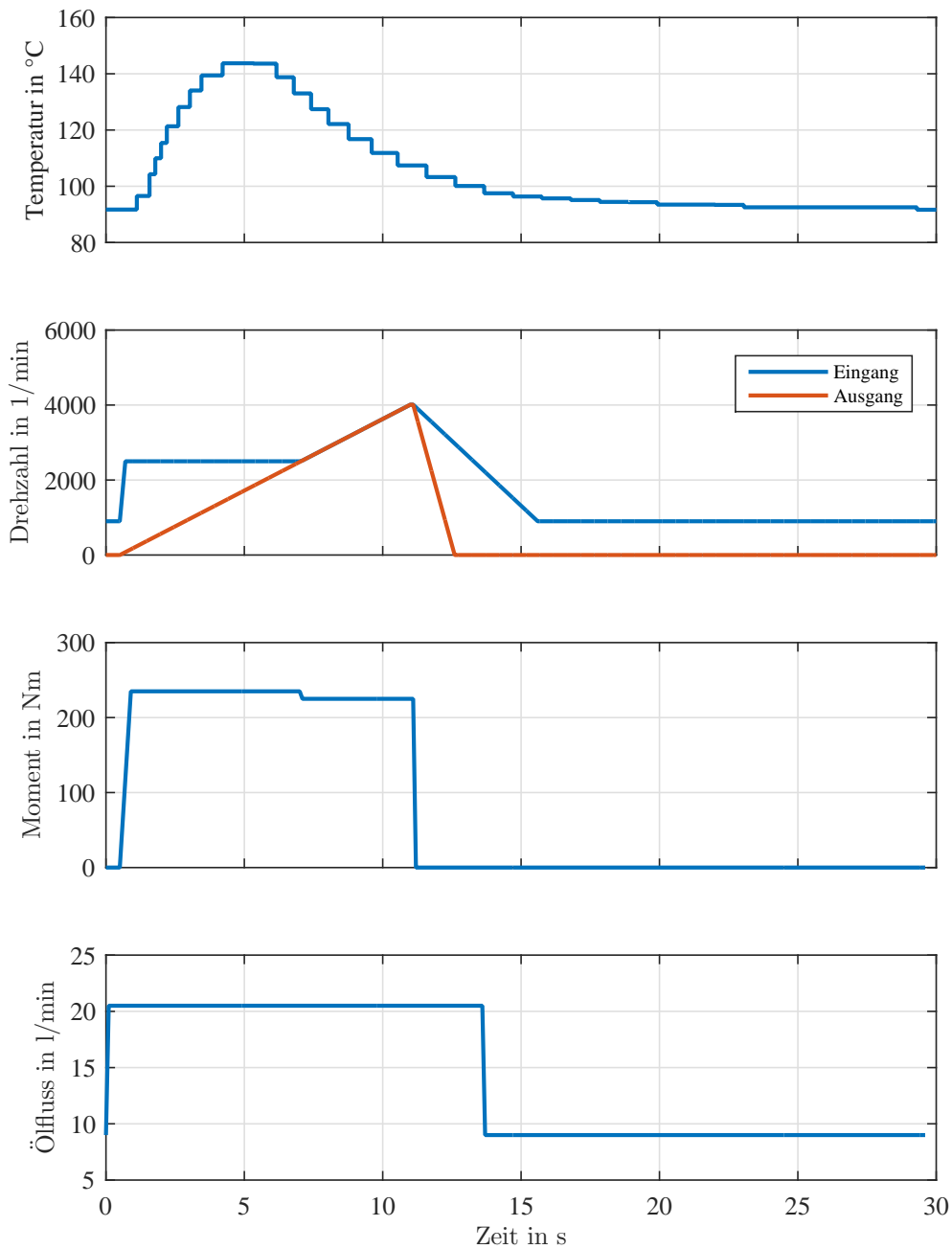


Abbildung 2.17: Zeitliche Verläufe der dynamische Referenzmessung 1 - Eingangsgrößen (Ölfluss, Moment, Eingangs- und Ausgangsdrehzahl) und Ausgangsgröße (Kupplungstemperatur).

Dynamisch 2: wird die Kupplung bei gleichem Kühlölstrom zuerst bei 2.000 1/min Schlupf betrieben und anschließend eingekuppelt (für die Eingangsdaten siehe Abbildung 2.18). Es ergibt sich eine maximal Temperatur von 130 °C. Angemerkt sei an dieser Stelle, dass für die dynamischen Messungen mehr Datenpunkte als für die stationäre Messung zur Verfügung gestanden sind.

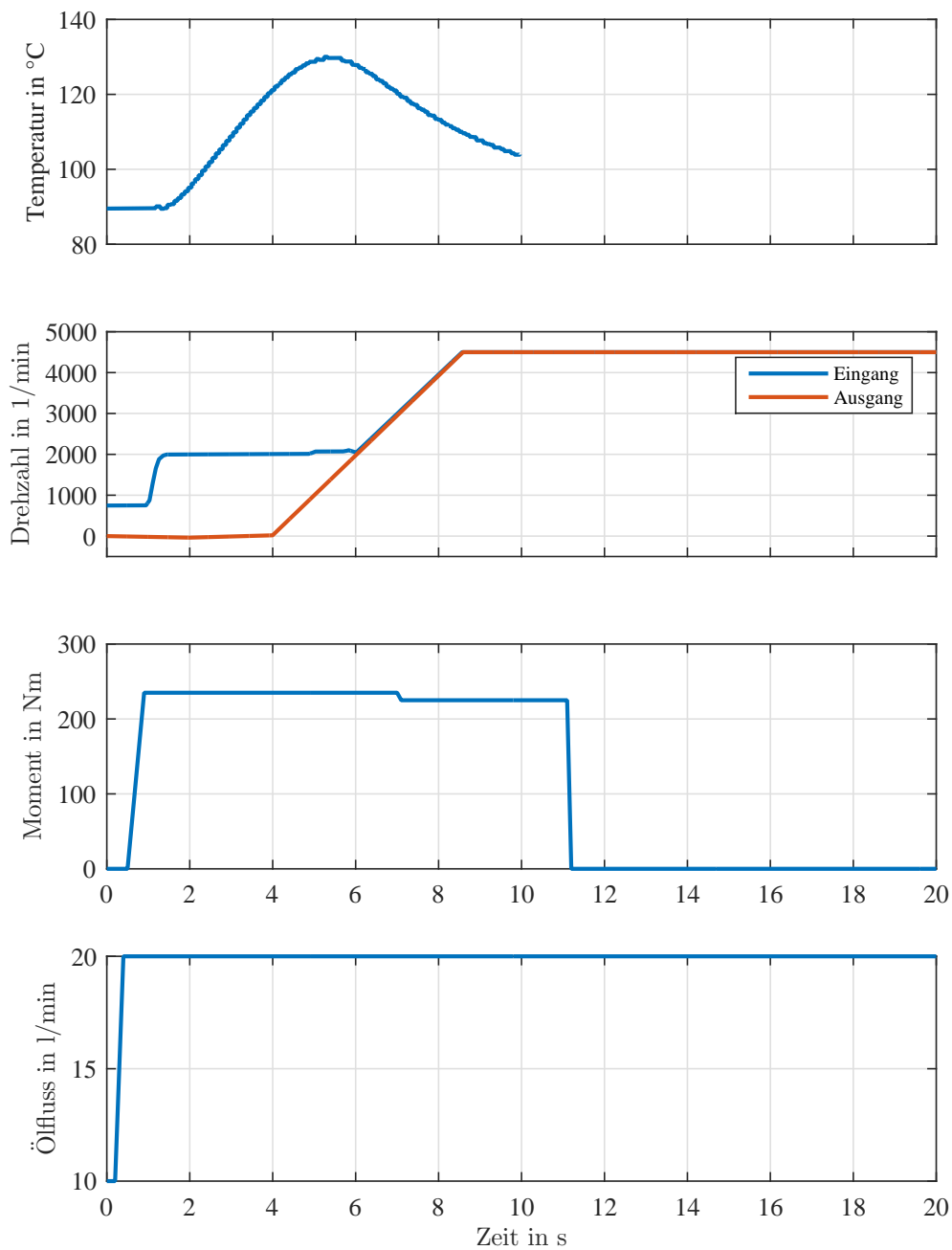


Abbildung 2.18: Zeitliche Verläufe der dynamische Referenzmessung 2 - Eingangsgrößen (Ölfluss, Moment, Eingangs- und Ausgangsdrehzahl) und Ausgangsgröße (Kupplungstemperatur).

Parameterwahl Zuerst wird die Parametrierung mit den stationären Messungen, wobei sich die Kupplung im Zustand Schlupf befindet, durchgeführt.

Bei stationären Messungen ($T(t)$ konstant) kann mit Hilfe von Gleichung (2.5) - (2.7)

Tabelle 2.5: Ergebnisse des Messdatenabgleichs für das Kupplungstemperaturmodell

Messung	Faktor β in W/K	Masse m in kg	Geometrie ζ
Stationär 1	242,0		
Stationär 2	331,7		
Dynamisch 1	400,2	1.3 kg	0,0038
Dynamisch 2	419,3	1.4 kg	0,0038

Tabelle 2.6: Parameter für das Kupplungstemperaturmodell

Wärmekapazität	c_p	500 J/(kgK)
Masse	m	1,00 kg
Faktor	β	$-0,199 \cdot Q^2 + 24,96 \cdot Q - 3,470$
Korrekturfaktor	k	3,63
Korrekturfaktor	γ	0,93

der Faktor β wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T(t)}{\partial t} = 0 &= P_{\text{Reibung}} - P_{\text{Kühlung}} \\ \implies \beta &= \frac{|n_1 - n_2| \cdot 2\pi \cdot M}{(T(t) - T_{\text{Öl}})} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Für die dynamischen Messungen (Einkupplungsvorgang) wird ein evolutionärer Optimierungsalgorithmus zur Minimierung des Temperaturfehlers durch Variation vom Korrekturparameter k , dem Faktor β und dem Geometriefaktor ζ verwendet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 2.5 dargestellt.

Der Faktor β wird aufgrund der Ergebnisse mit einem Polynom vom Kühlölstrom Q modelliert. Die Regression liefert folgendes Ergebnis:

$$\beta = -0.2007 \cdot Q^2 + 25.0144 \cdot Q - 3.5283 \quad (2.14)$$

Anschließend wird der Faktor β an den Zustand der geschlossenen Kupplung angepasst. Dazu wird ein Korrekturfaktor γ so gewählt, dass der Temperaturfehler während geschlossener Kupplung minimiert wird.

$$\beta = \begin{cases} -0,2007 \cdot Q^2 + 25,0144 \cdot Q - 3,5283 & \text{Kupplung schleift} \\ (-0,2007 \cdot Q^2 + 25,0144 \cdot Q - 3,5283) \cdot \gamma & \text{Kupplung geschlossen} \end{cases} \quad (2.15)$$

Mit den gegebenen Referenzmessungen ergibt sich:

$$\gamma = 0,93 \quad (2.16)$$

Ergebnisse und Auswertung

In der Tabelle 2.6 sind die Parameter des Kupplungstemperaturmodells zusammengefasst. In den Abbildungen 2.16, 2.17 und 2.18 sind die Vorgabewerte für die stationäre

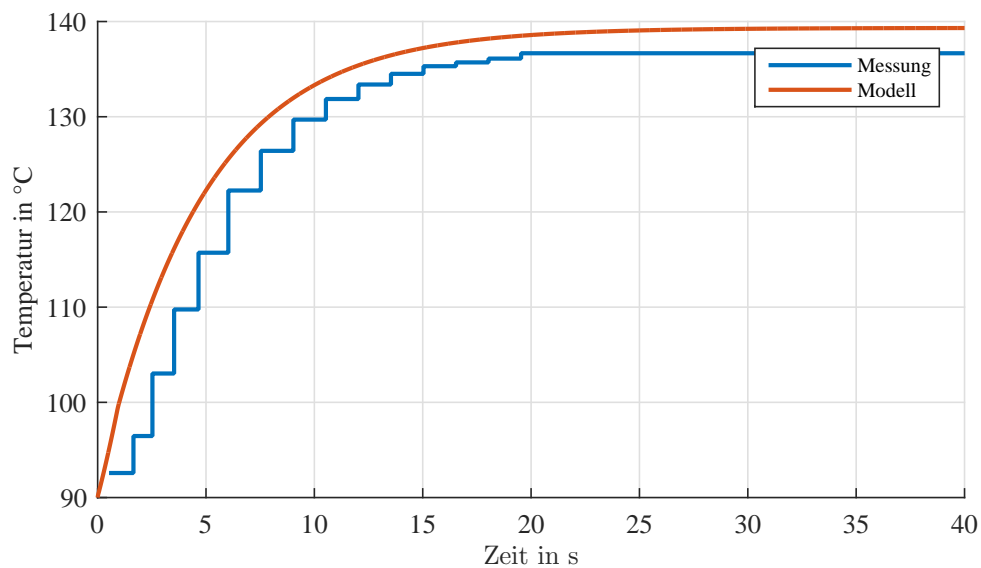


Abbildung 2.19: Vergleich der zeitlichen Verläufe der gemessenen und simulierten Kupplungstemperatur für die stationäre Messung 2

Messung 1 und die beiden dynamischen Messungen dargestellt, die für die Parametrierung des Modells verwendet wurden. In den Abbildungen 2.19, 2.20 und 2.21 ist der Vergleich der drei Messungen und des parametrierten Modells zu sehen. Die Anzahl der Messpunkte ist variabel, da die Daten nur grafisch zur Verfügung standen und diese dadurch aus der Grafik extrahiert werden mussten. Der Vergleich der stationären Messung und der Simulation zeigt eine Abweichung von 3 °C bei einer sehr guten Übereinstimmung des dynamischen Verhaltens. Bei den dynamischen Messungen ist die Abweichung bei den jeweiligen Spitzentemperaturen bei ca. 2 °C, wobei die Dynamik eine sehr gute Übereinstimmung besitzt. Die Genauigkeit ist für die Methodik ausreichend, da bei der Auslegung des hydraulischen Systems eine geringere als die maximal zulässige Temperatur verwendet wird.

In der Abbildung 2.22 sind Simulationsergebnisse für unterschiedliche Kühlölströme zu sehen. Sie zeigt die Zeitdauer der Abkühlung bei konstant eingebrachter Energie. Ab einer bestimmten Kühlölmenge erhöht sich die Kühlleistung nicht proportional, dies entspricht auch dem Verhalten in der Realität. Zusätzlich zeigt sich, dass die Kühlölmenge bei wenig gespeicherter Energie keinen hohen Einfluss auf die Abkühldauer hat.

Die Abbildung 2.23 zeigt dieselben Simulationsdaten wie in der Abbildung 2.22, jedoch sind hier die eingebrachten Energiemengen abhängig von der Kühlölmenge und der Kühlölzeit dargestellt. Diese Darstellung ist vor allem für die Ableitung der Regelstrategie relevant. So kann bei einem konstanten Kühlölstrom die Abkühldauer berechnet werden, bis das System wieder auf seiner ursprünglichen Temperatur ist.

Die Abbildung 2.24 zeigt Simulationsergebnisse für drei unterschiedlich konstante Kühlölströme mit den Werten 5 l/min, 10 l/min und 15 l/min, wenn exakt dieselbe Energie zur selben Zeit eingebracht wird. In der Tabelle 2.7 sind die Ergebnisse der

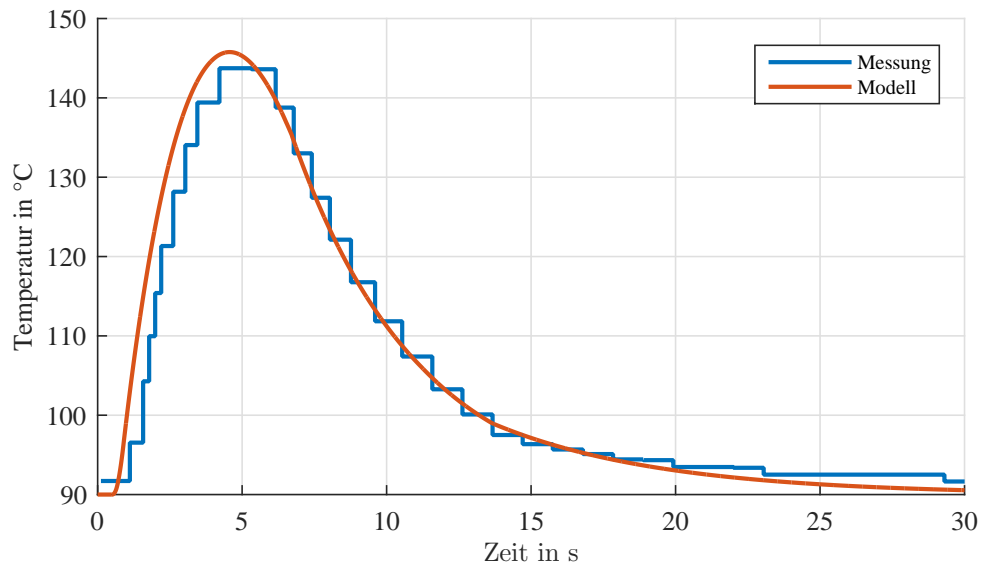


Abbildung 2.20: Vergleich der zeitlichen Verläufe der gemessenen und simulierten Kupplungstemperatur für die dynamische Messung 1

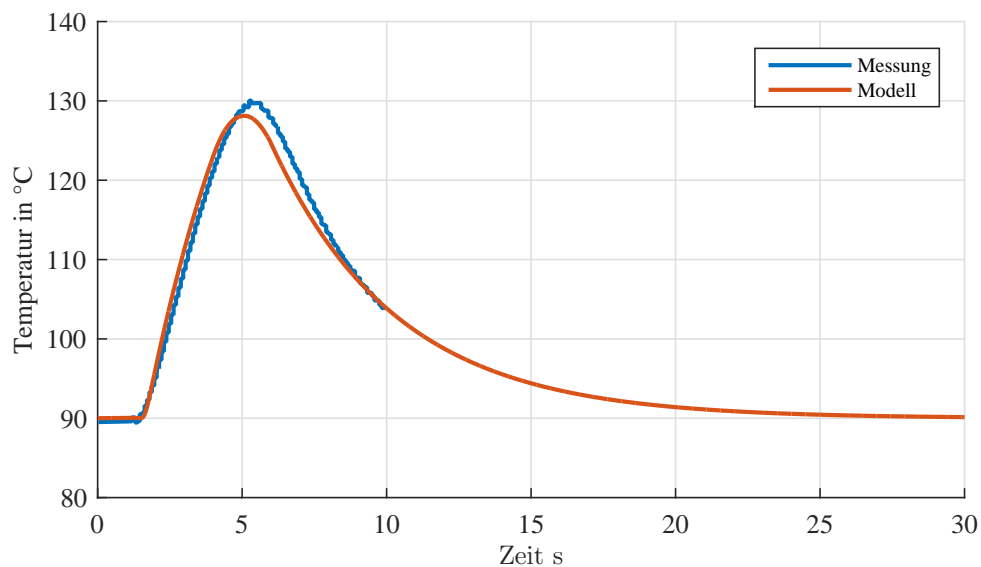


Abbildung 2.21: Vergleich der zeitlichen Verläufe der gemessenen und simulierten Kupplungstemperatur für die dynamische Messung 2

Simulation für die maximale Kupplungstemperatur $T_{\max}(t)$ in °C und die Zeitdauer $t_{T=120^{\circ}\text{C}}$ in s bis die Kupplung wieder auf 120 °C abgekühlt ist, zu sehen. Um eine maximale Temperatur der Kupplung nicht zu überschreiten, ist somit notwendig, einen hohen Kühlölstrom zur Verfügung zu stellen. Somit ist es einerseits wichtig schnellstmöglich mit der Kühlung zu beginnen und andererseits eine entsprechend große Kühlölmenge zur Verfügung zu stellen, um die maximal zulässige Temperatur nicht zu erreichen. Zusätzlich ist bei einem hohen Wärmeeintrag eine große Kühlölmenge nötig,

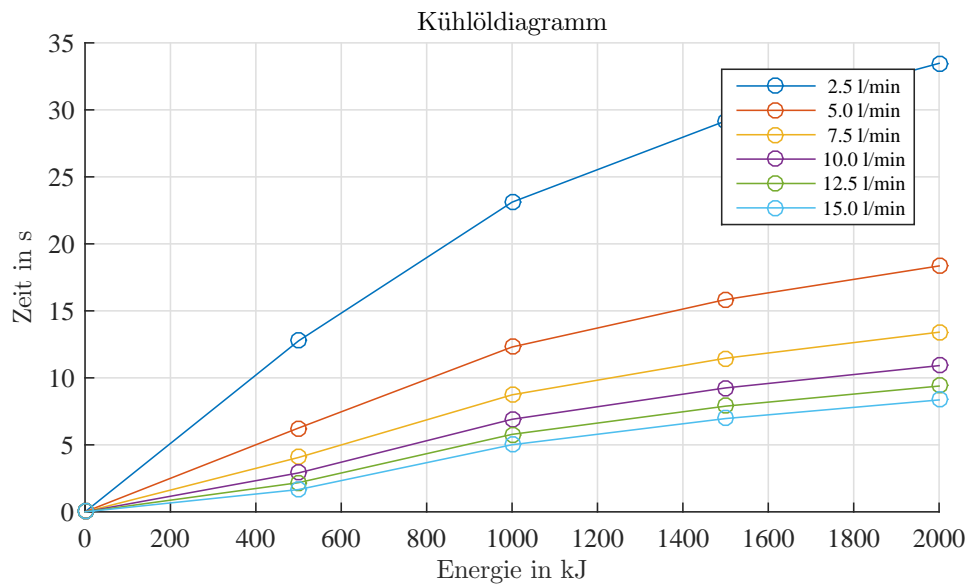


Abbildung 2.22: Das Diagramm zeigt für unterschiedliche Kühlölströme die Zeit bis eine bestimmte eingebrachte Energie abgeführt wurde.

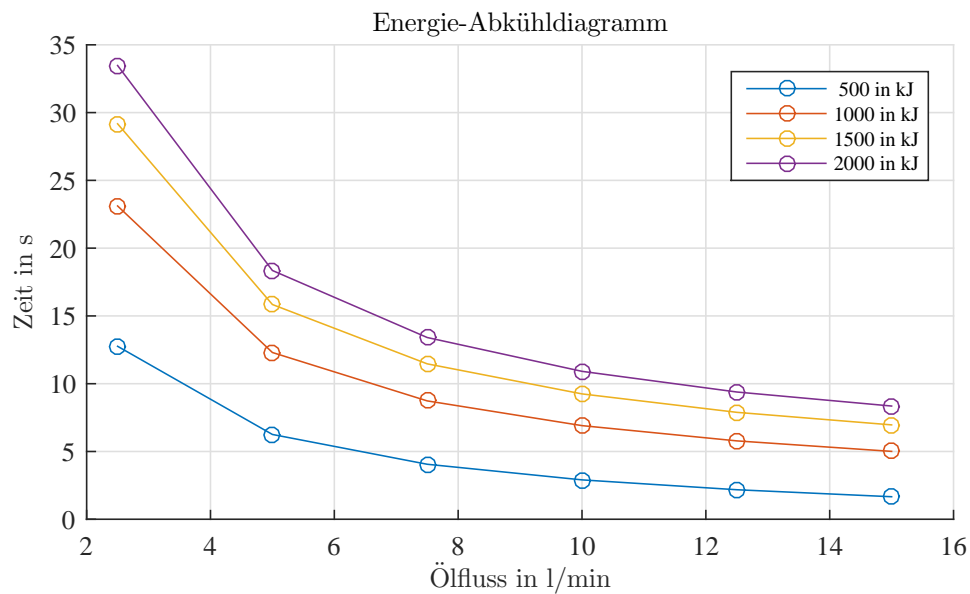
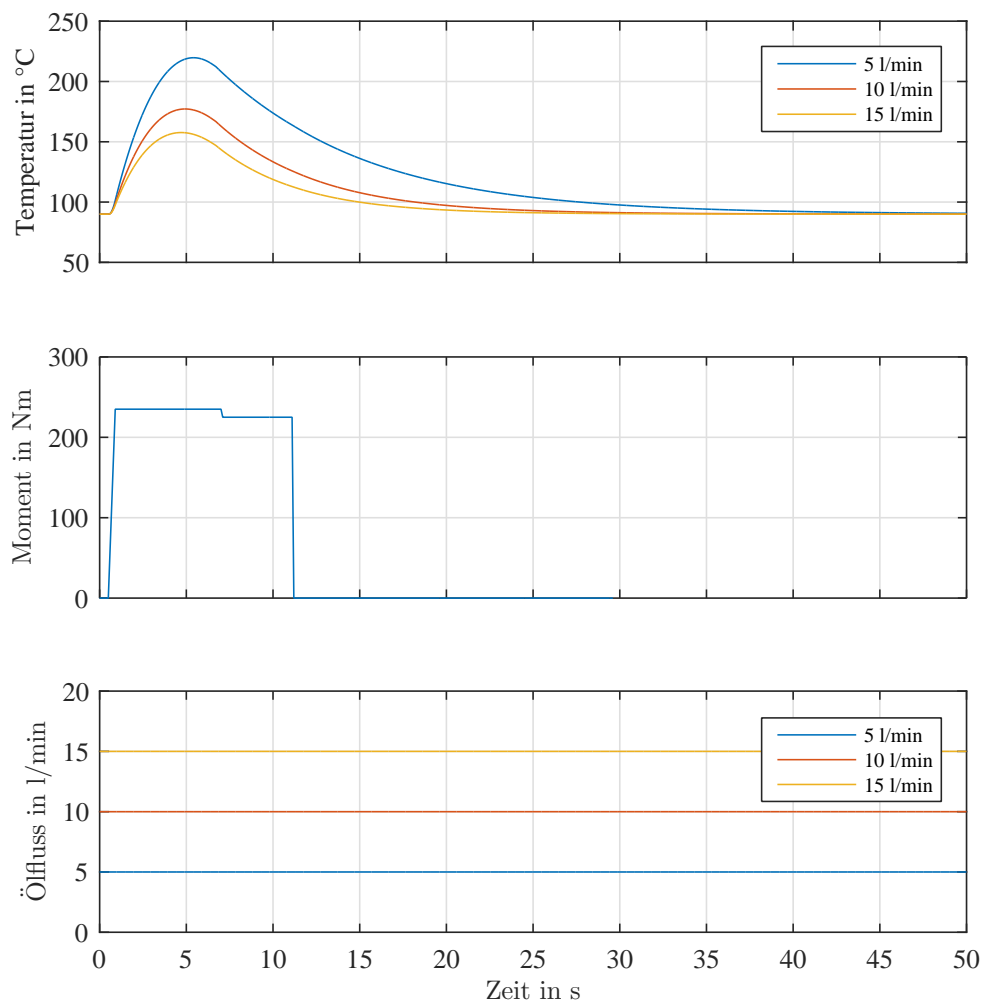


Abbildung 2.23: Das Diagramm zeigt für unterschiedliche Energieeinträge die Zeit bis diese für unterschiedliche Kühlölströme abgeführt wurde.

um die Temperatur schnell auf ein gewisses Niveau absenken zu können und die Systemverfügbarkeit zu erhöhen. Der Vergleich eines Kühlölstroms mit 5 und eines mit 15 l/min zeigt, dass sich die Dauer, bis eine Kupplungstemperatur von unter 120 °C erreicht wird, verdoppelt. Eine Kühlölstrategie auf Basis dieser Simulationsergebnisse zu entwickeln, ist notwendig, um ein System mit hoher Verfügbarkeit und Lebensdauer zu erreichen.

Tabelle 2.7: Simulationsergebnisse für drei unterschiedliche Kühlölströme

Kühlölstrom in l/min	$T_{\max}(t)$ in °C	$t_{T=120^{\circ}\text{C}}$ in s
5	220	18,1
10	177,5	11,6
15	157,5	9,3

**Abbildung 2.24:** Vergleich der zeitlichen Verläufe der Kupplungstemperatur bei unterschiedlichen Kühlölflüssen mit gleich großem Wärmeeintrag.

2.3.2 Modellierung der Hydraulik

Im Folgenden werden die hydraulischen Modelle, die im Abschnitt 3 ihre Anwendung finden, beschrieben. Nachdem ein Großteil der verwendeten Modelle in anderen Publikationen veröffentlicht wurde ([36], [38], [69]), werden diese hier zusammengefasst; nicht publizierte Teile werden näher beschrieben.

In der Literatur gibt es bereits eine Vielzahl an Modellen, die die hydraulische Strecke für Automatikgetriebe abbilden. Diese spiegeln den Trend wieder, die Schaltqualität, die Effizienz oder das „Front-Loading“ in der Entwicklung eines Systems zu erhöhen. In [9] wird die Betätigung einer elektro-hydraulischen Kupplung präsentiert. Der Autor benützt dazu ein genaues Modell mit dynamischen Effekten. In seiner vorhergehenden Arbeit [8] sind bereits Teile dieses Modells, im Speziellen ein Magnetventil, beschrieben und mit Messungen überprüft. Ein Modell eines DKG mit einem vereinfachten Antriebsstrang wird zur quantitativen Analyse der Kinematik und der Dynamik in [31] beschrieben. In [79], [55] und [68] werden Modelle präsentiert, die für die Verbesserung der Schaltqualität eines DKG verwendet werden. Es zeigt sich, dass nicht nur für das Design eines elektro-hydraulischen Systems Modelle verwendet werden, sondern auch zur Entwicklung von Regelstrategien und zur Überprüfung der Kombination des Zusammenspiels. Diese zwei Aspekte werden in den folgenden Abschnitten weiter bearbeitet und in den Anwendungsbeispielen wird der Zusammenhang präsentiert. Im Folgenden werden drei unterschiedliche Modelle aufgezeigt. Die ersten beiden Modelle befassen sich mit dem Hochdrucksystem, wobei das erste die Bereitstellung des Arbeitsdrucks für die Aktuatoren und das zweite die Strecke eines Aktuators beschreibt. Das dritte Modell beinhaltet die zusätzlich notwendigen Komponenten für den Kühl- und Schmierkreislaufes.

Arbeitsdrucksystem

Im Abschnitt 2.1.1 wurden einzelne Aufgaben des Arbeitsdrucksystems bereits beschrieben. Das folgende Modell regelt die Priorisierung der Ölfüsse für ein Automatikgetriebe. Als höchste Priorität ist die Versorgung des Arbeitsdrucks definiert, danach kommen die Befüllung des Druckspeichers und der nicht benötigte Ölfuss. Dieses System wurde in [36] umgesetzt und ist in der Abbildung 2.25 dargestellt. In diesem versorgt eine Pumpe das System mit Öl und mittels Druckregelventil wird der gewünschte Arbeitsdruck über den Arbeitsdruckregelschieber eingestellt. Dieser steuert die Ölfüsse nach der gewünschten Priorität. Ein Überdruckventil schützt das System vor zu hohen Drücken, indem es bei zu hohem Druck Öl ablässt. Für eine genaue Beschreibung der Komponenten, der physikalischen Modellierung, der Kalibrierung und dem Test mit Messdaten dieses Systems, sei auf [36] verwiesen. Nach der Überprüfung des Modells wurde weiterführend eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um den Einfluss der dynamischen Parametern des Systems (Volumen des Druckspeichers, Masse, Dämpfung und Federkraft des Arbeitsdruckschiebers) auf das Ergebnis zu ermitteln und den Geltungsbereich der Parameter, durch eine manuelle Überprüfung zu erweitern.

Durch das verifizierte Modell und der Sensitivitätsanalyse ist es nun möglich, es für

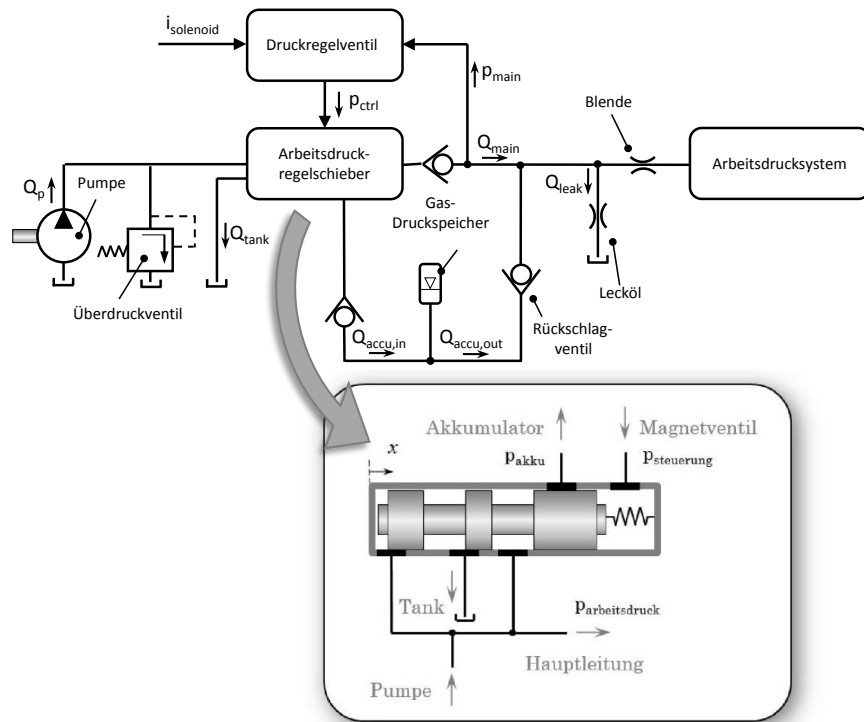


Abbildung 2.25: Arbeitsdrucksystem für die Versorgung eines dedizierten Hybridgetriebes mit einer elektrischen Pumpe, einem Überdruckventil, einem Arbeitsdruckregelschieber inkl. Druckregelventil und einem Gasdruckspeicher (siehe [36]). Der Arbeitsdruckregelschieber hat die Aufgabe, den Ölfluss nach der Priorität zu steuern (1. Versorgung Hochdrucksystem, 2. Befüllung Gasdruckspeicher, 3. Rückfluss zum Tank).

das Anwendungsbeispiel 2 anzupassen. In der Abbildung 2.26 ist das zweite System dargestellt. Im Vergleich zum vorherigen, bei dem zwei Ausgänge vorhanden sind, müssen drei Ausgänge durch den Arbeitsdruckregelschieber gesteuert werden. Nachdem kein Druckspeicher in dieser Abbildung vorhanden ist, kann dieser Ausgang für die Kühlung der Kupplungen verwendet werden (Priorität 2). Der zweite Ausgang wird, anstelle des Tanks, für die Schmierung verwendet und der letzte führt zum Tank. Die Parameter wurden, bis auf Öffnungsflächen die von der Kolbenposition abhängig sind, von [36] übernommen. In der Abbildung 3.34 sind die Volumenstromverläufe für eine dynamische Simulation dargestellt (siehe Abschnitt 3.2).

Kupplungssystem

Für die Überprüfung des dynamischen Verhaltens eines Hochdrucksystems, wird zumindest ein Verbraucher benötigt. Nachdem in jedem der betrachteten Getriebe (DKG, AMT, AT, DHT) mindestens eine Kupplung vorhanden ist, wurde das Kupplungssystem ausgewählt. In [38] wurde ein erstes analytisches Modell für eine hydraulisch angesteuerte Lamellenkupplung implementiert und mit Messungen kalibriert. Als Basis

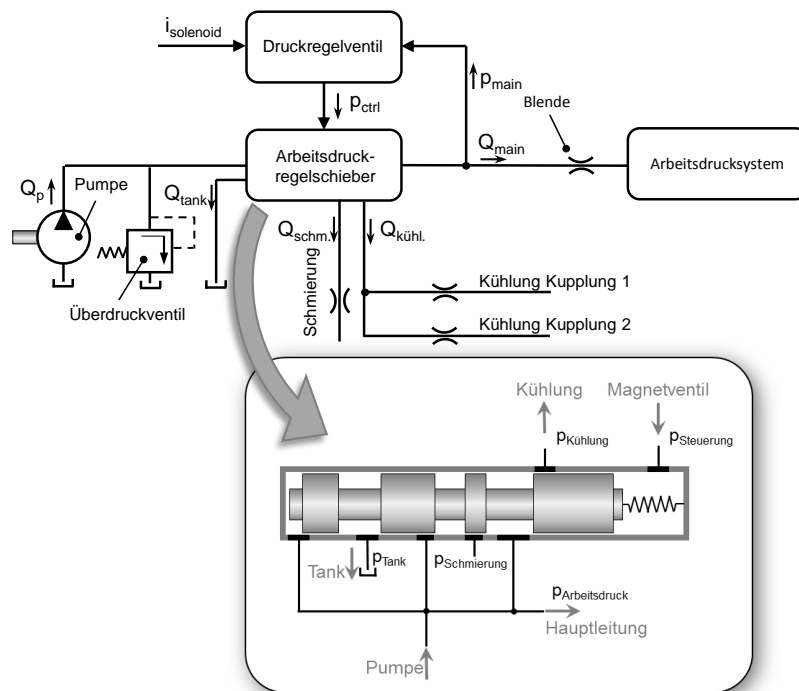


Abbildung 2.26: Arbeitsdrucksystem für die Versorgung eines Doppelkupplungsgetriebes (DKG) mit einer mechanischen Pumpe, einem Überdruckventil, einem Arbeitsdruckregelschieber inkl. Druckregelventil. Der Arbeitsdruckregelschieber hat die Aufgabe, den Ölfluss nach der Priorität zu steuern (1. Versorgung Hochdrucksystem, 2. Kühlung der Kupplungen, 3. Rückfluss zum Tank).

wurde in [69] ein erweitertes Modell entwickelt. Dieses Modell ist in der Abbildung 2.27 dargestellt und besitzt neben den zusätzlichen Komponenten (Überdruckventil, Druckspeicher, hydraulische Leitung), ein detailliertes Modell der Lamellenkupplung und des Druckregelventils.

Für die Parametrisierung des Modells wurde ein hydraulisches System, wie in der Abbildung 2.27 dargestellt, aufgebaut. Es besteht aus einer elektrischen Pumpe, die das System mit Öl versorgt. Mit dem nachgeschalteten Druckbegrenzungsventil kann der Arbeitsdruck eingestellt werden. Zusätzlich gibt es einen Druckspeicher. Dieser kann zu- oder weggeschaltet werden, um die Reaktion des Druckregelventils auf unterschiedliche Bedingungen beurteilen zu können. Direkt mit dem Arbeitsdruck ist das Druckregelventil verbunden. Das Ventil kann entweder mit einem Stahlrohr oder mit einem Schlauch mit der Kupplung verbunden werden. Bei diesem Messaufbau sind die Drücke vor dem Druckregelventil und beide Drücke an den Ausgängen (Tank- und Steueranschluss) des Ventils messbar. Zusätzlich wurde die Position des Kupplungskolbens, die Öltemperatur und der von der Pumpe geförderte Ölvolumenstrom gemessen. Die Parametrisierung wurde mit unterschiedlichen Testfällen durchgeführt. In der Abbildung 2.28 sind die Ergebnisse der Simulation nach der Parametrisierung und der Messung für die Szenarien „a“ und „b“ präsentiert. In Szenario „a“ ist das Verhalten

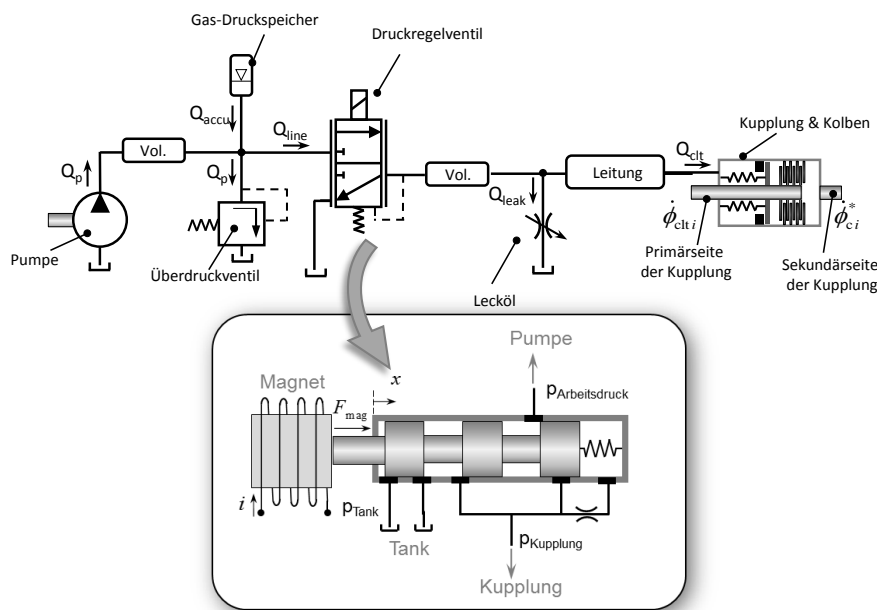


Abbildung 2.27: Hydraulisches System für die Betätigung einer Lamellenkupplung [69]. Das hydraulische System besteht aus einer elektrischen Pumpe, einem Gasdruckspeicher, einem Überdruckventil, einem Druckregelventil zur Regelung des Kupplungsdrucks, einer hydraulischen Leitung und einer hydraulisch betätigten Kupplung inkl. Kupplungskolben.

des elektrischen Stroms zum Kupplungsdruck und in Szenario „b“ der Differenzdruck des vollständig geöffneten Kupplungsdruckventils über den Ölvolu-menstrom dargestellt. Das Szenario „a“ hat im Schnitt eine kleiner Abweichung als 0,2 bar, dies entspricht einer ausgezeichneten Übereinstimmung. Im Szenario „b“ ist das dynamische Verhalten sehr gut und die Abweichung im schlechtesten Fall über 2,5 l/min für die spätere Anwendung akzeptabel.

So wie für das Arbeitsdrucksystem wurde auch für dieses System eine ausführliche Sensitivitätsanalyse durchgeführt. In dieser wurden die Auswirkung der Änderung des Druckspeichers, der Größe der Pumpe, die Temperaturabhängigkeit, der Widerstand der hydraulischen Leitung und die Federkraft der Kupplung analysiert. Wie bereits bei der Modellbildung wird hier auf [69] verwiesen.

Modellierung der Komponenten für das Kühl- bzw. Schmier-system

In den vorherigen beiden Unterkapiteln wurden bereits Modelle für die Bereitstellung des Arbeitsdrucks für ein Hochdrucksystem und ein Kupplungssystem gezeigt. Beide Systeme und deren Komponenten wurden mit Messungen parametrisiert und anschließend auf Übereinstimmung überprüft. Neben den bereits vorhandenen Komponenten, werden zusätzlich das 2/2-Wegeventil und das 3/3-Wegeventil für die Simulation des Kühl- und Schmier-systems benötigt (Abbildung 2.29).

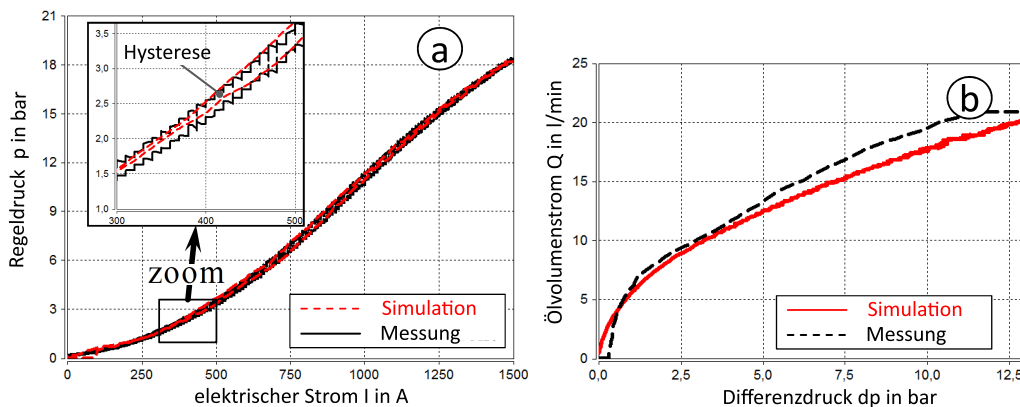


Abbildung 2.28: In den beiden Grafiken sind die zeitlichen Verläufe der Messung und der Simulation verglichen [69]. Die linke Grafik zeigt das Verhalten des Regeldrucks des Druckregelventils, der die Kupplung betätigt, wenn ein definierter elektrischer Strom fließt. Die rechte Grafik zeigt die Abhängigkeit des Ölvolumenstroms vom Differenzdruck eines vollständig geöffneten Druckregelventils.

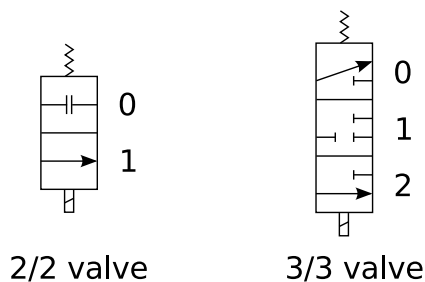


Abbildung 2.29: Schaltsymbole von einem 2/2- und einem 3/3-Wegeventil

Das 2/2-Ventil ist ein klassisches Schwarz/Weiß-Ventil, welches die Positionen geöffnet und geschlossen hat. Es hat einen Eingang und einen Ausgang, wobei jeweils mehr als eine Quelle bzw. Verbraucher angeschlossen sein können. Das 3/3-Ventil hat drei Positionen und drei Anschlüsse. Davon ist einer ein Eingang und zwei sind unabhängige Ausgänge. In der Position 1 ist Ausgang 1 mit dem Eingang verbunden und Ausgang 2 gesperrt. In der Position 2 ist der Eingang mit keinem Ausgang verbunden, in Position 3 ist der Eingang mit dem Ausgang 2 verbunden und der Ausgang 1 gesperrt.

Das Verhalten der beiden Wegeventile entspricht dem des Druckregelventils, aus der Modellierung eines Kupplungssystems, in der Position geöffnet. Die Wegeventile haben im Vergleich zum Druckregelventil keine Rückführung des Ausgangsdrucks auf den Kolben (siehe Rückstellfläche in Abbildung 2.27). Die Ventilposition ergibt sich aus der hervorgerufenen magnetischen Kraft des elektrischen Stroms und der entgegengesetzten wegabhängigen Kraft durch die Feder.

Für das Anwendungsbeispiel 1 im Abschnitt 3.2 wurden die beiden Ausgänge des 3/3-Wegeventils für einen Ölvolumenstrom von 14 l/min und einem Differenzdruck von 4 bar parametrisiert. Für das 2/2-Wegeventil werden dieselben Parameter wie für das

3/3-Wegeventil gewählt. Die Zeit für das Umschalten von einer Position auf eine andere wurde mit 50 ms gewählt. Dies entspricht der Standarddynamik eines Schaltventils.

2.4 Hydraulik Layout Design

In diesem Unterkapitel wird die neue modellbasierte Methodik für das Design eines elektro-hydraulischen Systems für automatisierte Getriebe beschrieben. Zuerst werden ein Überblick über die Methodik und deren Ablauf gegeben und anschließend die einzelnen Punkte im Detail diskutiert.

2.4.1 Überblick über die Methodik

In den vorherigen Unterkapiteln wurden bereits der Stand der Technik für die Entwicklung einer Hydraulik und die Anforderungen an ein solches System beschrieben. Im Vergleich zur in Abbildung 2.8 dargestellten Standardmethodik ist in der Abbildung 2.30 die neue Methodik abgebildet. Die neue Methodik setzt sich aus den drei wesentlichen Teilen zusammen:

1. Definition der Lastfälle und der Eingangsparameter für das Layoutdesign
2. Variation und Optimierung des Layouts
3. Simulation und dynamische Beurteilung

Im Gegensatz zur Standardmethodik stützt sich die neue Methodik nicht nur auf Lastfälle, Eingangsparameter und Annahmen, sondern es können zusätzlich noch Messdaten, verschiedene Testzyklen oder RDE-Zyklen zur Auslegung herangezogen werden. Im ersten Punkt werden diese verarbeitet und aufbereitet, um einen Datenvektor bereitzustellen, welcher die Basis für die Optimierung darstellt. In der Layout-Optimierung werden, je nach Auswahl der Eingangsparameter, Teilsysteme oder die ganze Hydraulik mit ihren Randbedingungen optimiert. Hierbei kann es sich vom Aufbau um unterschiedliche hydraulische Systeme handeln, die jedoch dieselben Zielkriterien und Nebenbedingungen erfüllen müssen. Ein wesentlicher Aspekt gegenüber der Standardmethodik ist, dass diese nicht ausschließlich auf stationäre, sondern auch auf ausgewählte Teile dynamisch berechnet und dann bewertet werden. Der Vorteil liegt darin, dass Annahmen, wie z.B. der Ölfluss für die Kühlung einer Kupplung abhängig von der Kupplungstemperatur bedarfsgerecht berechnet werden können. Bereits bei der Auslegung des hydraulischen Systems kann somit ein wichtiger Teil der Dynamik mitberücksichtigt werden. Diese Methode besitzt bereits vor der späteren detaillierteren Simulation der ausgewählten Hydraulik einen hohen Reifegrad. Zusätzlich liefert die Optimierung für die ausgewählten Messdaten optimale Resultate. Da hier als Optimierungskriterien nicht nur der Leistungsverbrauch, sondern auch die Produktionskosten herangezogen werden, kann als Ergebnis aus der Methode mehr als ein optimales Resultat entstehen. Zur weiteren Einschränkung kann mithilfe von zusätzlichen Kriterien, wie z.B. maximale Produktionskosten, bestes ökonomisches System oder anderen Kriterien, die Auswahl weiter reduziert werden, um für ein System das beste Layout zu bestimmen. Ferner können vom Ergebnis der Methode direkt Anforderungen abgeleitet werden. Diese reichen von maximaler elektrischer Leistung, über Funktionssicherheit bis hin zu Softwareanforderungen. Dabei werden bereits bei der Optimierung Steuerung- und Regelungsfunktionen berücksichtigt, um das vollständige Potential von Hardware und Software ausnützen zu können.

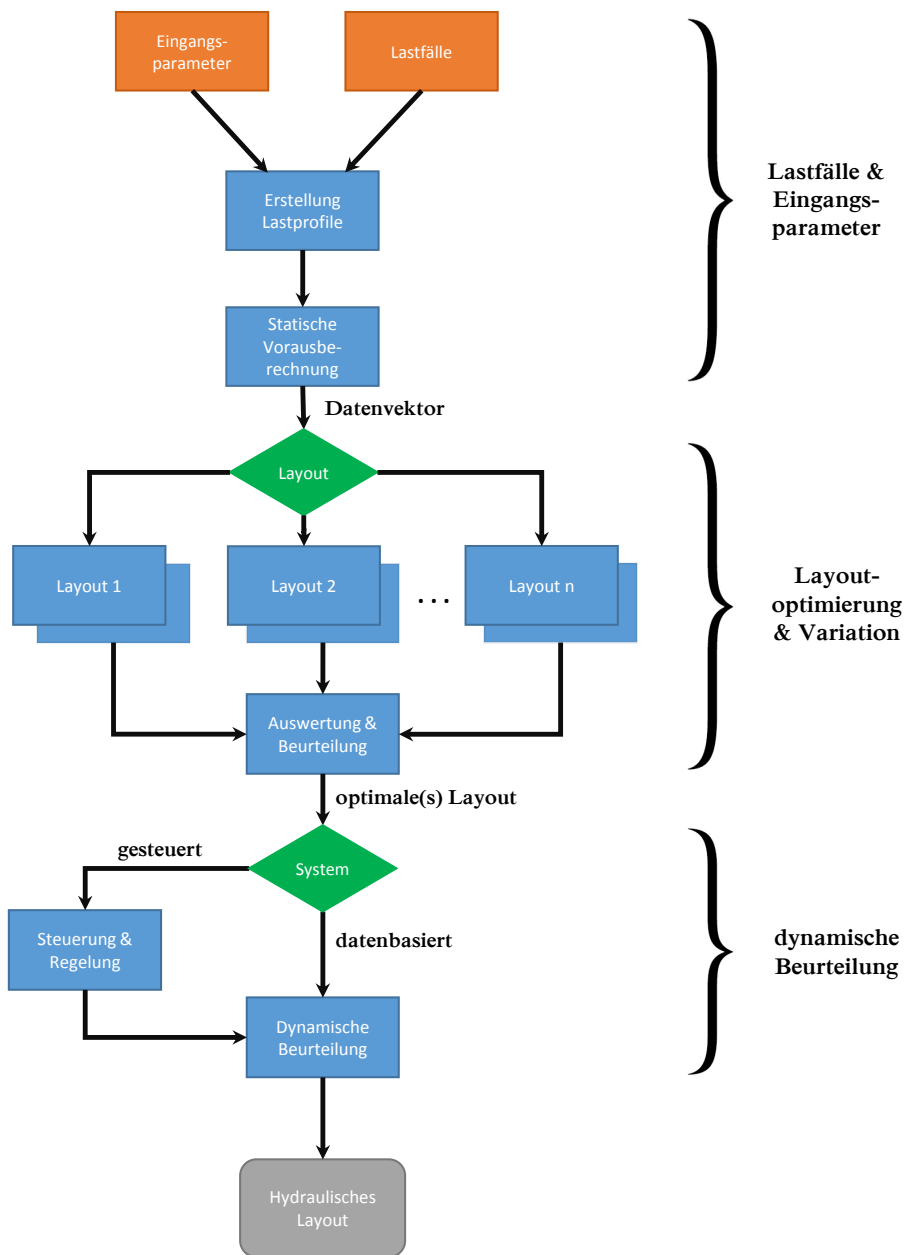


Abbildung 2.30: Strukturbild der neuen Methodik für die Entwicklung eines elektrohydraulischen Systems.

Punkt 3 der Methodik beinhaltet neben dem klassischen Ansatz der dynamischen Simulation, die Entwicklung und dem Test von Softwarefunktionen. Die Aufgabe besteht in diesem Schritt darin, das hydraulische Layout funktional und das Zusammenspiel zwischen Hardware und Software zu überprüfen und die Spezifikationen zu erweitern. Dieses kann je nach gewähltem optimalen System unterschiedlich detailliert ausfallen. Das Ergebnis aus Punkt 3 ist die konzeptionelle Überprüfung des hydraulischen Layouts. Dieser Punkt ist, je nachdem welches Layout gewählt wurde, optional oder bei

der Notwendigkeit von erweiterten Softwarefunktionen zwingend erforderlich. In den folgenden Teilabschnitten dieses Unterkapitels werden die einzelnen Schritte näher beschrieben. Dabei wird auf die unterschiedlichen Zielkriterien und unterschiedliche Zielsysteme eingegangen.

2.4.2 Definition der Lastfälle und der Eingangsparameter für das Layoutdesign

Die Methodik hat zum Ziel, den Einfluss von Daten aus Erfahrungswerten der Entwickler zu reduzieren und diese durch einen modellbasierten Ansatz zu kompensieren. Hierfür ist es wichtig, dass so wenig wie möglich Eingangsparameter verwendet werden, sofern sie nicht durch einfache Simulationen/Messungen bzw. Spezifikationen von Herstellern einzelner Komponenten bestimmt werden können. Dabei hängt die Anzahl der Eingangsdaten sehr stark vom zu entwickelnden System ab. So kann die Anzahl der benötigten Parameter sehr unterschiedlich sein, je nachdem welche Getriebeart bzw. ob eine vollständige Hydraulik oder nur ein Teil davon entwickelt werden soll. In der Abbildung 2.31 ist der Ablauf für die Erstellung des Datenvektors mittels der Eingangsparameter und der Lastfälle dargestellt. Dieser Schritt besteht aus drei Teilen:

- (i) Definition Eingangsparameter und Lastfälle
- (ii) Erstellung des Lastprofils
- (iii) statische Vorausberechnungen mit dem Lastprofil und den Eingangsparametern

Das Resultat ist ein Datenvektor, welcher zugleich der Ausgangspunkt für die Optimierung ist.

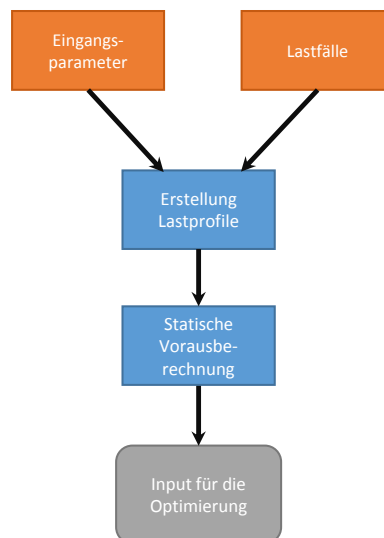


Abbildung 2.31: Erstellung des Datenvektors mittels der Eingangsparameter und der Lastfälle. Der Datenvektor beinhaltet alle relevanten Daten für die Optimierung des hydraulischen Layouts.

Eingangsparameter festlegen und Lastfälle erstellen

In der Abbildung 2.32 ist die Aufteilung zur Erstellung der Eingangsparameter und der Lastfälle dargestellt. Diese bestehen aus den folgenden fünf Gruppen:

- (a) physikalische Parameter
- (b) Variationsparameter
- (c) Komponenten Parameter
- (d) zusätzliche Parameter

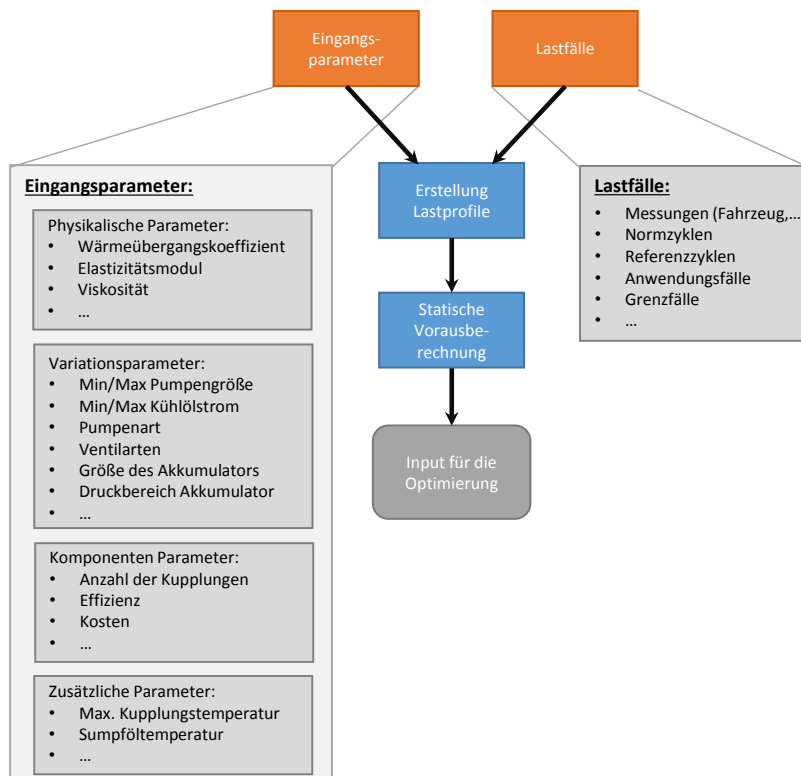


Abbildung 2.32: Für die Datenaufbereitung und die Erstellung der Lastprofile müssen vorab die Eingangsparameter und Lastfälle, die das System definieren, festgelegt werden.

zu a.) Lastfälle: Mit den Lastfällen wird das hydraulische System definiert. Mit dieser Auswahl, die dem Entwickler obliegt, wird festgelegt, wie der Betriebsbereich definiert wird, in dem der Schwerpunkt der Optimierung liegt. Hierbei kann zwischen der reinen Berücksichtigung von Grenzfällen oder der Kombination von diesen und Testzyklen oder Messungen gewählt werden. Durch die reine Berücksichtigung der Grenzfälle wird das System auf die maximalen Anforderungen ausgelegt. Messungen und Zyklen definieren den Fokus des Betriebsbereichs. Im Unterschied zur Standardentwicklungsmethode können hier unterschiedliche Testzyklen und Messungen herangezogen werden, um das System nicht nur auf Normverbrauchszyklen wie den

NEFZ oder WLTC auszulegen, sondern auch für den realistischen RDE-Zyklus. Die Methodik bezieht sich hierbei wohl bedacht auf diese Daten und nützt diese als Ausgangspunkt für die weitere Berechnung der hydraulischen Kenngrößen, um das Expertenwissen mithilfe von Modellen reduzieren zu können. Dabei müssen nur Daten generiert werden, die durch Fahrzeugmessungen oder Simulationen bereits vorhanden sind, da entweder die einen und/oder die anderen bereits von der Entwicklung oder der Weiterentwicklung des Getriebes vorhanden sind. Daten, die oft als Grundlage oder Ausgangspunkt in der Methodik benutzt werden, sind z.B. Getriebeeingangsdrehzahl, Anzahl der Kupplungen und Schaltaktuatoren, Momente an der Kupplung.

Generierung von Lastfällen aus der Simulation: Für die Definition eines Getriebes bzw. deren Komponenten, wie z.B. Gangspreizung oder maximale Geschwindigkeit, werden unterschiedliche Softwareprogramme zur Unterstützung verwendet. Je nach Einsatzzweck, werden unterschiedlich detaillierte Modelle für die Simulation genutzt. Zwei gängige Softwareprogramme hierfür sind Matlab[43]/Simulink[44] und AVL Cruise[32]. Beide sind Standardprogramme für die Entwicklung und Simulation von Antriebssträngen. AVL Cruise ist speziell für die Analyse und Optimierung von Antriebssträngen konzipiert. Das Anwendungsgebiet erstreckt sich von der Kraftstoffverbrauchsrechnung, über die Berechnung der Leistungsfähigkeit des Systems bis zur Berechnung der Fahrzeugemissionen.

In diesen Softwareprogrammen wird für den Antriebsstrang die longitudinale Bewegung des Fahrzeugs aufgebaut. Zusätzlich ist es erforderlich, die Aktuatoren wie z.B. die Verbrennungskraftmaschine und die Kupplungen zu steuern, um einen Fahrzyklus simulieren zu können. Hierfür gibt es in AVL Cruise einen vorhandenen Fahrer und zusätzliche Steuerungssoftware für die Betätigung der Aktuatoren. Die Steuerungssoftware hat die Aufgabe, die Aktuatoren so zu steuern, dass die Anforderungen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Dynamik eingehalten werden. Ein wesentlicher Bauteil der Software ist die Schaltstrategie, die neben der Dynamik vor allem für den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen entscheidend ist. Diese sollte, wie es auch das Ziel der Hydraulik ist, für mehr als einen Zyklus ausgelegt sein.

Für die Auslegung des Getriebes werden im europäischen Raum grundsätzlich der NEFZ, der WLTC, die Vollastbeschleunigung und zusätzlich herstellerspezifische Zyklen verwendet, die RDE spezifisch sein können. Daraus resultiert eine große Menge an vorhandenen Datensätzen, die für die Auslegung der Hydraulik zur Verfügung stehen.

Generierung von Lastfällen aus Messungen: Bei Getrieben, die bereits am Prüfstand oder im Fahrzeug in Betrieb sind, können Messdaten für die Auslegung verwendet werden. Diese Daten implizieren bereits die Dynamik des gesamten Systems inklusive der Funktionssoftware und der Schaltstrategie. Zusätzlich kann bei der Anwendung der neuen Methode der direkte Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch mit der Hilfe von realen Fahrzeugmessungen berechnet werden.

Grenzfälle: In 2.1.4 wurde die alte Methodik beschrieben, die rein auf Grenzfällen beruht. Auch bei der Auslegung der Hydraulik mit der neuen Methodik müssen

diese Grenzfälle betrachtet werden, um die maximalen Anforderungen an das System berücksichtigen zu können. Ein Beispiel ist in Abschnitt 2.2 für das Anfahren eines Fahrzeugs beschrieben und ein anderes in einem Anwendungsbeispiel im Abschnitt 3 gezeigt.

zu b.) Physikalische Parameter: Die physikalischen Parameter beziehen sich auf hydraulische und mechanische Parameter, die benötigt werden, um die verwendeten Modelle zu parametrisieren. Die hydraulischen Parameter sind: z.B. Viskosität, Dichte und Kompressionsmodul. Diese werden für die Berechnung des Drucks eines hydraulischen Speichers und mechanische Parameter werden für das Kupplungstemperaturmodell (2.3.1) benötigt.

zu c.) Variationsparameter: Die Variationsparameter definieren die Größen im System, die vom Wert her nicht festgelegt und somit veränderbar sind. Dies ist im Fall dieser Methodik z.B. die Anzahl der Ventile, die Größe und Art der Pumpe(n), die Größe des Druckspeichers oder der maximale Kühllöstrom. Zusätzliche Variationsparameter entstehen durch Randbedingungen der Optimierung. Wie bei jeder gängigen Optimierung, wird der Variationsraum durch minimale und maximale Werte beschränkt (siehe Abschnitt 2.4.3).

zu d.) Komponenten-Parameter: Die Komponenten-Parameter beinhalten alle herstellerspezifischen Werte der einzelnen verfügbaren Komponenten. Diese Werte können aus Datenblättern entnommen oder von Komponentenherstellern bezogen werden.

zu e.) Zusätzliche Parameter: Unter zusätzliche Parameter fallen all jene, die nicht zu den anderen Gruppen zuzuordnen sind oder vom Entwickler definiert werden müssen. Letztere sind vor allem Parameter, die einerseits aus Erfahrungswerten resultieren oder methodisch mithilfe von anderen Softwareprogrammen oder durch Ableitung von vorhandenen Größen definiert werden können. Als Beispiel sei hier die maximale Kupplungstemperatur genannt, die durch die Kupplungslamellen definiert ist. Laut Herstellerangaben gibt es hier bereits aus den Datenblättern eine maximal zulässige Temperatur bevor eine Schädigung eintritt. Im Betrieb muss eine Überschreitung vermieden werden, wodurch bei der Auslegung des Systems zum Schutz eine niedrigere Temperatur gewählt werden muss. Diese entspricht der Temperatur aus den Herstellerangaben minus eines Sicherheitsoffsets.

Erstellung der Lastprofile

Prinzipiell ist es möglich jedes einzelne Lastprofil unabhängig zu optimieren und einzelne optimale Resultate zu erhalten. Praktisch gesehen ist dies jedoch nicht sinnvoll, da hier sehr unterschiedliche hydraulische Systeme durch die unterschiedlichen Anforderungen und Betriebsbereiche entstehen können. Deshalb ist es zwingend erforderlich, mindestens die Grenzfälle (GF) bei jeder einzelnen Optimierung zu berücksichtigen.

In Abbildung 2.33 wird exemplarisch gezeigt, wie ein Lastprofil für die Größe „Moment“ aufgebaut werden kann. Dabei sind die ersten beiden Lastfälle Ergebnisse aus einer Simulation. Daten können vorab bearbeitet werden, um z.B. Störeinflüsse zu minimieren. Die letzten drei Lastfälle sind Grenzfälle (GF), wobei der GF1 zweimal verwendet wird. Da die Gewichtung jedes Lastfalles über die zeitlich Länge erfolgt, wurde der GF1 zweimal in das Lastprofil aufgenommen, um den Anteil dieses Lastfalls am Ergebnis zu verstärken. Die Zusammensetzung des Lastprofils in der Länge und der Anordnung ist beliebig. Alle Lastprofile und zusätzlichen Berechnungen werden zu einem Datenvektor zusammengefasst (siehe Tabelle in der Abbildung 2.33). Es muss beachtet werden, dass sich die Zeitdauer und der benötigte Datenspeicher für die Simulation und die Optimierung mit der Anzahl der Länge des Datenvektors und der Anzahl der Varianten erhöht.

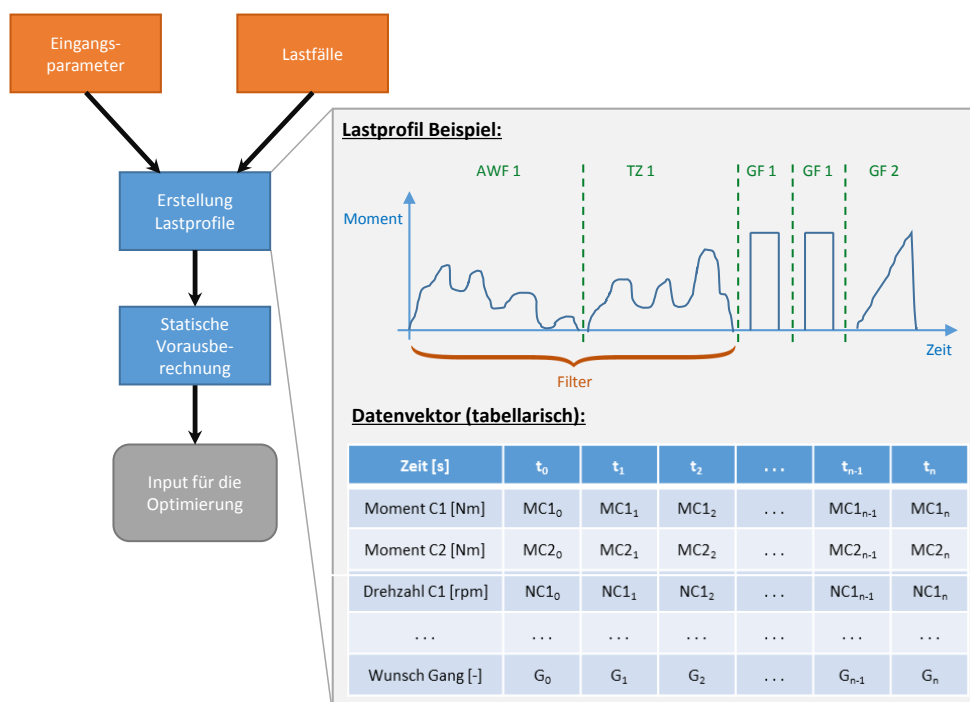


Abbildung 2.33: Darstellung eines möglichen Lastprofils und die tabellarische Darstellung eines Datenvektors für die Layoutoptimierung.

Statische Vorausberechnungen mittels Lastprofil und Eingangsparametern

Nachdem der Datenvektor erstellt wurde, können vorab stationäre Berechnungen durchgeführt werden. Dies sind all diejenigen Daten, die bei der Optimierung nicht variieren und somit vorab berechnet werden können. Diese teilen sich wie in Abbildung 2.34 dargestellt in allgemeine, Hochdruck- (oder Aktuierung) und Niederdruck-Größen (Schmierung und Kühlung) auf. Aus dem vorhandenen Datenvektor werden Daten, die für den Hoch- und den Niederdruckkreislauf benötigt werden, berechnet. Hierbei handelt es sich vor allem um die Ermittlung der Zustände der Aktuatoren

(z.B ist die Kupplung offen, geschlossen oder schlupfend) und der Zeitpunkte derer Betätigung, um Größen wie Kupplungsfüllzeit und Betätigungszeit von Aktuatoren zu ermitteln. Aus dem Hochdruckkreislauf können bereits die Anforderungen bezüglich Ölvolumen und Öldruck vorab ermittelt werden, da aus den Drehmoment- und Schaltanforderungen der Aktuatoren bereits deren Sollwerte bekannt sind. Je nach Aufbau des Hochdrucksystems können weitere Größen wie Leckölverluste, maximaler Arbeitsdruck usw. berechnet werden. Beim Niederdruckkreislauf können nur kontinuierliche Anforderungen, wie die Schmierung des Radsatzes, berechnet werden, da die Kühlung und Schmierung der Aktuatoren eine dynamische Abhängigkeit besitzt (siehe Abschnitt 2.4.3).

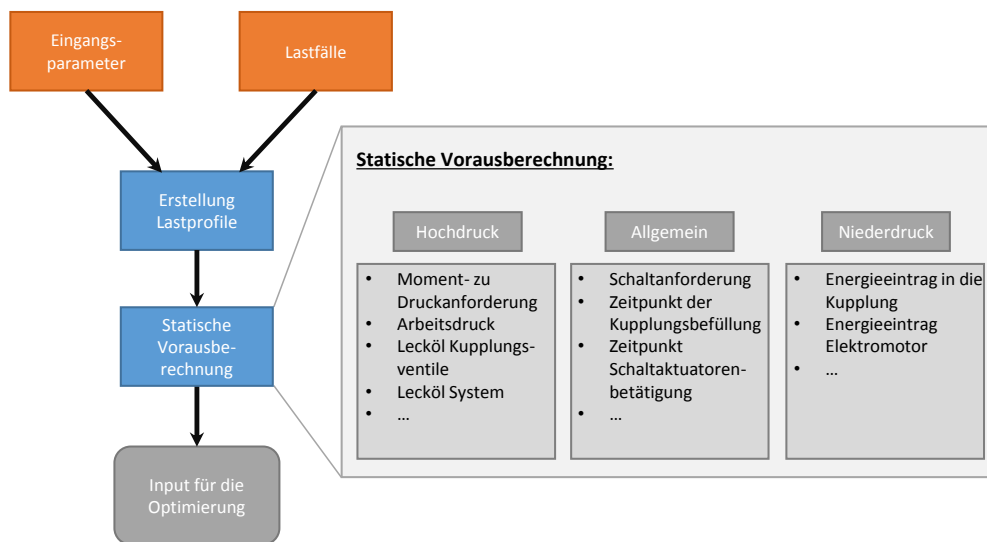


Abbildung 2.34: Die statische Vorausberechnung dient der Reduzierung der Berechnungszeit der Methodik. Alle Berechnungen, die sich während der Optimierung nicht ändern (nicht dynamisch), können vorab ermittelt werden.

2.4.3 Layout-Optimierung und Auswertung

Dieser Abschnitt der Methodik hat das Ziel, ein oder mehrere optimale hydraulische Systeme für die im vorherigen Abschnitt definierten Parameter zu finden. Die System- und Variationsparameter wurden dabei bereits definiert und statische Vorausberechnungen durchgeführt. Welches System oder Teilsystem optimiert werden soll, und welche statischen und dynamischen Berechnungen durchgeführt werden sollen, wird im folgenden Abschnitt diskutiert. Zusätzlich wird ein tieferer Einblick in die Methodik gewährt, wodurch die unterschiedlichen Einsatzmöglichkeiten eines oder mehrerer System-Layouts, die unterschiedlichen Strategien zur Kühlung der Aktuatoren, bis hin zu Komponenten- und Variationsparameter zur Beschreibung unterschiedlicher Layout-Topologien aufgezeigt werden.

Optimierung

Die Optimierung hat die Aufgabe, eine Kostenfunktion abhängig von Parametern zu minimieren ([60, Seite 3]). Wird ein solcher Parametersatz gefunden, spricht man von einer „optimalen“ Lösung. Konkret wird hier das Ziel verfolgt ein hydraulisches Layout zu finden, welches die beiden folgenden Zielkriterien minimiert:

- Produktionskosten
- Leistungsverbrauch

Da es sich hier um eine Optimierung mit mehr als einer Zielfunktion handelt, spricht man von einer Vektor- oder Pareto-Optimierung ([62, Seite 157]). Im Gegensatz dazu ist die Optimierung von nur einer Zielfunktion ein skalares Optimierungsproblem. Neben der Zielfunktion gibt es weitere Kriterien (Nebenbedingungen) die zwar nicht optimiert, aber eingehalten werden müssen. Eine Nebenbedingung, die in der folgenden Optimierung oft berücksichtigt werden muss, ist die maximal verfügbare elektrische Leistung des Bordnetzes.

Da für einige Variationsparameter (z.B. Pumpengröße, Ventilanzahl) nur diskrete Werte zulässig sind, ist entweder ein entsprechender Optimierungsalgorithmus zu verwenden, oder wenn möglich der vollständige Lösungsraum zu durchsuchen. Im Ausblick werden die Möglichkeiten anderer Optimierungsverfahren für diese Methodik diskutiert.

Abbildung 2.35 zeigt die unterschiedlichen Möglichkeiten der Optimierung. Dabei wird zwischen System-Layout-Optimierung und Teilsystem-Layout-Optimierung unterschieden. Dadurch wird es möglich, nur einen Teil, z.B. das Niederdruck- oder Hochdrucksystem, oder das Gesamtsystem (Hochdruck- und Niederdrucksystem) zu optimieren. Somit können Teilsysteme zu einem Gesamtsystem zusammengefasst werden, um es mit einem anderen zu vergleichen. Zusätzlich können unterschiedliche System-Layout-Varianten optimiert werden, die sich vom Aufbau des System-Layouts und der Anzahl der vorgegebenen Komponenten unterscheiden. Die Anzahl der zu optimierenden Parameter hängt von den Anforderungen an das System und vom vorgegebenen Aufbau des Systemlayouts ab. So kann es sein, dass bei einem Layout die Größe einer Komponente einen Variationsparameter darstellt und dieser in einem anderen Layout gar nicht vorhanden ist, da diese Komponenten dort nicht verwendet werden.

Der Algorithmus für die Berechnung eines hydraulischen System-Layouts ist in Abbildung 2.36 dargestellt. Die Erstellung und Kalkulation des Datenvektors und der Eingangsparameter von Abschnitt 2.4.2 ist hier nicht angeführt. Als ersten Schritt werden mittels der Eingangsparameter und des Aufbaus des System-Layouts alle möglichen Layout-Topologien berechnet. Diese werden im nächsten Schritt als erste Iterationsschleife verwendet (Index i). Daraufhin folgen alle weiteren Iterationsschleifen für die Parametervariation (Index $ji...jn$). In der untersten Ebene der Parametervariation wird ein Zähler aktiviert, welcher sich bei jeder einzelnen Iteration um den Wert eins erhöht. Anschließend wird die dynamische Simulation mittels des Datenvektors auf die aktuelle Topologie unter der Berücksichtigung der Nebenbedingungen und der aktuellen Werte der variablen Parameter durchgeführt. Da diese Simulation dynamische Systeme beinhaltet, muss für jeden Zeitschritt des Datenvektors (Index t) zu einem Eingangssignal eine zeitliche Ausgangsreaktion berechnet werden. Auf der

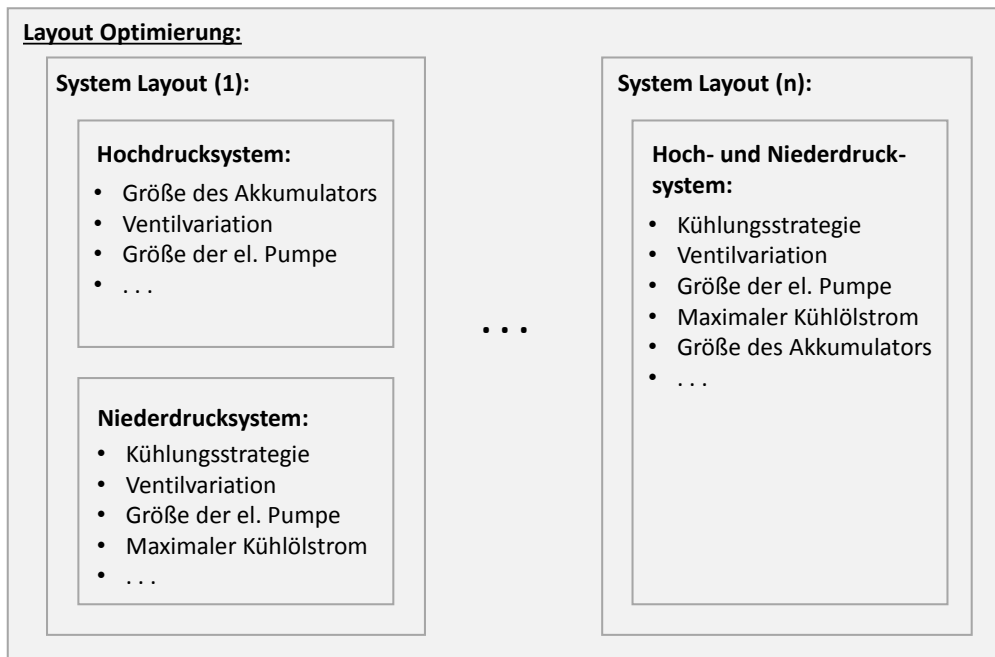


Abbildung 2.35: Es gibt unterschiedliche Möglichkeiten der Optimierung. Es wird zwischen System-Layout-Optimierung und Teilsystem-Layout-Optimierung unterschieden. Dadurch wird es möglich, nur einen Teil, z.B. das Niederdruck- oder Hochdrucksystem, oder das Gesamtsystem (Hochdruck- und Niederdrucksystem) zu optimieren.

Niederdruckseite ist dies z.B. die Berechnung der Kupplungstemperatur und auf der Hochdruckseite z.B. der Druck in einem Druckspeicher. Alle notwendigen Daten für die Auswertung und die Zustände für die dynamische Simulation werden in Datenvektoren mit dem Index t abgespeichert. Nach dem Ende einer Simulation werden die Daten, die für die Auswertung der Topologie benötigt werden (z.B. Konfiguration, Pumpengröße, Leistungsbedarf, maximaler Ölfluss usw.) in einem Ergebnisvektor gespeichert. Nachdem alle Iterationen durchgeführt sind, steht eine Matrix mit den Resultaten zur Verfügung. Diese wird anschließend automatisiert ausgewertet und liefert einen Vektor mit den optimalen Layouts in tabellarischer und grafischer Form.

System Layout

System-Layouts werden verwendet, um die Anzahl an Möglichkeiten sinnvoll einzuschränken. Somit kann die Optimierung auf vorgegebene Grundstrukturen reduziert werden. Systemlayouts kommen auch der Anforderung entgegen, einen bereits bestehenden Teil des Layouts wieder zu verwenden und nur einen Teil des Layouts zu verändern oder zu erweitern. Hierzu werden im Folgenden die drei häufigsten Problemstellungen, die in der Praxis relevant sind, adressiert.

```

1: procedure OPTIMIERUNG
2:   alleToplogien = definiereTopologien(param)      ▷ alle möglichen Topologien
3:   SimZähler = 0
4:   for i=1 bis AnzahlTopologien do              ▷ Iteration aller Topologien
5:     for j=1 bis AnzahlVariationsParameter do    ▷ Iteration aller Varianten
6:       SimZähler = SimZähler + 1
7:       for t=0 bis LengthOfSimulationDataSet Step  $\Delta t$  do
8:         ▷ Dynamische Berechnung der Systemgrößen:
9:         SimResultat(t) = SimulationsSchritt( t, $\Delta t$ ,param(i,j) )
10:      next t
11:      ▷ Berechnung des Ergebnisvektors
12:      Ergebnis(SimZähler).elPumpeGroesse = mean(elPumpeÖlleistung)
13:      ...
14:    next Variation
15:  next Topology
16:  Auswertung = Evaluierung(Ergebnis)
17:  Darstellung(Auswertung)                        ▷ Darstellung der Ergebnisse

```

Abbildung 2.36: *Beispielalgorithmus für die Berechnung von unterschiedlichen Hydrauliklayoutkonfigurationen. Er zeigt, dass zuerst alle möglichen Layouttopologien berechnet werden. Anschließend wird für jede dieser Topologien die dynamische Berechnung durchgeführt und notwendige Daten für die Auswertung abgespeichert. Nachdem alle Topologien berechnet wurden, werden die gespeicherten Daten ausgewertet und die Auswertung grafisch dargestellt.*

Fall 1 - Auftrennung von Hochdruck- und Niederdruckkreislauf: Ein klassischer Ansatz bei modernen hydraulischen Layouts ist die Aufspaltung von Hochdruck- und Niederdruckkreislauf (siehe Abschnitt 2.1.2), um die Effizienz des Systems zu erhöhen. Hierfür ist es zweckmäßig, die Optimierungsaufgabe in zwei unabhängige, getrennte Teile aufzuspalten (siehe Abbildung 2.35), da nicht nur die Druckniveaus, sondern auch die Anforderungen der Teilsysteme unterschiedlich sind. Die Ergebnisse beider werden bei der Auswertung zusammengeführt.

Fall 2 - Auswahl der Größe der Pumpe: Dieser Fall beinhaltet die im Abschnitt 2.1.2 gezeigte Erweiterung einer konventionellen Hydraulik um eine elektrische Pumpe (siehe Abbildung 2.3). Hier muss das System dieselben Anforderungen wie die alte Hydraulik erfüllen, jedoch einen höheren Wirkungsgrad durch die zusätzliche elektrische Pumpe erreichen. Die Grundstruktur des Layouts ist hierbei bis auf die Größe der Pumpen bereits fixiert. Hierbei wird die optimale Größe beider Pumpen ermittelt.

Fall 3 - Auswahl Arbeitsdrucksystem: Dieser Fall untersucht zwei Möglichkeiten der Ausführung für die Bereitstellung des Arbeitsdrucks für den Hochdruckkreislauf. In der Abbildung 2.37 ist ein klassisches System, wie es bei vielen konventionellen Getrieben eingesetzt wird, dargestellt. Es besteht aus einer elektrischen Pumpe, einem

Überdruckventil, einem Arbeitsdruckregelventil mit Druckregelschieber und optional mit einem kleinen Druckspeicher. Zusätzlich hat dieses System einen Verbraucherkreis mit einem Kupplungsdruckregelventil und einem Aktuator (Kupplung). Ziel für dieses System ist es die ideale Größe der elektrischen Pumpe zu finden, da der Rest des Systems bereits definiert ist.

In der Abbildung 2.38 ist ein System mit einer elektrischen Pumpe, einem großen Druckspeicher, einem Überdruckventil und demselben Verbraucherkreis wie beim vorherigen System dargestellt. Ziel für dieses ist es die ideale Größe und den idealen Arbeitsdruckbereich für den Druckspeicher und die ideale Größe der elektrischen Pumpe zu finden. Im Unterschied zum ersten arbeitet der Druckspeicher immer über dem maximal notwendigen Systemdruck. Das erste System passt diesen an die maximalen Anforderungen der Kupplung an. Somit hat das erste System meist ein niedrigeres Druckniveau als das zweite, was normalerweise auf einen niedrigeren Leistungsverbrauch schließen lässt. Dadurch, dass die Pumpe von System zwei im Gegensatz zum ersten nicht dauerhaft in Betrieb ist, kann sich abhängig von den Anforderungen aber demnach ein niedrigerer Leistungsverbrauch einstellen. Der Unterschied dieser zwei Layouts besteht somit sowohl im Aufbau des Layouts als auch in der Anzahl der Variationsparameter. Die Eingangsparameter und Lastfälle sind für beide dieselben. Es entstehen spezifisch, durch unterschiedliche Komponenten und das andere Druckniveau, unterschiedliche Öl und Druckanforderungen. So erhöhen sich z.B. die Leckölverluste mit der Erhöhung des Drucks. Wie bereits bei Fall 1 können die Ergebnisse beider Systeme bei der Auswertung gegenübergestellt und bewertet werden.

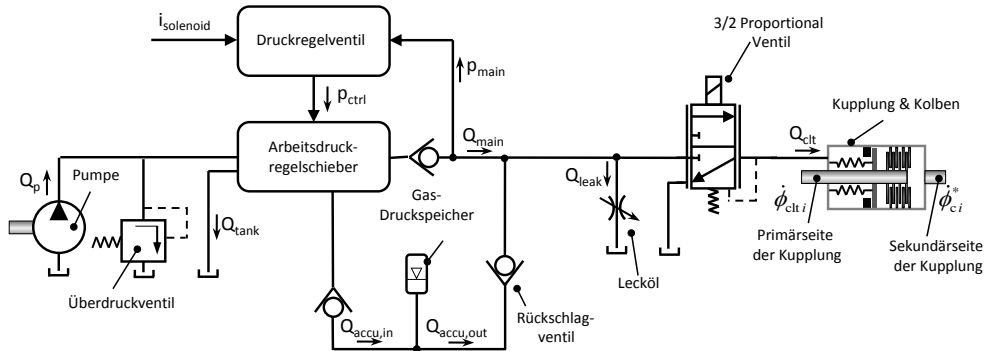


Abbildung 2.37: Hochdrucksystem mit Arbeitsdruckregelschieber und einer Kupplung als Verbraucher. Das Arbeitsdrucksystem besteht aus einer elektrischen Pumpe, einem Überdruckventil, einem Arbeitsdruckregelschieber inkl. Druckregelventil. Der Arbeitsdruckregelschieber hat die Aufgabe den Ölfluss nach der Priorität zu steuern (1. Versorgung Hochdrucksystem, 2. Befüllung des Gasdruckspeichers, 3. Rückfluss zum Tank). Die Kupplung besitzt einen hydraulischen Kolben und wird mit einem 3/2-Proportionalventil angesteuert.

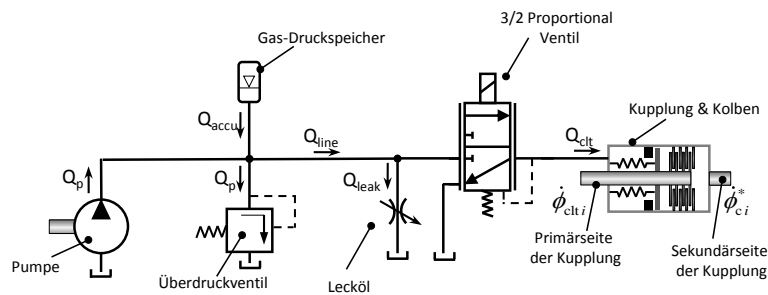


Abbildung 2.38: Hochdrucksystem mit großem Druckspeicher und einer Kupplung als Verbraucher. Das hydraulische System besteht aus einer elektrischen Pumpe, einem Gasdruckspeicher, einem Überdruckventil, einem Druckregelventil zur Regelung des Kupplungsdrucks, einer hydraulischen Leitung und einer hydraulisch betätigten Kupplung inkl. Kupplungskolben.

Komponenten und Variationsparameter

Neben den bereits beschriebenen Variationsparametern wie der Größe von Pumpen oder eines Druckspeichers, können Komponenten wie die Anzahl der Ventile oder das System der Bereitstellung des Arbeitsdrucks im Hochdruckkreislauf einen Variationsparameter darstellen. Dies wurde bereits in der Abbildung 2.36 und der dazugehörigen Erörterung beschrieben. Hier soll nun der Einfluss von unterschiedlichen Komponenten sowie die Anzahl und Verbindung dieser im Layout betrachtet werden. Zur vereinfachten Darstellung wird auf ein Anwendungsbeispiel zurückgegriffen.

Wie aus Abschnitt 2.2 bekannt, gibt es unterschiedliche Anforderungen für die Kühlung und Schmierung von Komponenten. Diese können kontinuierlich, zyklisch oder ereignis-basiert sein. Zusätzlich unterscheiden sie sich in Dauer und Betrag des Ölbedarfs. Nachdem die Anforderungen der einzelnen Komponenten sehr unterschiedlich sind und all diese erfüllt werden müssen, gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Fünf dieser Möglichkeiten sind:

- a.) nicht regelbare Ölversorgung mit Priorisierung
- b.) regelbare Ölversorgung mit Priorisierung
- c.) regelbare Ölversorgung mit Drosseln (als Blenden ausgeführt)
- d.) regelbare Ölversorgung mit Volumenstromregelventil
- e.) regelbare Ölversorgung mit Wegeventilen

Zu a.): Diese Variante wird in konventionellen Getrieben eingesetzt (siehe Abbildung 2.56), wobei die Ölversorgung durch eine mechanische Pumpe getätigt wird. Die zur Verfügung stehende Ölmenge für die Kühlung und Schmierung hängt vom aktuellen Bedarf des Hochdruckkreislaufs und der Getriebeeingangsdrehzahl ab. Der Hochdruckkreislauf hat in diesem Fall Priorität gegenüber dem Niederdruckkreislauf. Zusätzlich kann eine weitere Priorisierung für die Kühlung vor der Schmierung eingeführt werden (siehe Abschnitt 2.3.2 bzw. [36]).

Zu b.): Diese Variante unterscheidet sich von der vorherigen indem die Pumpe regelbar

ist und die geförderte Ölmenge angepasst werden kann. Der Vorteil ist, dass nur die geforderte Ölmenge durch die Pumpe geliefert werden muss.

Zu c.): Im Vergleich zu Variante b.) wird hier keine Priorisierung nach Bedarf durchgeführt. Die Höhe der Ölmenge für jede Komponente ist mit der von der Pumpe gewünschten Ölmenge und Blendengröße definiert. Diese Variante hat gegenüber der vorgehenden den Vorteil niedrigerer Kosten, der höhere Leistungsverbrauch ist ein deutlicher Nachteil. Die Ausführung wird mit einer Blende und nicht mit einer Drossel durchgeführt, da die Blende gegenüber der Drossel fast keine Temperaturabhängigkeit besitzt.

Zu d.): Bei dieser Variante können, wenn für jede Komponente ein Volumenstromregelventil eingebaut wird, die gewünschten Anforderungen der Komponenten exakt erfüllt werden. Diese Variante hat einen sehr niedrigen Leistungsverbrauch, jedoch hohe Kosten.

Zu e.): Im Vergleich zur vorherigen Variante kann zwar der Volumenstrom nicht exakt gesteuert werden, jedoch kann mit dieser Variante, da viele Anforderungen nicht zur selben Zeit auftreten, ein sehr niedriger Leistungsverbrauch erreicht werden. Zusätzlich sind die Kosten von einem Wegeventil geringer als die von einem Volumenstromregelventil.

Die Varianten a.), b.) und c.) werden bereits aktuell in Automatikgetrieben eingesetzt. Um den kleinstmöglichen Leistungsverbrauch zu erhalten, sind die Varianten d.) und e.) gegenüber den anderen im Vorteil. Da Variante e.) gegenüber d.) einen Kostenvorteil hat, wird diese im Folgenden näher betrachtet. Für die Optimierung stellt sich zusätzlich die Frage, ob es notwendig ist, jeden Verbraucher mit einem eigenen Wegeventil zu steuern oder ob es hinsichtlich der Zielkriterien (Produktionskosten und Leistungsverbrauch) eine oder mehrere andere optimale Lösungen mit einer geringeren Anzahl an Wegeventilen gibt.

In Abbildung 2.39 ist ein Beispiel für die Variante b.) dargestellt. Kupplung K1 und Kupplung K2 sind zwei Verbraucher, wobei Kupplung K1 eine aktuelle Anforderung von 2 l/min und Kupplung K2 keine Anforderung hat. Bei einer Aufteilung von 50 % auf beide Pfade, müsste die Pumpe somit 4 l/min fördern. Dies führt zu einem erhöhten Energieverbrauch, da 2l/min zusätzlich gefördert werden müssen.

In der Abbildung 2.29 sind zwei unterschiedliche Wegeventile dargestellt. Im Vergleich sind die Kosten für ein 3/3-Ventil geringer als die von zwei 2/2-Ventilen. Jedoch hat dieses Ventil den Nachteil, dass immer nur ein Ausgang zum Eingang durchgeschaltet werden kann.

In Abbildung 2.40 ist ein Beispiel mit zwei 2/2-Wegeventilen dargestellt. Hier kann die geforderte Menge exakt durch die elektrische Pumpe und das Ansteuern der Ventile bereitgestellt werden. Es wird somit keine unnötige Energie verbraucht. Hinzu kommt der zusätzliche Energieverbrauch durch die Ansteuerung des Ventils und die erhöhten Kosten der zusätzlich benötigten Komponenten.

In Abbildung 2.41 ist ein Beispiel mit einem 3/3-Wegeventil dargestellt. Hier kann die geforderte Menge exakt durch die elektrische Pumpe und das Ansteuern des Ventils bereitgestellt werden. Es wird somit keine unnötige Energie aufgewendet. Hinzu kommt jedoch der zusätzliche Energieverbrauch durch die Ansteuerung des Ventils und die erhöhten Kosten der zusätzlich benötigten Komponente.

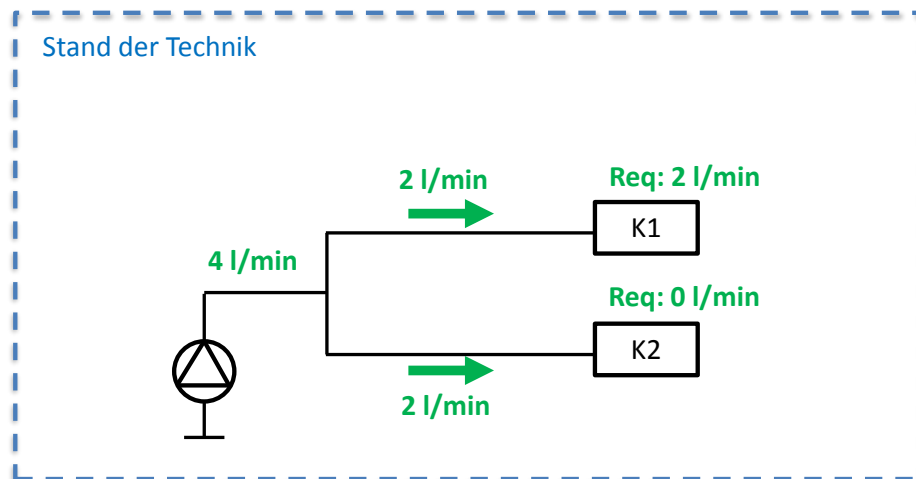


Abbildung 2.39: Zwei Verbraucher sind direkt über eine elektrische Pumpe versorgt. Die Abbildung zeigt, dass bei einer Ölflussanforderung von 2 l/min von der Kupplung K1 und keiner Anforderung von der Kupplung K2, die elektrische Pumpe bei einer gleichmäßigen Aufteilung auf beide Kupplungen 4 l/min fördern muss.

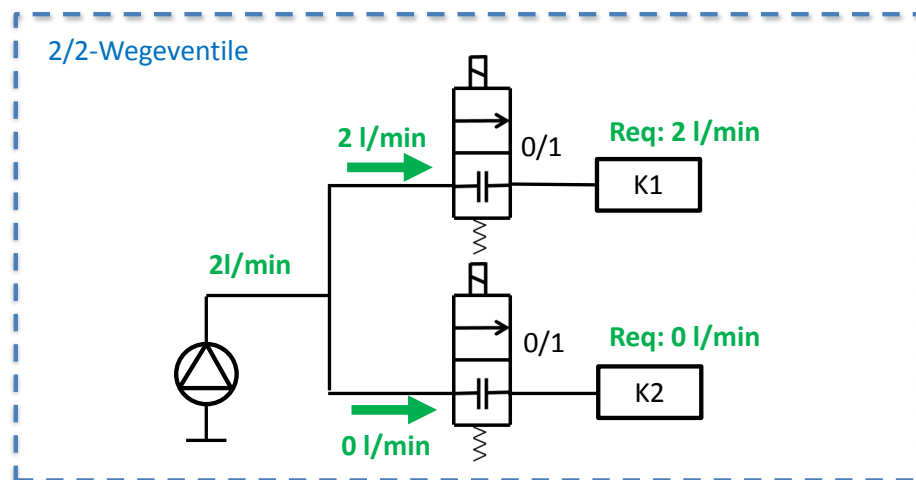


Abbildung 2.40: Zwei Verbraucher sind über eine elektrische Pumpe und zwei 2/2-Wegeventile versorgt. Die Abbildung zeigt, dass bei einer Ölflussanforderung von 2 l/min von der Kupplung K1 und keiner Anforderung von der Kupplung K2, die elektrische Pumpe durch die Steuerung des Ölflusses mit dem 2/2-Wegeventilen nur die geforderten 2 l/min der Kupplung K1 fördern muss.

Die Anzahl an unterschiedlichen Layouts mit den möglichen Ventilkonfigurationen (in

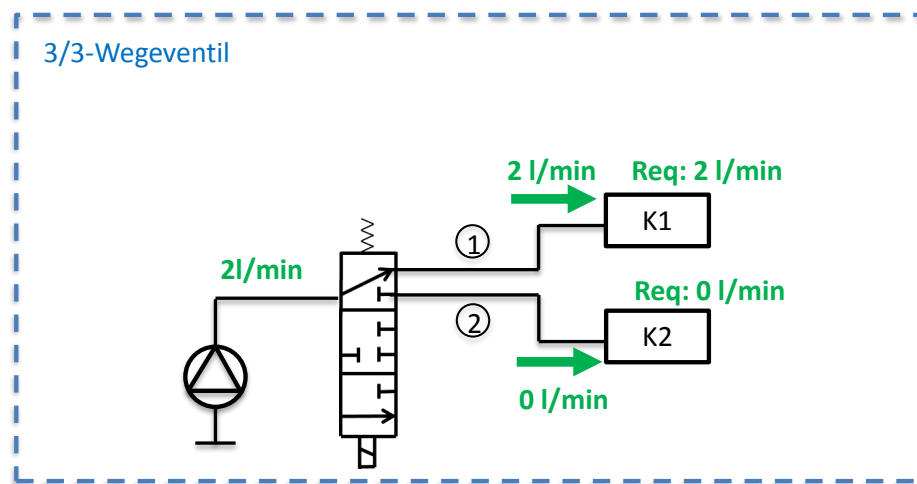


Abbildung 2.41: Zwei Verbraucher sind über eine elektrische Pumpe und ein 3/3-Wegeventil versorgt. Die Abbildung zeigt, dass bei einer Ölflussanforderung von 2 l/min von der Kupplung K1 und keiner Anforderung von der Kupplung K2, die elektrische Pumpe durch die Steuerung des Ölflusses mit dem 3/3-Wegeventilen nur die geforderten 2 l/min der Kupplung K1 fördern muss.

einer Ebene) ergibt sich mit der Anzahl an Verbrauchern N_{con} mit

$$N_{con} = \sum_{i=0}^{\lfloor \frac{N_{clu}}{2} \rfloor} N_{clu} + 1 - 2 \cdot i. \quad (2.17)$$

In der Abbildung 2.42 sind die möglichen Konfigurationen für zwei Verbraucher dargestellt. Zusätzlich zu der Ventilkonfiguration ergibt sich die Möglichkeit der Zuweisung der Verbraucher zu den Ausgängen der Ventile, die die Anzahl der Gesamtkonfigurationen weiter erhöht (siehe Nummer 6 und 7 in der Abbildung 2.42).

Die Anzahl an möglichen Konfigurationen steigt mit der Anzahl an Verbrauchern. So ergeben sich nach Formel 2.17 mit drei Verbrauchern 44 und mit vier Verbrauchern 308 unterschiedlich mögliche Layoutkonfigurationen.

Kühlstrategien

In Abschnitt 2.2.3 wurden bereits Anforderungen für die Kühlung und Schmierung von Bauteilen im Getriebe definiert (Volumenstrom für die Schmierung). Der Volumenstrom für die Kühlung der Kupplungen jedoch noch nicht, da diese vom Wärmeintrag und dem Kupplungsstatus abhängt. Für die Umsetzung der Anforderungen gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, die einerseits von der Wahl des hydraulischen Layouts und seiner Komponenten abhängen und andererseits von der Steuerung, die mittels geeigneter Softwarealgorithmen umgesetzt wird. In Abschnitt 2.3.1 wurde ein Modell präsentiert, das die Kupplungstemperatur abhängig von der Geometrie der

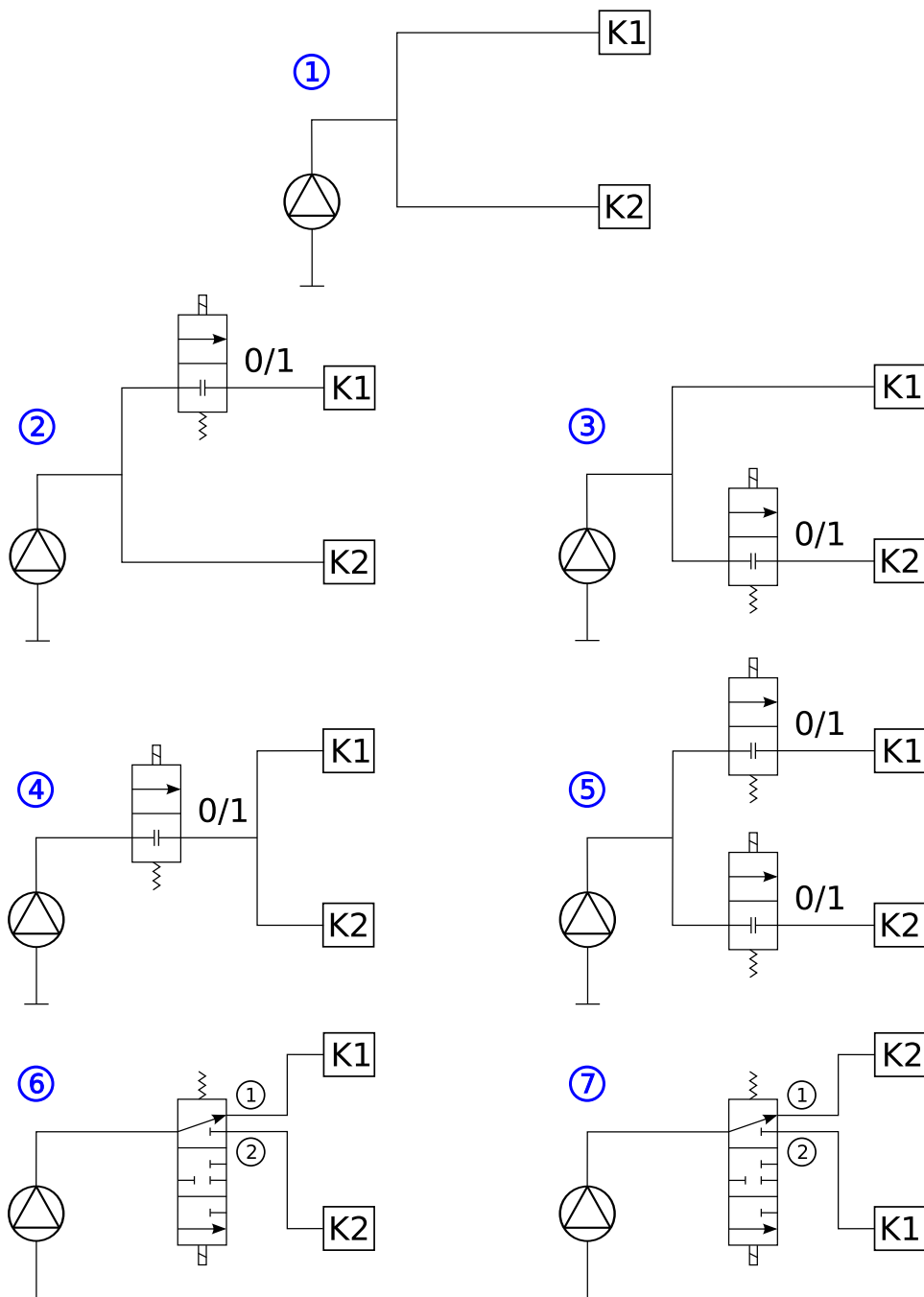


Abbildung 2.42: Die Abbildung zeigt sieben unterschiedliche Topologievarianten unter der Verwendung von maximal zwei 2/2-Ventilen und einem 3/3-Ventil für zwei Verbraucher (Kupplung K1 und K2).

Kupplung, sowie des Wärmeeintrags und des Kühllöstroms zeigt. Abhängig vom zur Verfügung stehenden maximalen Kühllöstrom ergeben sich unterschiedlich hohe maximale Temperaturen. Überschreitet die Temperatur die aus den Anforderungen definierte maximal zulässige Temperatur, wird diese Konfiguration ungültig gesetzt und

später bei der Auswahl der besten Konfiguration nicht berücksichtigt. Im Folgenden sollen nun alle Anforderung der Kühlung und Schmierung zusammengefasst und die Möglichkeiten der Umsetzung diskutiert werden.

Die Summe der Anforderung an die gewünschte Ölmenge Q_{sum} ergibt sich aus

$$Q_{sum} = Q_{SRs} + \sum_{n=1}^i Q_{SAk,n} + \sum_{n=1}^i Q_{KAk,n} \quad (2.18)$$

Q_{SRs} ist die Anforderung an die Schmierung des Radsatzes, die kontinuierlich gefordert wird. $Q_{SAk,n}$ sind Anforderungen der einzelnen Kupplungen an die Schmierung, die zyklisch bzw. bei Bedarf durchgeführt werden und $Q_{KAk,n}$ sind die Anforderungen der Kupplungen für die Kühlung, die nur bei Bedarf durchgeführt werden. Abbildung 2.43 zeigt in den ersten zwei Diagrammen als Beispiel die Anforderungen von zwei Kupplungen (K1 und K2). Ausgangspunkt dieser Betrachtung ist ein vollständig steuerbares System (Nummer 5 in Abbildung 2.42).

Für die Kupplung K1 ist eine Ölmengeanforderung für die Kühlung der Kupplung (K1 schlupfend) und zwei Anforderungen für die Schmierung der Kupplung (K1 offen) zu sehen. Die Kupplung K2 hat nur eine Ölmengeanforderung für die Kühlung der Kupplung (K2 schlupfend). In den unteren drei Diagrammen sind unterschiedliche Strategien für die Erfüllung der Anforderungen von Kupplung K1 und Kupplung K2 dargestellt. In der Variante 1 ist keine Überlappung von zwei Anforderungen von schlupfenden Kupplungen zur selben Zeit erlaubt. Diese Variante könnte implementiert werden, um den maximalen Ölfluss zu minimieren, da die Ölmenge zur Kühlung einer Kupplung viel höher ist als eine Anforderung zur Schmierung. Variante 2 lässt alle Überlappungen zu. Hier muss jedoch die Pumpe so groß ausgelegt werden, dass notfalls beide Anforderungen erfüllt werden können. In der Variante 3 sind gar keine Überlappungen erlaubt. Es wird immer nur eine Anforderung zu einer Zeit ausgeführt. Diese Variante hat den Vorteil, dass nur die genau angeforderte Ölmenge bereitgestellt wird und dadurch der Leistungsverbrauch der Pumpe minimiert wird. Durch die niedrigeren Ölmenge muss ein niedrigerer Druck bereitgestellt werden. Dies wirkt sich zusätzlich positiv auf den Leistungsverbrauch aus. Negativ ist die mögliche Verzögerung von Anforderungen. Das kann sich negativ auf die Systemverfügbarkeit (z.B. hohe Kupplungstemperatur) und Lebensdauer auswirken. Hier ist eine Priorisierung der Anforderungen notwendig, um diese Einschränkungen zu mildern. In den Varianten 1 und 2, wo gleichzeitige Anforderungen möglich sind, können diese Nachteile vermieden werden, jedoch mit Einbußen hinsichtlich des Leistungsverbrauchs und mit einer größeren Pumpe.

Welche Strategie hier gewählt wird, obliegt den Anforderungen und dem Entwickler. Zusätzlich besteht die Möglichkeit des Vergleichs der unterschiedlichen Strategien hinsichtlich des Leistungsverbrauchs jeder Variante, oder das einbeziehen in die Optimierung.

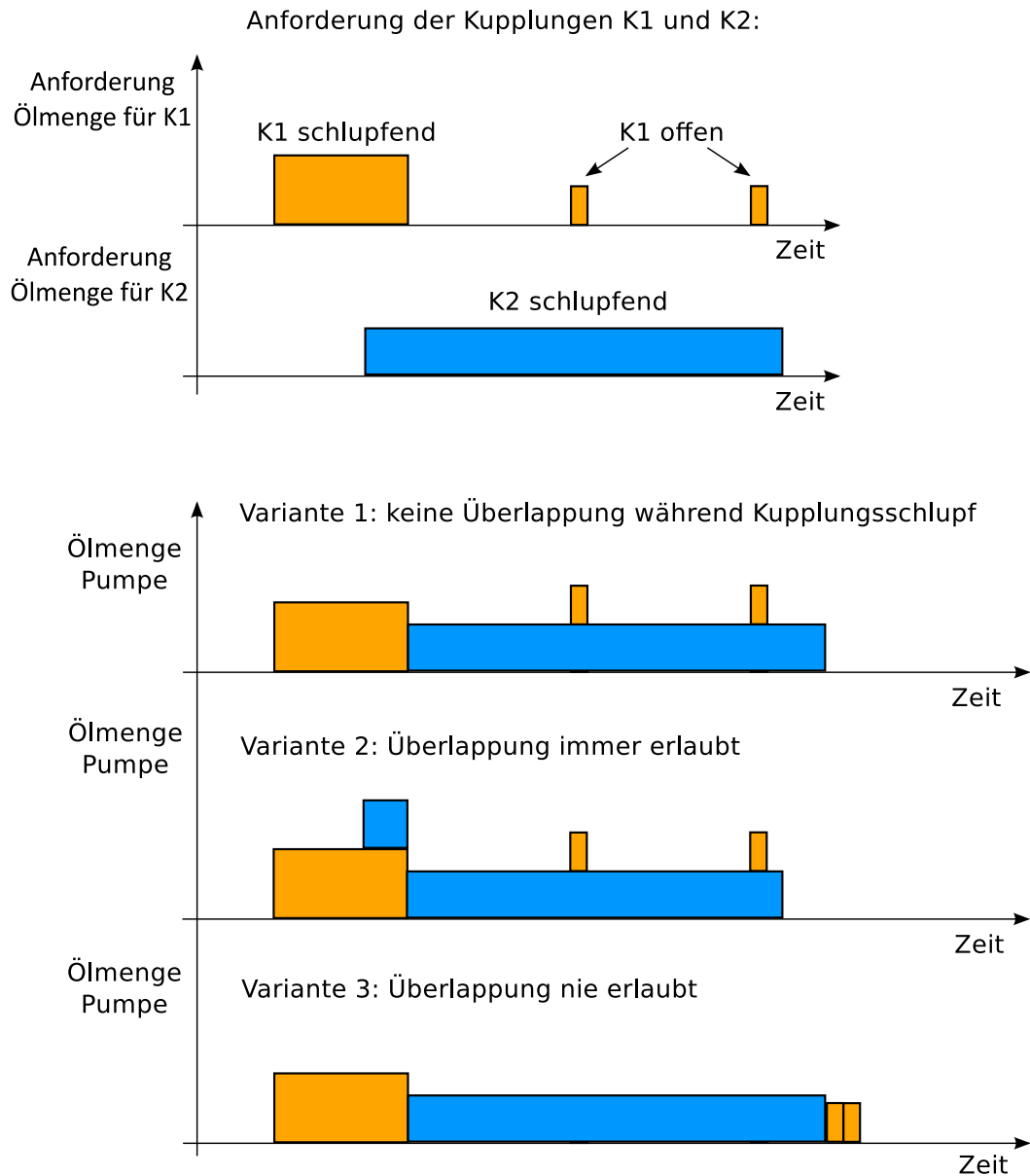


Abbildung 2.43: Vergleich von drei unterschiedlichen Kühlölstrategien mit den Ölmengeanforderungen von der Kupplung 1 und Kupplungs 2 (Grafiken ein uns zwei von oben). Die erste Variante (Grafik drei von oben) lässt während eines Reibeintrags in die Kupplung keine anderen Ölanforderungen zu. Die zweite Variante (Grafik vier von oben) lässt jederzeit zusätzliche Anforderungen zu und die dritte Variante (Grafik ganz unten) lässt nie eine Überlappung der Anforderungen zu.

Ausschlusskriterien

Ausschlusskriterien werden definiert um:

- den Anforderungen entsprechende Lösungen in die Auswertung aufzunehmen
- die Berechnung bei Verletzung dieser vorzeitig abubrechen (Reduktion der

Rechenzeit)

Durch den Abbruch der Berechnung kann die Dauer der Optimierung verkürzt werden, da ungültige Varianten nicht bis zum Ende gerechnet werden müssen. Beispiele für Ausschlusskriterien sind:

- der geforderte Arbeitsdruck kann nicht erreicht werden
- die notwendige Ölmenge für die Kühlung kann nicht von der Pumpe bereitgestellt werden
- die Dynamik des System ist den Anforderung entsprechend zu langsam
- die maximale Leistung des E-Motors wird überschritten

Auswertung und Ergebnis

In den vorherigen Abschnitten wurde die Datenaufbereitung und Berechnung von möglichen Varianten und der Ausschlusskriterien beschrieben. Je nachdem welcher Optimierungsalgorithmus eingesetzt wird, ist die Auswertung bereits nach jeder Simulation, falls diese sich innerhalb der Ausschlusskriterien befinden oder nach der Simulation aller, durchzuführen. In Abschnitt 2.4.3 Optimierung wird auf die unterschiedlichen Optimierungsformen näher eingegangen. Wichtig für die Auswertung der unterschiedlichen Konfigurationen ist es, nach jeder Simulation eine Vorauswertung durchzuführen und die wichtigsten Kennzahlen zu speichern. Neben dem Aufbau des Layouts, der Anzahl und Verknüpfungen der Komponenten, werden sinnvollerweise zusätzliche notwendige Daten, wie der mittlere Leistungsverbrauch der Pumpe, der maximal benötigte Ölfluss, die Grund- und Endzustände von dynamischen Größen (z.B. Ladezustand eines Druckspeichers) gesammelt. Zusätzlich sind die Berechnung des Gesamtleistungsverbrauchs und die Kosten zu ermitteln. Abhängig vom Grundsystem werden die Kosten hier je nach Änderung berechnet. Dadurch ist ein System mit einer großen elektrischen Pumpe mit jenem mit kleiner elektrischer Pumpe und Wegeventilen einfach zu vergleichen.

In der Abbildung 2.45 ist ein Beispiel für ein Auswertungsdiagramm dargestellt. Auf der x-Achse sind das Optimierungskriterium Leistungsverbrauch und auf der y-Achse die Kosten (siehe Abschnitt 2.1.6) zu sehen. Die blauen und roten Punkte sind die unterschiedlichen Layoutvarianten. Der Unterschied zwischen den Punkten ist, dass die roten optimale Konfigurationen sind, die die blauen Punkten dominieren. Da es sich um eine Optimierung von mehr als einem Zielkriterium handelt, kann es mehr als eine optimale Lösung geben (mehr als ein Punkt ist rot). Die roten Punkte werden von keiner anderen Lösung dominiert. Es gibt keine andere Lösung die in allen Kriterien besser ist. Die blauen Punkte werden hingegen dominiert. Es gibt zumindest eine Lösung die in allen Kriterien besser ist. Die optimalen Lösungen bilden eine optimale Front, die Pareto-Front genannt wird ([62, Seite 157]).

Die Abbildung 2.44 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer Optimierung für die Kühlung und Schmierung eines Getriebes mit vier Kupplungen. Das Ergebnis beinhaltet, wie in der Pareto-Front in Abbildung 2.45 dargestellt, vier optimale Lösungen. Lösung 1 zeigt das klassische Ergebnis mit einer elektrischen Pumpe und keinen zusätzlichen Ventilen.

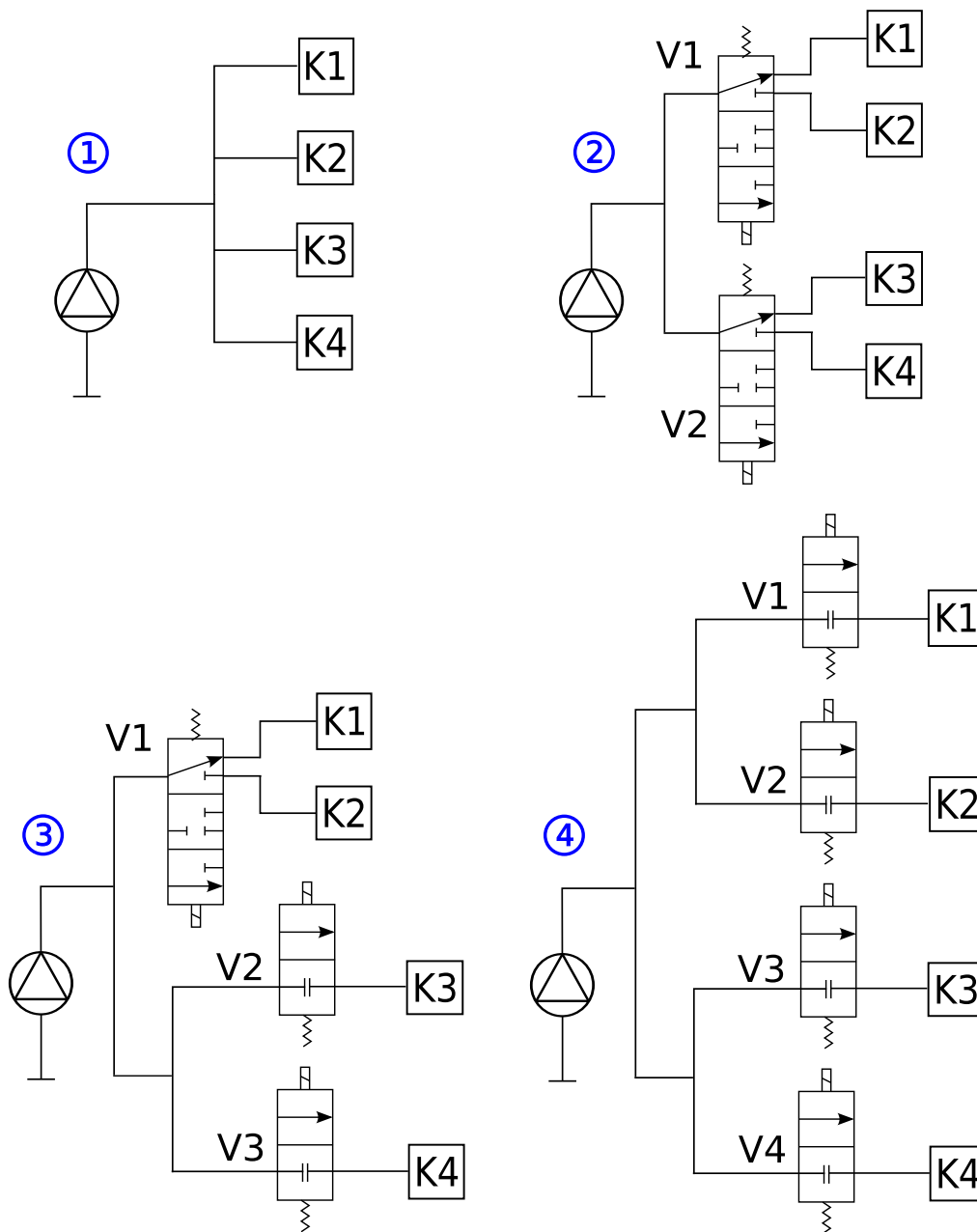


Abbildung 2.44: Beispielhaft sind vier unterschiedliche Hydrauliklayoutkonfigurationen als Ergebnis der Optimierung für die Kühlung und Schmierung von vier Kupplungen (K1, K2, K3, K4) dargestellt.

Lösung 2 hat im Gegensatz zwei 3/3-Wegeventile und Lösung 3 ein 3/3-Wegenventil und zwei 2/2-Wegeventile. Die Lösung 4 hat die maximale Anzahl an 2/2-Wegeventilen entsprechend der Anzahl an Kupplungen. Analog zur erhöhten Anzahl der Ventile erhöht sich die Anzahl an Ausgängen des Steuergeräts. Diese können einerseits direkt vom Layout abgeleitet werden bzw. ergeben sich aus den Layoutfunktionen wie z.B. der Auswahl der Kühlstrategie. Es lassen sich somit, durch die Auswahl der Layoutfunktionen und dem Ergebnis der Optimierung, zusätzliche Anforderungen an andere

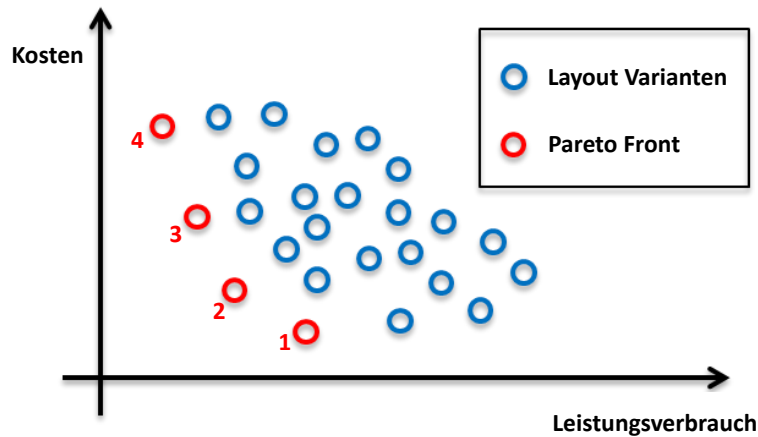


Abbildung 2.45: Die Abbildung zeigt ein Diagramm um die Ergebnisse aus der Simulation mit den Zielkriterien Leistungsverbrauch und Kosten darzustellen. Die in blau dargestellten Punkte entsprechen nicht optimalen Lösungen, hingegen sind die vier roten Punkte optimale Lösungen.

Teilsysteme wie an das Steuergerät, an die Softwarefunktionen und den Sicherheits- und Diagnosefunktionen ableiten.

2.4.4 Dynamische Beurteilung

Das Ziel der dynamischen Beurteilung ist die Überprüfung und die Erweiterung bzw. die detaillierte Spezifizierung des Konzepts. Hierzu können die gängigen Methoden wie die Simulation, der Aufbau und die Überprüfung eines Prototyps am Prüfstand oder im Fahrzeug angewendet werden (Abbildung 2.46). Da der Aufbau eines Prototyps sehr kostspielig ist, wird mittlerweile die Simulation als erster Schritt bevorzugt und erst anschließend ein Prototyp aufgebaut. Für die Simulation der Hydraulik gibt es bewährte Softwarewerkzeuge wie LMS-Amesim[71], Matlab[43] oder Automation Studio[42].

In der Simulation werden zusätzlich alle bis dato in der Auslegung nicht berücksichtigten dynamischen Effekte überprüft. Klassische Tests sind:

- die Überprüfung der Füllzeiten von Kupplungen
- die Stabilität des Arbeitsdrucks
- Temperatureinflüsse
- Reaktionszeiten von Aktuatoren

Treten z.B. Schwingungen auf, können Dämpfungselemente wie Drosseln (Blenden) eingebaut werden, um diese zu verringern. Nachdem jede Simulation nur so gut wie die vorhandenen Modelle ist, ist es notwendig, ein Prototypensystem aufzubauen und die dort generierten Messdaten und Ergebnisse in die Simulation einfließen zu lassen.

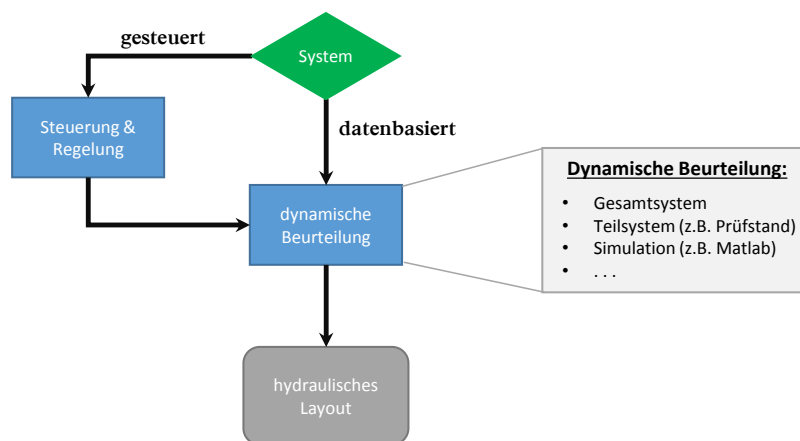


Abbildung 2.46: Die dynamische Simulation kann datenbasiert oder mit Steuerungs- und Regelungsfunktionen durchgeführt werden. Hierfür muss ein dynamisches Modell aufgebaut werden.

In der Abbildung 2.47 ist zu sehen, dass die Simulation entweder gesteuert (offener Kreislauf) oder geregelt (geschlossener Kreislauf) durchgeführt werden kann. Für den gesteuerten Ansatz können die bereits schon bei der Layoutoptimierung benützten Datensätze aus Messungen oder anderen Anforderungsprofilen verwendet werden. Der Aufwand der Überprüfung eines geschlossenen Kreislaufes ist natürlich höher als die des offenen, jedoch bietet diese Methode einige Vorteile. Diese sind:

- Ansteuerung der Aktuatoren wie im realen Betrieb
- Überprüfung von Steuerungs- und Regelfunktionen mittels eines realitätsnahen Modells
- Verifizierung von Regelkonzepten

Beispiele hierfür sind die Kupplungs- oder Arbeitsdruckregelung, die Betätigung von Aktuatoren oder die Überprüfung von Kühlstrategien. Im Abschnitt 2.5 wird auf den Einfluss von Steuerungs- und Regelungssystem auf ein elektro-hydraulisches System näher eingegangen. Beide Varianten sind für die dynamische Beurteilung von Vorteil und sollten deshalb auch in jeder Entwicklung durchgeführt werden.

2.4.5 Vor- und Nachteile der Methodik

Die Vor- und Nachteile der präsentierten Methodik sollen nochmals zusammenfassend gezeigt werden.

Vorteile:

- Der Einfluss von Expertenwissen wird durch die modellbasierte Methodik reduziert. Es wird vorwiegend auf Daten zugegriffen, welche bereits von Herstellern vorhanden sind oder durch einfache Berechnungen erstellt werden können. Diese bieten den Vorteil, Unsicherheiten verursacht durch Annahmen zu reduzieren.

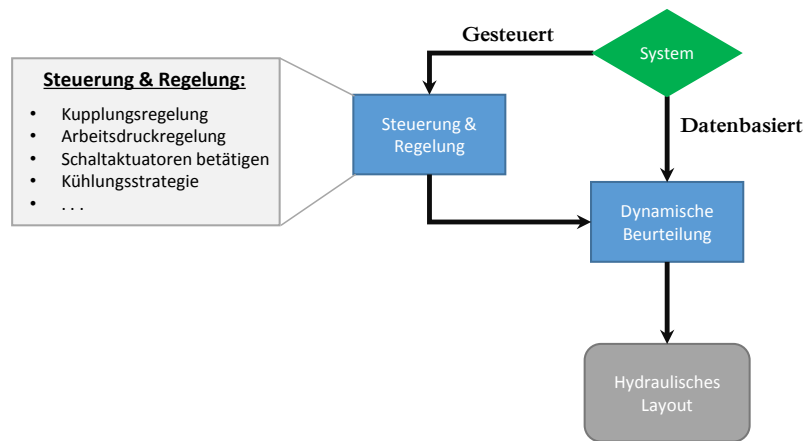


Abbildung 2.47: Die Software dient als Baustein für die Hardware und die Möglichkeit der Verwendung von Steuerungs- und Regelungsfunktionen.

- Das Ergebnis der Methodik sind ein oder mehrere optimale Layouts.
- Die Dimensionierung der Komponenten wie z.B. die Größe des Druckspeichers ist ein zusätzliches Ergebnis.
- Im Ergebnisdiagramm ist ein direkter Zusammenhang zwischen Produktionskosten und Leistungsverbrauch zu sehen. Dieses liefert somit eine Basis als Entscheidungsgrundlage für das Management.
- Durch die Berücksichtigung von unterschiedlichen Testzyklen und Fahrmanövern kann ein generisches optimales System gefunden werden.
- Die Methodik kann für bereits vorhandene, aber auch für die vollständige Neuentwicklung eines System verwendet werden.
- Die Berücksichtigung von intelligenten Softwarefunktionen (z.B. Kühlstrategie) kann die Komplexität des mechanischen Systems reduzieren (siehe Abschnitt 2.5) und ein System den Anforderungen entsprechend umgesetzt werden.
- Die Berücksichtigung von wichtigen dynamischen Funktionen einer Hydraulik in der Optimierung erhöht deren Reifegrad, bevor die dynamische Beurteilung ausgeführt wird.

Nachteile:

- Zur Verifikation von einigen optimalen Konzepten kann es notwendig sein, ein Simulationsmodell mit Steuerungs- und Regelungsfunktionen zu implementieren. Dies wäre z.B. bei komplexen Kühlungsstrategien notwendig, um die Stabilität und Verfügbarkeit des Systems zu überprüfen.

In Abschnitt 2.5.4 wird ein Regelungskonzept präsentiert, das den oben genannten Nachteil der unzureichenden Stabilität und der unzureichenden Verfügbarkeit, die bei einigen hydraulischen System auftreten können, kompensiert.

2.5 Steuerung und Regelung von elektro-hydraulischen Systemen

In diesem Abschnitt wird ein Überblick über den System- und Softwareentwicklungsprozess gegeben. Anschließend wird ein kurzer Exkurs über den Einfluss unterschiedlicher Softwarearchitekturen auf das System für unterschiedliche hybride Antriebsstränge gegeben. Darauffolgend wird beschrieben, welchen Einfluss intelligente Softwarefunktionen im Vergleich zu herkömmliche Strategien hinsichtlich der Kühlung haben können.

2.5.1 Entwicklung von elektronischen Systemen und der Software

Im Abschnitt 2.1.3 wurde bereits der Entwicklungsprozess für ein mechatronisches System beschrieben und in Abschnitt 2.1.5 wurde dieser in Hardware und Software unterteilt. Der Softwareentstehungsprozess für ein elektronisches System im Detail und ist in der Abbildung 2.48 dargestellt. Wie bei mechatronischen Systemen ist die linke Seite des V-Modells der Entwicklungs- und Definitionspfad, und die rechte Seite der Validierungs- und Verifikationspfad. Der Start der Entwicklung eines solchen System ist immer die Beschreibung der Kundenanforderung und der Systemarchitektur. Bei der Parallelentwicklung von Mechanik und Elektronik und der Optimierung dieser beiden Domänen können, wie im Abschnitt 2.4.3 beschrieben, zusätzliche Anforderungen aus der Entwicklung des Gesamtsystems vom übergeordneten V-Modell abgeleitet werden.

Die Systemdefinition des elektronischen Systems ist gerade bei der Entwicklung von Getrieben ein wesentlicher Punkt, da viele OEMs Fahrzeuge in unterschiedlichen Segmenten und dadurch mit unterschiedlichen Anforderungen anbieten. Viele OEMs und Zulieferer haben aus diesem Grund mehr als nur eine Art von automatisierten Getrieben in ihrem Produktportfolio. Darüber hinaus bringt die Hybridisierung eine weitere Vergrößerung der Variantenvielfalt. Aus diesem Grund ist es wichtig, bereits bei der Systemdefinition diese zu berücksichtigen, um die Entwicklungskosten durch Wiederverwendung von bestehenden Komponenten oder Funktionen zu reduzieren und die Produktionskosten durch Gleichteile (Anzahl der selben Steuereinheiten und Softwarefunktionen) zu minimieren. Daraus folgt, dass die Auswahl einer geeigneten Steuereinheitarchitektur und der Software (SW)-Architektur zu einer wichtigen Entscheidungsfrage wird, um diese Anforderung umsetzen zu können. Bei der Verfolgung eines generischen Ansatzes in der Entwicklung einer SW-Architektur, können dadurch einfacher wiederverwendbare Softwarefunktionen entwickelt werden. Durch den höheren Aufwand auf der linken Seite des V-Modells, kann dieser durch die Wiederverwendung von Testfällen reduziert werden.

Die modellbasierte Entwicklung wie sie bereits im Abschnitt 2.1.3 angewandt wurde, ist bei der Softwareentwicklung zur Entwicklung und zum Test der entwickelten Funktionen eine gängige Methode. Des weiteren werden immer mehr, nicht nur empirische sondern auch physikalische und semi-physikalische Modelle in die Steuereinheit integriert, um eine bessere Abbildung der Wirklichkeit zu erhalten und die Qualität der Funktionen und Regelalgorithmen zu verbessern.

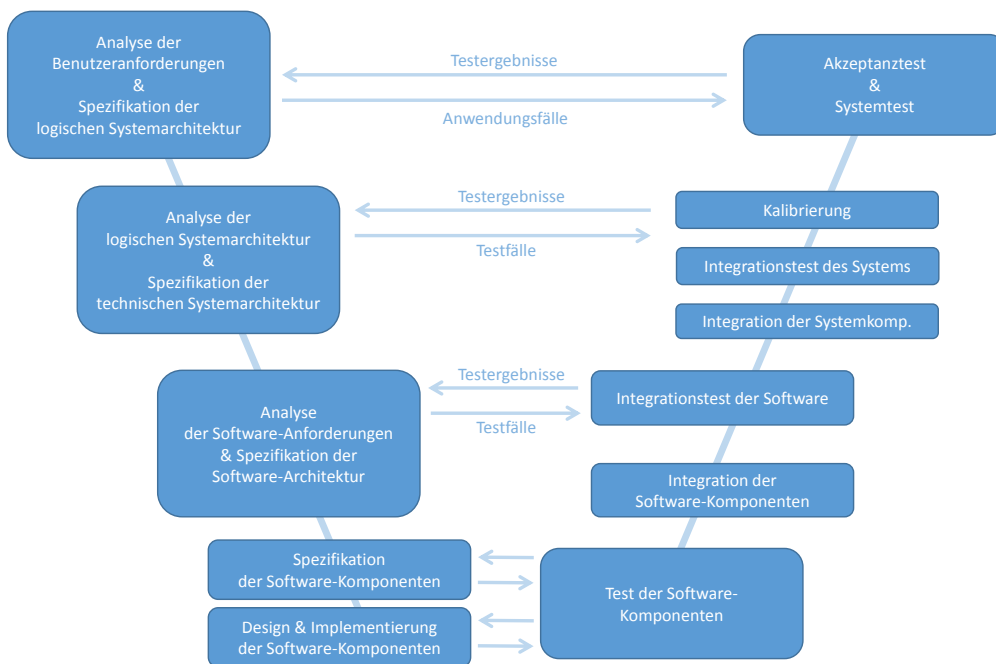


Abbildung 2.48: Übersicht über den Softwareentwicklungsprozess als V-Modell dargestellt [67, Seite 23].

2.5.2 Softwareverteilung - Generische SW-Architektur für die effiziente Antriebsstrangelektrifizierung

Wie bereits im vorherigen Abschnitt beschrieben, hängen die Entwicklungs- und Produktionskosten stark von der Wiederverwendbarkeit der Komponenten (z.B. Getriebe, Motor, Steuereinheiten, Softwarearchitektur, Softwarekomponenten, Softwarefunktionen) ab. Durch die Einführung von hybriden Antriebssträngen, der Interaktion von mindestens zwei Antriebsquellen mit dem Getriebe und einem Energiespeicher, wurde die Komplexität des Systems erhöht. Dies zeigt sich vor allem in der Anzahl an notwendigen Steuereinheiten und Softwarefunktionen. Die Verteilung von Softwarefunktionen auf einzelne Steuereinheiten und deren Wiederverwendbarkeit von bestehenden Antriebsstrangkonfigurationen, um die Kosten niedrig zu halten, wird dadurch erschwert.

Um eine effiziente Kostenreduktion zu erreichen, werden in diesem Abschnitt die folgende Fragen behandelt:

1. Hängt die Verteilung der hybriden Funktionen auf mehrere Kontrolleinheiten vom gewählten Hybridkonzept ab?
2. Wie sieht eine generische SW-Architektur für eine flexible Verteilung aus?

Diese Fragen wurden in [23] erörtert und werden nun hier zusammengefasst.

Hybridisierungskonzept eines konventionellen Antriebsstrangs

Die Wahl eines geeigneten, hybriden Antriebsstrangs hängt von den Fahrzeuganforderungen ab, hierbei ist der Kraftstoffverbrauch oft der entscheidende Faktor für dessen Spezifikation. Für spezielle Fahrzeuganwendungen bietet die Hybridisierung jedoch noch weitere Vorteile, beispielsweise geräuschloses Fahren im Militärbereich.

In den letzten Jahren wurden in großen Stückzahlen unterschiedliche Konzepte von konventionellen Antriebssträngen produziert. Die meisten Fahrzeughersteller verwenden diese Art des Antriebsstrangs als Startpunkt für die Hybridisierung (evolutionäres Konzept). Nur wenige OEM entwickeln komplett neue Lösungen (revolutionäres Konzept), da die Entwicklungskosten für eine Neuentwicklung viel höher und risikoreicher sind. Neben den höheren Entwicklungskosten führt eine Neuentwicklung zu höheren Produktionskosten, da von einem bestehenden konventionellen Antriebsstränge nur wenige Komponenten wiederverwendet werden können (Ausnahme: wenn die Stückzahl in der Produktion des neuen Getriebes sehr hoch ist).

Antriebsstrang Variante A – evolutionäres Konzept: Die elektrische Hybridisierung eines konventionellen Antriebsstrangs wird durch die Integration von zumindest einem Elektromotor umgesetzt. Um das bestehende Getriebe weiterhin verwenden zu können, wird der E-Motor an der Eingangs- oder Ausgangswelle des Getriebes, oder auf einer anderen Achse platziert. Abbildung 2.49 zeigt einen Elektromotor, der an der Eingangswelle angeordnet wurde. Bei dem abgebildeten Getriebe handelt es sich um ein DKG, wobei die Getriebeart nur als Beispiel dient. Die Verwendung einer Trennkupplung (TK) an der Eingangswelle ist bereits in Abschnitt 2.1.2 beschrieben. Die TK, die den Verbrennungsmotor und den EM trennt, ermöglicht rein elektrisches Fahren. Der größte Vorteil dieses Ansatzes ist es, dass nur ein Teil des gesamten Antriebsstrangs angepasst werden muss und daher sowohl das Getriebe als auch der Motor wiederverwendet werden können.

Durch die zusätzliche Antriebsquelle werden trotzdem oft Anpassungen wie z.B. das sogenannte „Downsizing“ der VKM (Verkleinerung der VKM) zur Verbesserung der Effizienz durchgeführt. Hierzu wird der EM zur Kompensation der geringen Motorleistung bei niedriger Drehzahl verwendet, um Kraftstoff zu sparen.

Antriebsstrang Variante B – revolutionäres Konzept: Bei der Entwicklung eines völlig neuen Getriebekonzepts, bei dem einzelne Getriebeteile wiederverwendet werden, wird mindestens ein EM verwendet. Dieser Ansatz bietet hohes Potential, um die Kosten der einzelnen Komponenten zu minimieren.

Abbildung 2.50 zeigt ein Konzept, bei dem ein DKG zu einem hybriden Getriebe abgeändert wurde. Dabei ist der EM über ein Planetengetriebe direkt mit beiden Wellen verbunden. Dieser Ansatz bietet die Möglichkeit, das Synchronisierungselement des Getriebes durch zwei Kupplungsklaue zu ersetzen und die Synchronisation der Schaltvorgänge dem EM zu überlassen. Dieses Konzept bringt einen erheblichen Kostenvorteil (ohne EM) gegenüber dem konventionellen Design.

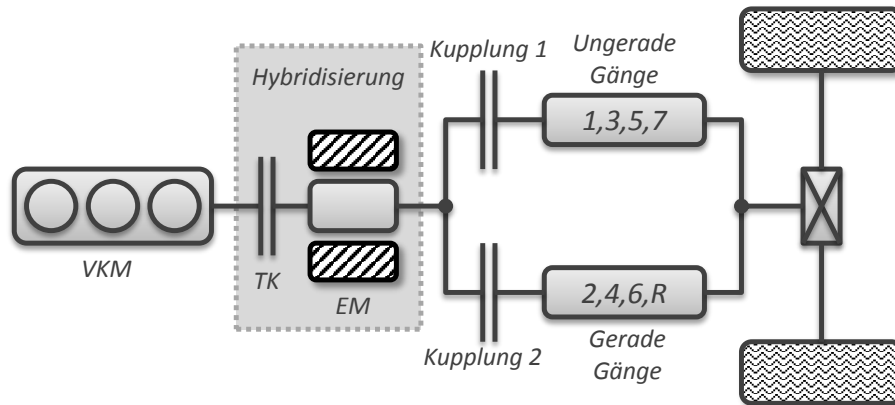


Abbildung 2.49: Das DKG wurde um einen elektrischen Motor (EM) und einer Trennkupplung (TK) zu einem P2-Hybridfahrzeug hybridisiert - Variante A (evolutionäres Konzept).

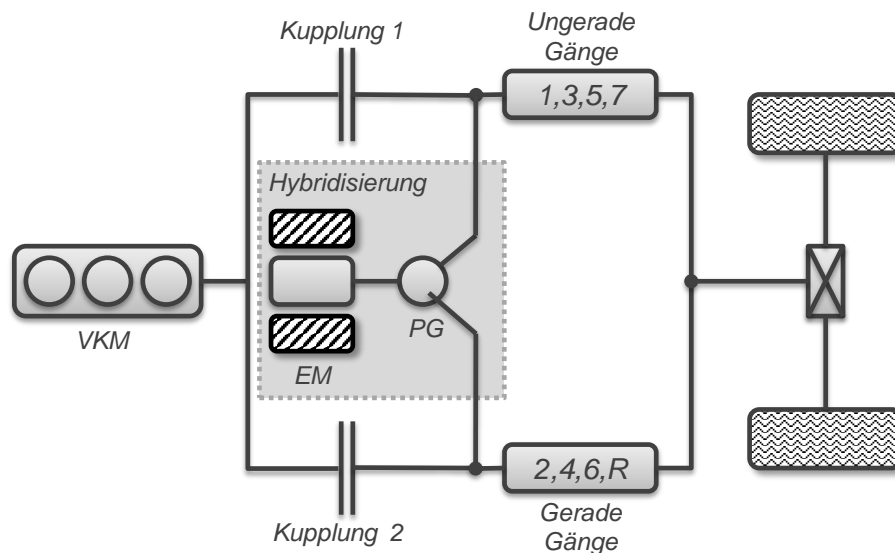


Abbildung 2.50: Ein DKG wurde dahingehend hybridisiert, dass zwischen den beiden Vorgelegewellen mit einem Planetengetriebe (PG) ein elektrischer Motor zugeschaltet werden kann. - Variante B (revolutionäres Konzept)

2.5.3 Steuereinheitarchitektur

Unter Steuereinheitarchitektur wird im Folgenden die Verbindung aller Steuereinheiten (CUs) im Antriebsstrang verstanden. Bei der Umsetzung eines hybriden Antriebsstrangs steigt die Komplexität aufgrund einer zunehmenden Anzahl an Steuereinheiten. Die verwendete Architektur hat einen großen Einfluss auf mögliche Wiederverwendbarkeit der Softwarefunktionen. Aus diesem Grund werden am Beginn der Entwicklung mögliche Architekturen analysiert.

Konventionelle Antriebsstränge: Bei einem konventionellen Antriebsstrang besitzt jede intelligente Komponente eine eigene Steuereinheit. Antriebsstränge mit manuellen Getrieben besitzen nur eine VKM-Steuereinheit (ECU), sofern keine Antriebsstrangregelung für die Fahreranforderungsberechnung verfügbar ist. Fahrervorgaben kommen von Gas- und Bremspedal, Schalthebel und bei manuellen Getrieben auch vom Kupplungspedal.

Die ECU setzt die Drehmomentanforderung des Fahrers durch die Übersetzung in eine geeignete Einspritzmenge für den Verbrennungsmotor (VKM) um. Die ECU ist darüber hinaus für das Stoppen und Starten des Verbrennungsmotors zuständig. Abbildung 2.51 zeigt eine simple Architektur eines Antriebsstrangs mit manueller Schaltung und die wichtigsten Signale.

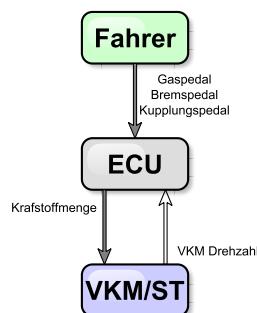


Abbildung 2.51: Steuereinheitarchitektur für ein Manuelles Getriebe (MT) mit nur einer Steuereinheit (ECU) für die Steuerung der VKM.

Automatikgetriebe (AMT, AMT, DKG) besitzen meist eine unabhängige Steuereinheit (Getriebesteuereinheit (TCU)). Fahreranforderungen werden von der ECU verarbeitet. Der Ganghebel, der den Getriebemodus bestimmt, ist aber direkt mit der TCU verbunden. Wesentliche Modi sind Vorwärts- und Rückwärtsfahrt, Neutral und der Parkmodus. Die TCU ist für Gangwechsel sowie für das Anfahren verantwortlich. Je nach spezifischer Art des Getriebes ist auch die Regelung der Kupplungen, Bremsen und Gangsteller Aufgabe der TCU.

Eine Funktion der TCU ist der Gangwechsel, der durch die Fahreranforderung und weitere Bedingungen (Fahrmodus, Kraftstoffverbrauch) vorgegeben wird. Während des Gangwechsels muss das Motordrehmoment so geregelt werden, dass ein angenehmes Fahrverhalten erreicht wird. Dafür erhält die TCU Informationen über das vorgegebene Drehmoment von der ECU und fordert ein Schaltmoment von der ECU. Um ein definiertes Schaltverhalten zu erreichen, ändert dieses Moment das vom Fahrer vorgegebene Moment während des Schaltvorgangs. Abbildung 2.52 zeigt das Setup und die zugehörigen Signale für diese Architektur.

Erweiterung zu einem hybriden Antriebsstrang: Für die Hybridisierung mit einem Elektromotor und einer Batterie sind zwei zusätzliche Steuereinheiten nötig. Die Steuereinheit des EM (E-Motor-Steuereinheit (MCU)) regelt das Moment und/oder die Geschwindigkeit des EM, das Batteriesteuergerät (BMS) bietet

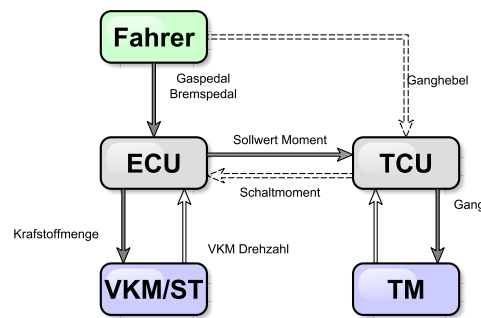


Abbildung 2.52: Steuereinheitarchitektur für ein konventionelles AT oder DKG mit einer Steuereinheit (ECU) für die Steuerung der VKM und einer Steuereinheit (TCU) für die Steuerung des Getriebes.

spezifische Informationen wie zum Beispiel den Ladezustand (Ladezustand der Batterie (SOC)) oder wichtige Limitierungen (maximale Lade-/Entladeleistung, Temperatur).

Die Hybridisierung des Antriebsstrangs bietet neue Funktionalitäten. Diese Funktionen werden Hybridfunktionen genannt. Diese können auf einer eigenen Steuereinheit (Hybrid-Steuereinheit (HCU)) eingebettet werden. Es ist aber auch möglich, diese neuen Funktionen auf bereits vorhandene Steuereinheiten zu integrieren. Prinzipiell können auf allen, im Antriebsstrang verwendeten Steuereinheiten neue Funktionen integriert werden. Um die beste Steuereinheit für neue Funktionen zu finden, müssen folgende Anforderungen erfüllt sein:

- Modularität der Softwarekomponenten, um Softwareverteilung zu ermöglichen
- Wiederverwendbarkeit von konventioneller Software/Steuereinheiten
- Wiederverwendbarkeit und Kompatibilität der Software/Steuereinheiten für unterschiedliche Antriebsstränge
- Testbarkeit der Steuereinheiten
- Austausch von Antriebsstrangkomponenten

Da der Fokus auf der Verteilung von Softwarefunktionen auf unterschiedliche Steuereinheiten liegt, werden die folgenden Punkte, die für eine endgültige Auswahl notwendig wären, nicht näher betrachtet:

- Speichergöße und Rechenleistung der Steuereinheit
- Anzahl der notwendigen Ein- und Ausgänge
- Bussystem zur Kommunikation zwischen den einzelnen Steuereinheiten
- Zeitverzögerung und unterschiedliche Zykluszeiten
- ASIL- und sicherheitsorientierte Analysen
- Diagnose

Im Folgenden werden unterschiedliche Steuereinheiten bezüglich der oben genannten Anforderungen überprüft:

BMS: Unterschiedliche Fahrzeuge besitzen unterschiedliche Anforderungen, die

beinhalten können, dass Batterien mit unterschiedlicher Größe und unterschiedlichem Typ verwendet werden können. Wenn Batterien und die zugehörige BMS nicht vom OEM selbst produziert wurden, kann die Integration von Hybridfunktionen auf dieser Steuereinheit problematisch sein, da der Zulieferer stark involviert werden muss. Aus diesem Grund ist es grundsätzlich nicht üblich, Hybridfunktionen auf dem BMS zu integrieren.

MCU: Für diese Steuereinheit gilt das gleiche wie für das BMS, deshalb wird empfohlen, keine Hybridfunktionen auf die MCU zu integrieren.

ECU: Bei konventionellen Fahrzeugen ist die ECU für die Umsetzung von Fahreranforderungen und für Start/Stop (ST) des Motors zuständig. Hybridisierung bietet die Möglichkeit für weitere ST-Methoden. Bei geringem Hybridisierungslevel, ohne dynamische Aktuatoren, ist dies eine gute Möglichkeit. Das gilt zusätzlich für manuelle und Automatikgetriebe, da hier immer eine ECU verfügbar ist. Bei höheren Hybridisierungsstufen, bei denen weitere Aktuatoren (Trennkupplungen) geregelt werden müssen, fordert die Integration von Hybridfunktionen jedoch eine größere Kapazität der Steuereinheit, bezüglich Speichergröße und Rechenleistung. OEM bieten oft Lösungen für mehrere Treibstoffvarianten an. Dies bedeutet, dass Hybridfunktionen auf mehreren unterschiedliche CUs integriert werden müssen. Für Konzepte wie Variante B (siehe Abbildung 2.50), bei der sich der Elektromotor innerhalb des Getriebes befindet und der E-Motor für Basisfunktionen notwendig ist, ist die Integration von zusätzlichen Hybridfunktionen auf der ECU nicht geeignet.

TCU: Die Getriebesteuerung ist für die Änderung des Übersetzungsverhältnisses, bei resultierendem guten Fahrverhalten (Anfahren, Gangwechsel) verantwortlich. Bei quasi stationären Bedingungen wählt die TCU den besten Gang mit dem geringsten Kraftstoffverbrauch unter Berücksichtigung der Dynamik der VKM aus. Wenn weitere Antriebsquellen zur Verfügung stehen, ist eine anspruchsvollere Strategie für die Wahl des geeigneten Ganges notwendig, um den besten Kraftstoffverbrauch zu erreichen. Darüber hinaus bieten sich - durch die zweite Antriebsquelle - Möglichkeiten, um das Fahrverhalten zu verbessern. TCU sind nur bei Automatikgetrieben verfügbar, bei manuellen Getrieben werden weitere Steuereinheiten benötigt. Die Integration von Hybridfunktionen auf der TCU ist somit eine gute Lösung für die Hybridisierungsvariante B.

HCU: Eine separate Steuereinheit bietet die Möglichkeit, dieselbe Einheit für manuelle und Automatikgetriebe zu verwenden. Für Variante A (siehe Abbildung 2.49) ist jeder Ansatz umsetzbar, während bei Variante B weitere Analysen notwendig sind, ob eine Modularisierung und Wiederverwendbarkeit von Softwarekomponenten möglich ist. Hinsichtlich unterschiedlicher Motorvarianten (ECU) hat dieser Ansatz keine Nachteile.

Es zeigt sich, dass die TCU und HCU am Besten zur Integration von Hybridfunktionen eignen. Deshalb werden diese beiden Varianten weiter analysiert, wobei der Fokus auf den Softwarefunktionen und der Wiederverwendbarkeit bei unterschiedlichen Antriebsstrangkonzepthen liegt.

Generische Hybrid SW-Architektur

[73] beschreibt die wichtigsten Funktionen, die sich durch die Hybridisierung des Antriebsstrangs ergeben. Diese sind:

- Start/Stop im Stillstand (automatisiert - zur Kraftstoffverbrauchsreduktion)
- Energierückgewinnung bei der Fahrzeugverzögerung (Bremsen)
- rein elektrisches Fahren (Nutzung der gespeicherten elektrischen Energie)
- Drehmomentverteilung auf die Antriebsmaschinen (Effizienzverbesserung bzw. Aufladen der Batterie)

Die hybride Steuersoftware ist verantwortlich für die Koordination aller Komponenten des Antriebsstrangs. Ein wirklich optimaler Betrieb hängt von der Fahrsituation, den Anforderungen des Fahrers und dem Status der Fahrzeugkomponenten ab und bedeutet z.B. optimaler Kraftstoffverbrauch oder bestes Fahrverhalten. [83], [66] und [35] beschreiben verschiedene Ansätze zur Entwicklung einer hybriden Steuerungsstrategie. Aufgrund der großen Anzahl an unterschiedlichen Fahrzeugtopologien und die resultierend große Anzahl an hybriden Antriebsstrangvarianten spielt die Wiederverwendbarkeit der Software eine sehr große Rolle, um geringe Softwareentwicklungskosten zu erzielen. Darüber hinaus soll die Software einfach zu testen, an verschiedene Fahrzeugziele anpassbar und um neue Hybridfunktionen erweiterbar sein. Aus diesem Grund wird im Folgenden eine generische SW-Architektur angenommen, die diese Anforderungen erfüllt.

Der hier verwendete generische Software Ansatz wird in [73] genauer beschrieben. Der Startpunkt der Strategie ist die Berechnung eines quasi-stationären Modus, der alle neuen Hybridfunktionen inkludiert (z.B. Energierückgewinnung, rein elektrisches Fahren). Modi können je nach Schema der parallelen Berechnung hinzugefügt oder entfernt werden. Die Wiederverwendbarkeit von bestehenden Softwarefunktionen und die Testbarkeit sind durch die modulare Struktur möglich.

Durch eine Modus-Beurteilung wird entschieden, welcher quasi-stationäre Modus der Beste ist. Die quasi-stationären Anforderungen von diesem Modus dienen als Eingänge für die Berechnung der dynamischen Übergänge. Bei diesen Eingängen handelt es sich beispielsweise um Leistungsanforderungen der VKM oder EM oder um den gewünschten Gang und die VKM an/aus Anforderungen. Der dynamische Übergang ist jener Teil der Software, der alle beteiligten Aktuatoren während des Übergangs von einem Modus in den anderen regelt. Auch während eines Modus gewährleistet er das geforderte Fahrverhalten. Die Basisfunktionen dieses Teiles hängen von der Steuereinheitarchitektur ab, im Wesentlichen befinden sich dort aber folgende Funktionen:

- Motor-Start/Stopp Steuerung
- Hybridisierung von Schaltvorgängen
- Trennkupplungssteuerung
- Wechsel von Hybridmodi

Dieser Teil der Software ist modular aufgebaut. Dies bedeutet, dass einzelne Teile der Software auf unterschiedlichen Steuereinheiten laufen oder mit anderen Funktionen verbunden werden können.

Steuereinheitarchitekturen für hybride Antriebsstränge

Im folgenden Abschnitt werden zwei Steuereinheitarchitekturen für hybride Antriebsstränge analysiert. Bei der ersten Architektur sind die Hybridfunktionen auf einer separaten Steuereinheit integriert, beim zweiten Ansatz befinden sich diese Funktionen auf der gleichen Steuereinheit, auf dem sich auch die Getriebefunktionen befinden. Der erste Ansatz bietet zwei Implementierungslösungen:

- a TCU äquivalent zur konventionellen Steuerung
- b TCU adaptiert für HCU-Anforderungen

Im Folgenden werden beide Ansätze beschrieben, inklusive der Funktionen für automatisierte Getriebe. Zusätzlich werden die entstehenden Vor- und Nachteile diskutiert.

Ansatz 1a – HCU + TCU (TCU unverändert): Ziel dieses Ansatzes ist es, sowohl in der Steuereinheitarchitektur als auch in der Software der TCU so wenig Änderungen wie möglich vorzunehmen. Da hier die TCU wie bei einem konventionellen Antriebsstrang für die Wahl des Ganges und den Schaltvorgang zuständig ist, sind die verwendbaren Hybridfunktionen limitiert. Eine Gangwahl durch die HCU ist in diesem Fall nicht möglich. Dieser Ansatz hat aus Sicht der Effizienz große Nachteile, da nur der Fahrerwunsch im aktuellen Gang durch die beiden Antriebsmaschinen berücksichtigt werden kann.

Während des Schaltvorgangs benötigt die TCU ein Drehmoment, das von der VKM oder dem EM zur Verfügung gestellt wird. Der EM bietet eine schnellere Dynamik im Vergleich zum Verbrennungsmotor, was zu einer Möglichkeit der Verbesserung der Fahrbarkeit führen kann. Die Durchführung von Start/Stop und der Wechsel von Hybridmodi, wird, wie im Kapitel generische Hybrid SW-Architektur beschrieben, in der HCU abgehandelt.

Bei dieser Variante dient die HCU als Master-Steuereinheit, wie in Abbildung 2.53 gezeigt. ECU und TCU sind nicht direkt miteinander, sondern über die HCU verbunden, da hier die Berechnungen und die Koordination der Drehmomentenanforderung passieren.

Bei der Antriebsstrangvariante A ist eine Trennkupplung für rein elektrisches Fahren nötig. In diesem Fall bleibt die TCU unverändert und die Koppelung/Trennung der VKM ist als Hybridfunktion realisiert. Aus diesem Grund ist die Trennkupplung der HCU zugeordnet. Die BMS und MCU sind mit der HCU verbunden, da diese Komponenten für die Hybridanwendung vorhanden sind.

Ansatz 1b – HCU + TCU (TCU adaptiert): Bei diesem Ansatz passiert die Gangwahl in der HCU, wodurch im Vergleich zu Ansatz 1a eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs möglich ist. Das Interface und die Funktionalität der TCU müssen dafür angepasst werden, da die HCU den optimalen nächsten Gang berechnet und dafür den vorgegebenen Gang der TCU benötigt (Abbildung 2.54). Die Berechnung des nächsten Ganges in der TCU wird hierfür deaktiviert. Die TCU führt Anfragen der HCU aus und regelt Aktuatoren, wie Kupplungen und Gangsteller. Alle weiteren Funktionen sind dieselben wie in Ansatz 1a.

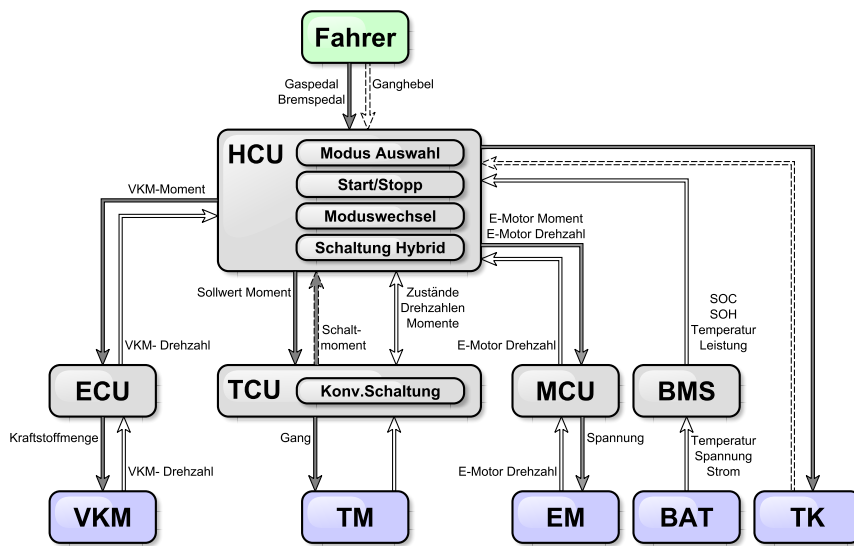


Abbildung 2.53: Steuereinheitarchitektur für einen hybriden Antriebsstrang - Variante 1a. Neben der Steuerung des Getriebes (TCU), der VKM (TCU) müssen die Batterie (BMS) und der elektrische Motor (MCU) gesteuert werden. Kommunikation und Hybridfunktionen sind im Hybridsteuergerät (HCU) untergebracht. Die TCU behält ihre ursprüngliche Funktionalität in der Auswahl des konventionellen Ganges.

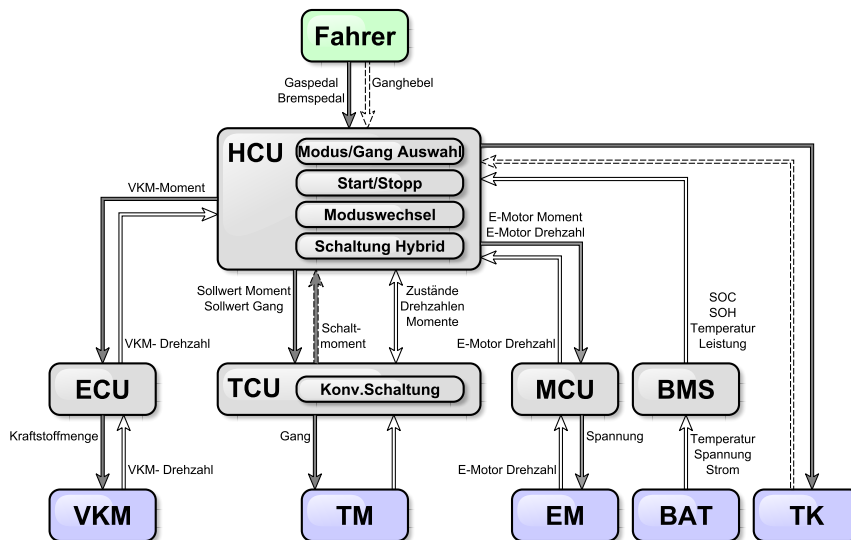


Abbildung 2.54: Steuereinheitarchitektur für einen hybriden Antriebsstrang - Variante 1b. Neben der Steuerung des Getriebes (TCU), der VKM (TCU) müssen noch die Batterie (BMS) und der elektrische Motor (MCU) gesteuert werden. Kommunikation und Hybridfunktionen sind im Hybridsteuergerät (HCU) untergebracht. Das Getriebe hat hier die Aufgabe der dynamischen Schaltung der Gänge, die ursprüngliche Funktion der Gangauswahl wird im Hybridsteuergerät (HCU) durchgeführt.

Ansatz 2 – TCU erweitert um HCU-Funktionalität: Bei diesem Ansatz werden die Getriebesteuerungs- und Hybridsteuerungssoftware zusammengefasst. Die beiden Softwareteile werden dabei auf eine gemeinsame Steuereinheit portiert, dem sogenannten Fahrzeugsteuergerät (VCU).

Ein geeignetes Beispiel für diesen Ansatz ist Antriebsstrangvariante B, bei welcher der EM für die Gang-Synchronisation zuständig ist und die Klauenkupplung von der TCU geregelt wird.

Bei dieser Steuereinheitarchitektur werden alle neuen Steuereinheiten mit der VCU verbunden (siehe Abbildung 2.55).

Im Vergleich zu Ansatz 1b werden hier alle dynamischen Vorgänge von der TCU übernommen. Das bedeutet, dass während eines Schaltvorgangs alle Aktuatoren von der TCU gesteuert werden, wogegen im quasi-stationären Fall dies von der HCU gesteuert wird.

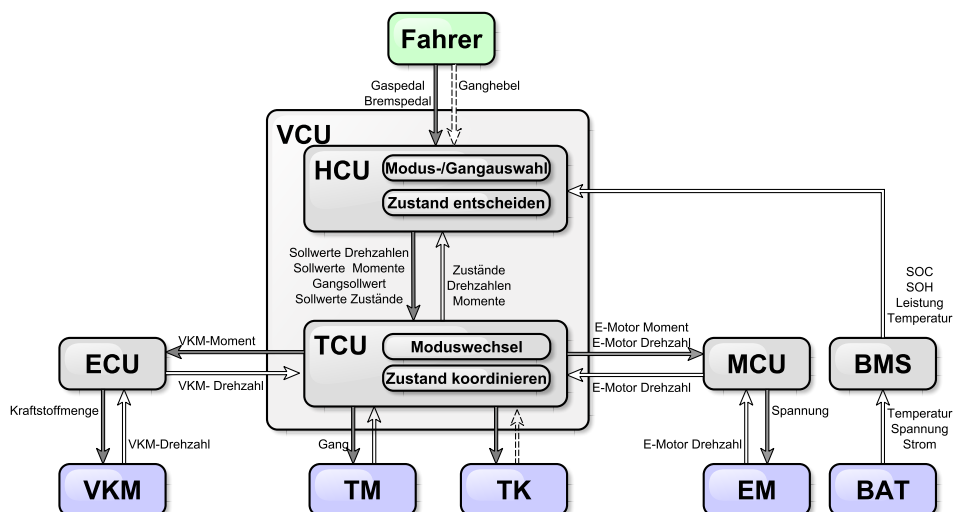


Abbildung 2.55: Steuereinheitarchitektur für einen hybriden Antriebsstrang - Variante 2. Neben der Steuerung des Getriebes (TCU), der VKM (TCU) müssen noch die Batterie BMS und der elektrische Motor MCU gesteuert werden. Die generell Kommunikation und die Hybridfunktionen sind im Hybridsteuergerät (HCU) untergebracht. In dieser Architektur werden die TCU und die HCU zu einem Fahrzeugsteuergerät (VCU) zusammengefasst.

Vor- und Nachteile: Die drei unterschiedlichen Ansätze werden auf Vor- und Nachteile untersucht. Anschließend soll aus diesen eine Basis für die Auswahl definiert werden. Vorteile Ansatz 1a:

- Gangwahl ist wie in konventionellen Fahrzeugen
- nur wenig Änderungen in der TCU-Funktionalität
- geringere Komplexität der HCU-Implementierung ohne Ganganforderungsbe-rechnung
- Test zweier separater Systeme (HCU und TCU) möglich
- geringe Entwicklungskosten
- dieselbe Steuereinheit kann für die konventionelle und hybridisierte Variante der TCU verwendet werden (Hardwareplattform muss zusammenpassen)
- Software und Steuereinheit für die Hybrid-Funktionen können für das manuelle und automatisierte Getriebe verwendet werden

Nachteile Ansatz 1a:

- es wird nicht das vollständige Effizienzpotential ausgeschöpft (nur der aktuelle Gang wird in der Hybridstrategie berücksichtigt)
- unterschiedliche Ladezustände der Batterie können während des Gangwechsels nicht berücksichtigt werden -> beeinflusst stabile Fahrzeugperformance
- separate Gangwahl für elektrische und hybrid/konventionelle Gänge ist nicht möglich
- eine separate HCU ist notwendig
- Verzögerung durch eine größere Anzahl an kommunizierenden Steuereinheiten kann das Verhalten des Systems beeinflussen

Vorteile Ansatz 1b:

- höchstes Effizienzpotential mit dem höchsten Freiheitsgrad (Lastpunktanhe-bung; Beachtung Leistungsreserve; separate Gangberechnung für elektrisches und hybrides/konventionelles Fahren)
- geringe Änderungen im Interface und der Software der Getriebesteuerung sind notwendig
- Kalibrierung und Testen können separat durchgeführt werden, da das Energie-management inkl. Gangwahl (HCU) und dem Gangwechsel (TCU) voneinander getrennt sind

Nachteile Ansatz 1b:

- komplexe Funktionalität für die Gangwahl nötig
- Kalibrierung der Gangwahl-Funktion ist komplex
- nicht für hoch-komplexe Antriebsstränge anwendbar
- wann und aus welchem Grund Gangschaltungen passieren, ist für den Fahrer nicht immer nachvollziehbar
- zusätzliche Hybrid-/Getriebefunktionen können nicht einfach inkludiert werden

- Verzögerung durch eine größere Anzahl an kommunizierenden Steuereinheiten kann das Verhalten des Systems beeinflussen
- eine separate HCU ist notwendig

Vorteile Ansatz 2:

- höchstes Effizienzpotential mit dem höchsten Freiheitsgrad (Lastpunktanhebung; Beachtung Leistungsreserve; separate Gangberechnung für elektrisches und hybrides/konventionelles Fahren)
- geringe Änderungen im Interface und der Software der Getriebesteuerung sind notwendig
- Kalibrierung und Testen können separat durchgeführt werden, da das Energiemanagement inkl. Gangwahl (HCU) und dem Gangwechsel (TCU) voneinander getrennt sind
- hoch komplexe Antriebsstrangkonfigurationen können mit diesem Ansatz umgesetzt werden
- zusätzliche Hybridfunktionen können einfach hinzugefügt werden
- es gibt keine Zeitverzögerung zwischen der HCU und der TCU

Nachteile Ansatz 2:

- die Funktionalität für die Gangwahl ist komplex
- die Kalibrierung der Gangwahl-Funktion ist sehr komplex
- wann und aus welchem Grund Gangschaltungen passieren ist für den Fahrer nicht immer nachvollziehbar
- hohe Entwicklungskosten durch die Entwicklung der neuen Funktionen
- die Zusammenführung der TCU und HCU zur VCU vergrößert die Anforderung an die Steuereinheiten bezüglich Speichergröße und Rechengeschwindigkeit

Man sieht, dass die einzelnen Konzepte ihre Vor- und Nachteile haben. Bei Verwendung eines evolutionären Antriebsstrangkonzpts ist ein separates Hybridsteuergerät vorteilhaft. Bei revolutionären Antriebssträngen, bei denen das Getriebe neu entwickelt und ein Elektromotor hinzugefügt wird, ist der Einsatz einer kombinierten Steuereinheit für die Getriebe- und Hybridsteuerung die beste Lösung.

2.5.4 Optimierung der Kühlungs- und Schmierungsstrategie zur Verbesserung der Effizienz und der Systemstabilität

Im vorherigen Unterkapitel wurde ein Exkurs über den Einfluss der SW-Architektur auf die Wiederverwendbarkeit von Softwarefunktionen und deren Vor-/Nachteile in hybriden Antriebssträngen gegeben. Im Folgenden liegt der Fokus dieser Arbeit nun wieder auf dem elektro-hydraulischen System und wie intelligente Softwarefunktionen solch ein System verbessern können.

Im Abschnitt 2.4.3 wurde bereits erwähnt, dass bei der Optimierung der Hydraulik Anforderungen an die SW abgeleitet werden können bzw. je nach Strategie diese in der SW umgesetzt werden müssen. Einige dieser SW-Funktionen werden hier im Folgenden beispielhaft erklärt. Zuerst werden hierzu einige unterschiedliche Hydrauliklayoutkonfigurationen für die Kühlung von vier Kupplungen näher beschrieben. Anschließend wird demonstriert, wie die Ansteuerung einer Standard-Strategie für die Kühlung und Schmierung aussieht und welche Vor-/Nachteile diese hat. Danach wird eine neuartige erweiterte Strategie vorgestellt, die Vorteile gegenüber der Standard-Strategie besitzt.

Hydrauliklayoutkonfiguration für die Kühlung von vier Kupplungen

Im Abschnitt 2.1.2, 2.2 und 2.4.3 wurden bereits unterschiedliche Systemarchitekturen der Hydraulik gezeigt und die Anforderungen definiert. In der Tabelle 2.8 sind die unterschiedlichen Konfigurationsmöglichkeiten für das hydraulische Layout für die Kühlung von vier Kupplungen, bei der Anwendung von 2/2- und 3/3-Wegeventilen, dargestellt. Die Schmierung wird in diesem Fall mit einem konstanten kontinuierlichen Ölstrom durchgeführt. Das Ergebnis dieser Tabelle leitet sich von der Formel 2.17 ab. Für die Anzahl von vier Kupplungen gibt es neun unterschiedliche Layoutkonfigurationen. Die Anzahl an möglichen Varianten erweitert sich bei der Zuweisung der vier Kupplungen auf 308. Fünf gängige Varianten werden im Folgenden näher beschrieben. In der Abbildung 2.56 ist die Erweiterung der Abbildung 2.37 dargestellt. Für die

Tabelle 2.8: Anzahl an unterschiedlichen Layoutkonfigurationen für vier Kupplungen

Konfiguration	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Anzahl 2/2-Wegeventile	0	1	2	3	4	0	1	2	0
Anzahl 3/3-Wegeventile	0	0	0	0	0	1	1	1	2

Aktuierung sind eine und nicht mehrere Kupplungen und keine zusätzlichen anderen Aktuatoren dargestellt. Im Vergleich zur vorherigen Abbildung ist das Arbeitsdrucksystem für den Hochdruckkreislauf um die Versorgung der Kühlung und Schmierung erweitert worden. In diesem System wird die Priorisierung des Ölflusses mechanisch vorgenommen. Dies bedeutet, dass die Teile mit niedriger Priorität nur mit Öl versorgt werden, wenn die höheren Prioritäten ihre geforderte Menge erhalten. Die Priorität ist folgendermaßen festgelegt (höchste zuerst):

- Versorgung des Hochdrucksystems (Aktuatoren)
- Kühlung
- Schmierung

- nicht benötigte Ölmenge wird zum Pumpeneingang zurückgeführt

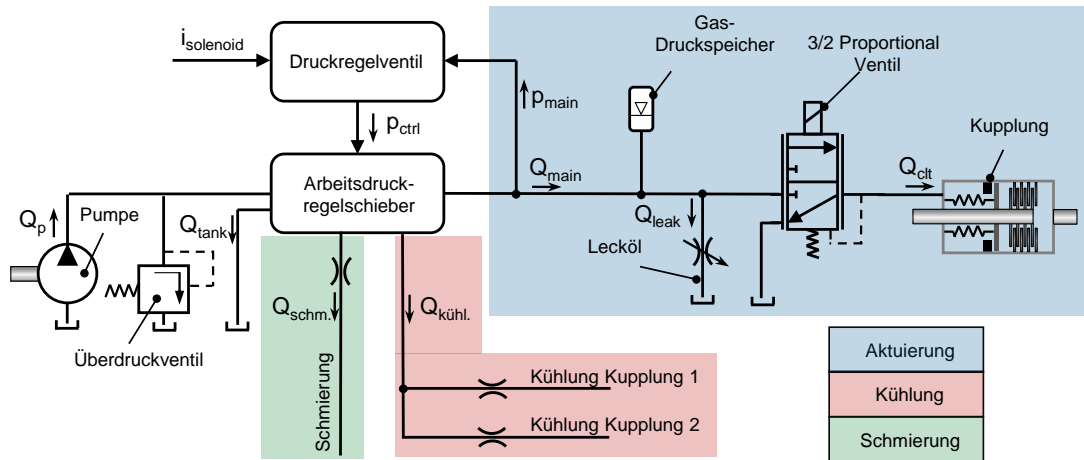


Abbildung 2.56: Konventionelles hydraulisches System mit der Versorgung der Aktuatorik (Hochdrucksystem), Kühlung und Schmierung (Niederdrucksystem) über eine mechanische Pumpe und der Ölflussverteilung nach einer definierten Priorisierung (1. Hochdruckkreislauf, 2. Kupplungskühlung, 3. Schmierung, 4. Rückfluss zum Tank).

Die Aufteilung des Kühlölstroms (in diesem Beispiel sind nur zwei Kupplungen angeführt) kann durch zwei Drosseln eingestellt werden. Diese Variante ist in sehr vielen aktuell am Markt befindlichen Automatikgetrieben implementiert, wobei die Drosseln als Blenden wegen deren nahezu Temperaturunabhängigkeit ausgeführt sind. Hierzu gibt es noch die Möglichkeit der Layoutkonfiguration III aus der Abbildung 2.3, bei der die mechanische Pumpe verkleinert wird und eine zusätzliche elektrische Pumpe eingebaut wird, um die Effizienz des Systems zu erhöhen. Generell ist es in dieser Variante möglich, die Kühlung und Schmierung vom Hochdruckkreislauf zu trennen und die Versorgung über eine elektrische Pumpe durchzuführen.

Bei einem System, wie in der Abbildung 2.5, bei dem der Hochdruck- und Niederdruckkreislauf getrennt sind, kann die Versorgung der Kühlung und Schmierung mit einer separaten Pumpe durchgeführt werden. Als Beispiel eines Optimierungsergebnisses des hydraulischen Layouts sind in den Abbildungen 2.57, 2.58, 2.59 und 2.60 vier unterschiedliche Varianten dargestellt. In allen vier Systemen müssen vier Kupplungen gekühlt werden. Zusätzlich ist noch eine Leitung für die Schmierung vorhanden, wobei diese so gewählt wurde, dass nur ein kleiner Ölfluss den Anforderungen entsprechend fließen kann.

In der Abbildung 2.57 ist für jede Kupplung ein eigenes 2/2-Wegeventil verbaut. Hier kann somit jede Kupplung individuell mit Öl versorgt werden.

In der Abbildung 2.58 ist für die Kupplungen K1 und K2 jeweils ein 2/2-Wegeventil verbaut. Die Kupplungen K3 und K4 werden über ein 3/3-Wegeventil angesteuert. Es ist somit nicht möglich, K3 und K4 zur selben Zeit mit Öl zu versorgen.

In der Abbildung 2.59 ist für die Kupplungen K1 und K2 ein 3/3-Wegeventil und für

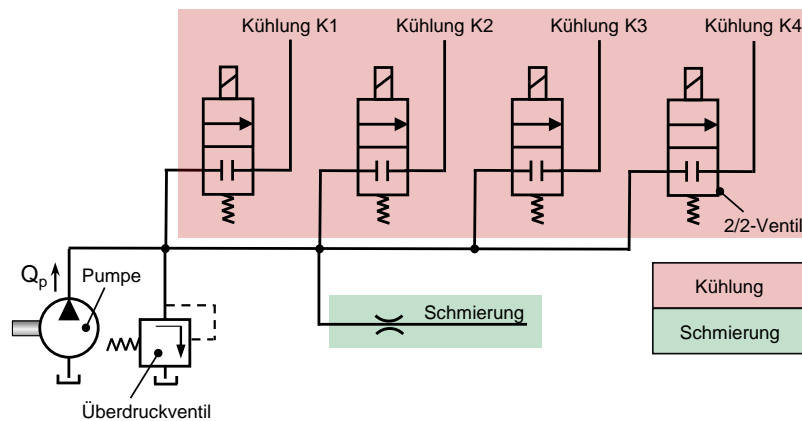


Abbildung 2.57: Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen (Niederdrucksystem) mit vier 2/2-Wegeventilen und einer elektrischen Pumpe. Ein im Verhältnis kleiner Ölfluss für die Schmierung wird mit einer Drossel (als Blende ausgeführt) durchgeführt.

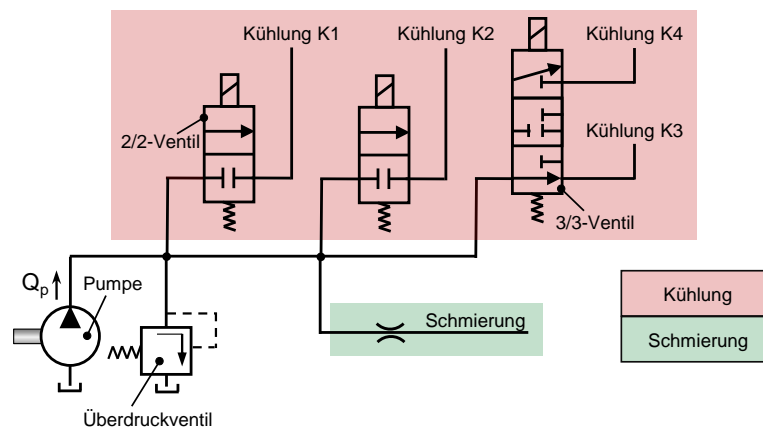


Abbildung 2.58: Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen (Niederdrucksystem) mit zwei 2/2-Wegeventilen, einem 3/3-Wegeventil und einer elektrischen Pumpe. Ein im Verhältnis kleiner Ölfluss für die Schmierung wird mit einer Drossel (als Blende ausgeführt) durchgeführt.

die Kupplungen K3 und K4 ein zweites 3/3-Wegeventil verbaut. Es ist somit nicht möglich die Kupplungen K1 und K2 oder die Kupplungen K3 und K4 zur selben Zeit mit Öl zu versorgen.

In der Abbildung 2.60 werden alle vier Kupplungen K1, K2, K3 und K4 über ein 3/3-Wegeventil versorgt. Am Ausgang 1 (Ventil in Grundposition) sind die Kupplungen K1 und K3 angeordnet, am Ausgang 2 des Ventils sind die Kupplungen K2 und K4 angeordnet. Durch die Verwendung von nur einem 3/3-Wegeventil werden in der Grundstellung und in der Endstellung immer zwei Kupplungen mit Öl versorgt. Somit muss bei einer Aufteilung von 50 % zu 50 % immer die doppelte Menge bereitgestellt

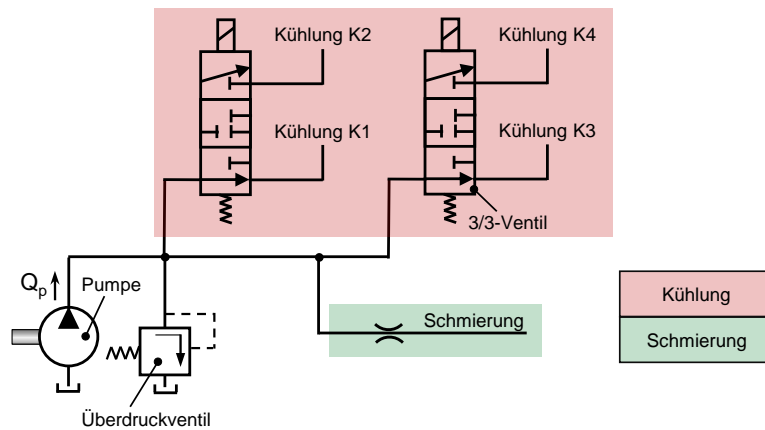


Abbildung 2.59: Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen (Niederdrucksystem) mit zwei 3/3-Wegeventilen und einer elektrischen Pumpe. Ein im Verhältnis kleiner Ölfluss für die Schmierung wird mit einer Drossel (als Blende ausgeführt) durchgeführt.

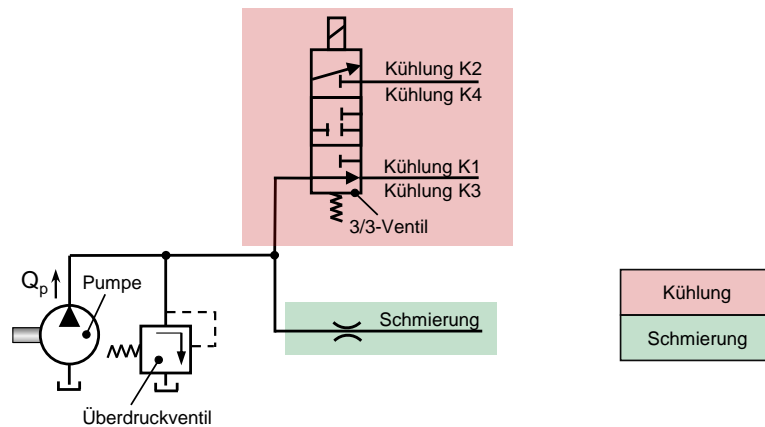


Abbildung 2.60: Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen (Niederdrucksystem) mit einem 3/3-Wegeventil und einer elektrischen Pumpe. Ein im Verhältnis kleiner Ölfluss für die Schmierung wird mit einer Drossel (als Blende ausgeführt) durchgeführt.

werden, als das nur bei einer einzelnen Kupplung nötig wäre. Dies führt zu einer Erhöhung der benötigten Leistung bei einer geringeren Anzahl an Ventilen und so zu einer größeren Pumpe. Die Kosten können dabei kleiner oder größer sein, je nach Zuordnung der Kupplungen auf die Ausgänge der Ventile.

Je nach Anwendung der in Abschnitt 2.4.3 beschriebenen und in der Abbildung 2.43 gezeigten unterschiedlichen Kühlungsstrategien, können sich die Steuerungsfunktionen unterscheiden. Die Variante mit der höchsten Effizienz ist die Nummer III, da bei dieser immer nur eine Anforderung nach der anderen abgearbeitet wird. Bei dieser Variante kann es jedoch zu Verzögerungen in der Abarbeitung kommen, was bezogen auf die

Systemsicherheit Überhitzen zur Folge haben kann. Diese Strategie wird im Folgenden in zwei Umsetzungsvarianten präsentiert.

Die Standard-Kühlstrategie

In der Abbildung 2.61 ist die Kühlstrategie Variante III des elektro-hydraulischen Systems aus Abbildung 2.58 mit zwei 2/2-Wegeventilen und einem 3/3-Wegeventil dargestellt. In der Phase 1 gibt es nur die Grundanforderung (z.B. Schmierung), die von der elektrischen Pumpe bereitgestellt werden muss. Zu Beginn der Phase 2 treten gleichzeitig die Anforderung von der Kupplung K1 und K2 auf. In diesem Fall wird die Anforderung mit der höchsten Priorität zuerst bedient und die Anforderung an die Pumpe setzt sich aus der Grundanforderung und der Kupplung K1 zusammen. Die Phase 2 endet mit der erfolgreichen Erfüllung der Anforderung für die Kupplung K1. Anschließend wird in Phase 3 die Anforderung der Kupplung K2 bedient. In der Mitte von Phase 3 tritt eine zusätzliche Anforderung von der Kupplung K3 mit einer niedrigeren Priorität als von der Kupplung K2 auf, die nicht in dieser Phase bedient werden kann. Würde die Priorität von Kupplung K3 höher als die von der Kupplung K2 sein, würde die Versorgung von der Kupplung K2 unterbrochen werden und die Kupplung K3 bedient werden. Es ist ersichtlich, dass es zu einer längeren Verzögerung kommen kann, bis alle Anforderungen erfüllt sind.

Die erweiterte Kühlstrategie

Um die Nachteile der Standardstrategie zu verbessern oder sehr stark zu verringern und weiterhin die höchste Effizienz zu gewährleisten, wurde in [24] eine erweiterte Kühlstrategie entwickelt. Der erweiterte Ansatz verfolgt die Strategie, alle Anforderungen so schnell wie möglich zu erfüllen, jedoch immer hinsichtlich der gegebenen Priorisierung und unter der Berücksichtigung der Kühlölstrategie Variante III. Um den Ansatz der erweiterten Strategie zu zeigen, ist in der Abbildung 2.62 diese mit einem Anwendungsbeispiel dargestellt. In der Phase 1 ist wiederum nur der Grundbedarf zu decken, somit sind für beide Strategien die Anforderungen identisch.

In der Phase 2, in der für die Kupplungen K1 und K2 gleichzeitig zwei Anforderungen mit unterschiedlichen Prioritäten auftreten, wird wie in der Standardvariante zuerst die Anforderung mit der höheren Priorität (Kupplung K1) bedient. In diesem Fall wird aber nicht nur die geforderte Menge an Öl von der Grundanforderung und der höchsten aktiven Priorität von der Pumpe gefördert, sondern die angeforderte Menge kann bis zum maximalen Fördervolumen der Pumpe erhöht werden, um Anforderungen von niedrigerer Priorität zusätzlich erfüllen zu können. Um nicht die Kühlstrategien von Variante I oder II (Abbildung 2.43) zu erhalten, in der die Effizienz reduziert wird, wird eine Impulsstrategie (Chop-Modi) angewendet. In Phase 2 wird somit nicht nur die Anforderung von der Kupplung K1, sondern auch parallel die von der Kupplung K2 bedient. Wichtig ist hier, dass die höchste Priorität immer vollständig erfüllt und andere Prioritäten eingeschoben werden können. Wie viele Anforderungen parallel abgearbeitet werden können, hängt von der Dynamik des Systems und der verfügbaren maximalen Ölmenge der Pumpe ab. Die Umschaltzeit der Ventile und die Zuordnung

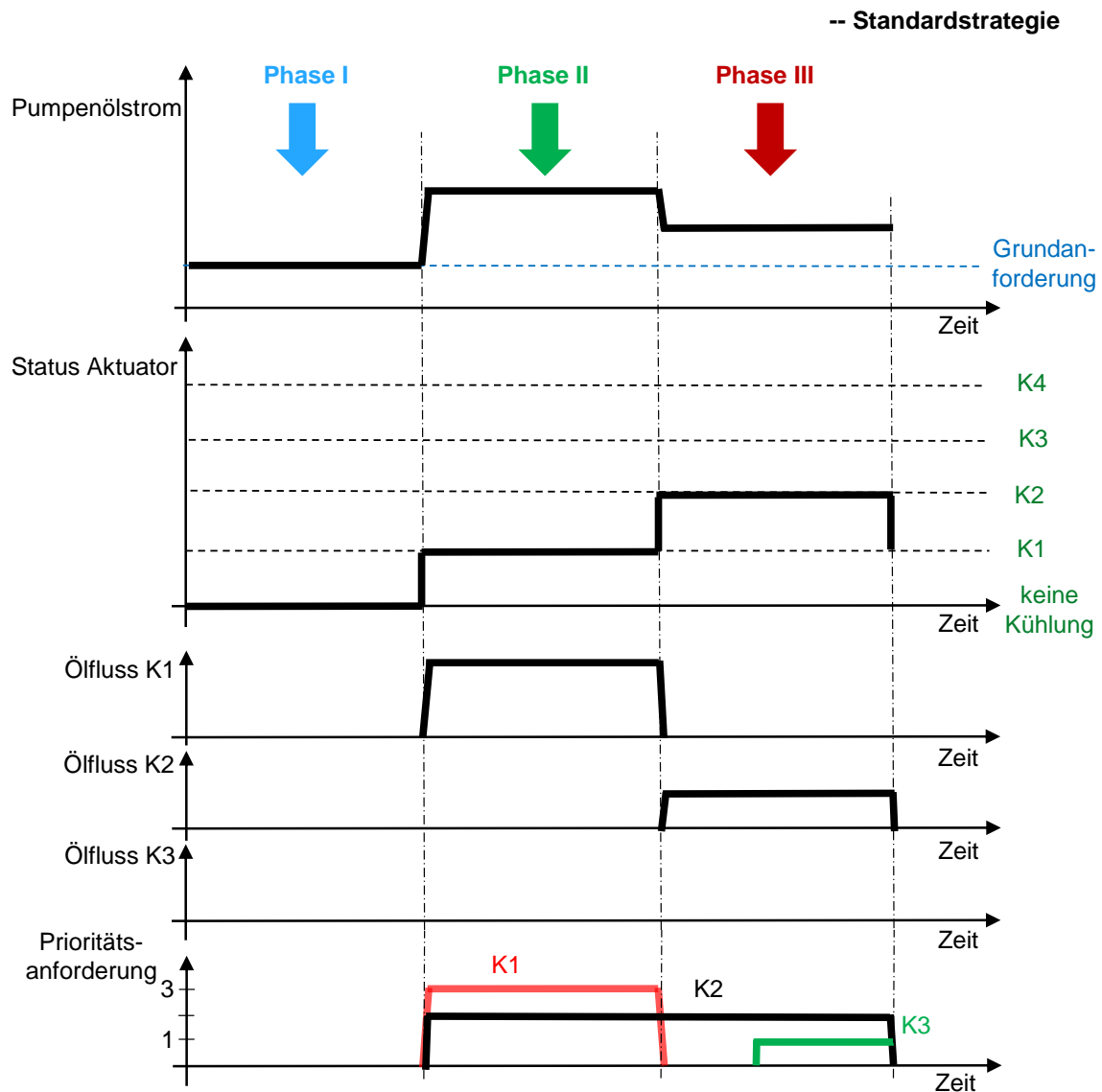


Abbildung 2.61: Ablaufdiagramm eines Systems mit vier Kupplungen (hydraulisches Layout siehe 2.58) und der Standardkühlölstrategie. In der ersten Phase muss die elektrische Pumpe nur die Grundanforderung erfüllen. In der zweiten Phase kann mit der Standardstrategie nur die Anforderung der Kupplung K1 und nicht die der Kupplung K2 bedient werden. In der Phase 3 ist am Anfang nur die Anforderung der Kupplung K2 vorhanden und wird bedient. Ab der Mitte der Phase 3 tritt eine Anforderung der Kupplung K3 auf. Diese kann nicht mehr innerhalb des Ablaufdiagramms bedient werden.

der Ausgänge bei einem Ventil mit mehr als einem Ausgang gibt es hier zu berücksichtigen.

Durch die Impulsstrategie kann die Anforderung der Kupplung K1 in derselben Zeit

abgearbeitet werden wie in der Standardstrategie mit dem Vorteil, dass die Anforderung der Kupplung K2 währenddessen auch zu einem großen Teil bedient wird. Somit ist kurz nach Beginn der Phase 3 bereits die Anforderung von der Kupplung K2 erfüllt und das System ist in diesem Beispiel wieder vollständig verfügbar. Nach einer kurzen Phase, bei der neben der Grundanforderung keine zusätzlichen Anforderungen vorhanden sind, kann die Anforderung der Kupplung K3 bereits zur Zeit der Anforderung bedient werden. Im Vergleich konnte bei der Standardstrategie diese Anforderung nicht in der Phase 3 bedient werden.

Erst mittels dieser neuartigen Strategie, wird die Kühlölstrategie Variante III im realen Betrieb einsetzbar. Durch sie wird die Systemverfügbarkeit und -sicherheit erhöht und sie ist nun mit den Kühlölstrategien Variante I und II vergleichbar. Andernfalls kann sich eine Verzögerung der Anforderungen ergeben und durch hohe Temperaturen in den Aktuatoren die Verfügbarkeit bzw. auch die Lebensdauer bei zu geringer Kühlung verringert werden.

Die Komplexität des Layouts, wenn man den Vergleich zwischen Variante I und den anderen drei Varianten durchführt, kann mithilfe der Software reduziert werden. Es werden keine zusätzliche Elemente, wie der Arbeitsdruckregelschieber zur Regelung der Priorität des Ölflusses, benötigt, da die Softwarefunktionen diese Aufgabe übernehmen. Die Umsetzung dieser Kühlölstrategie muss bereits im Design des Hardwarelayouts mitberücksichtigt werden, um diese Strategie umsetzen zu können und ein optimales Layout ohne die Einschränkung der Verfügbarkeit zu erhalten. Dies kann einfach mit der im Abschnitt 2.4 gezeigten Entwicklungsmethodik durchgeführt werden, indem diese Strategie in der dynamischen Simulation angewendet wird. In diesem Fall wird nicht das klassische V-Modell umgesetzt, sondern es gibt eine zusätzliche Schnittstelle, um während des Hardwareentwicklungsprozesses den Austausch mit der Software durchführen zu können. Die Software dient in diesem Fall nicht mehr, wie in Abschnitt 2.1.5 beschrieben, als "AddOn", sondern mit ihr wird so ein System erst umsetzbar.

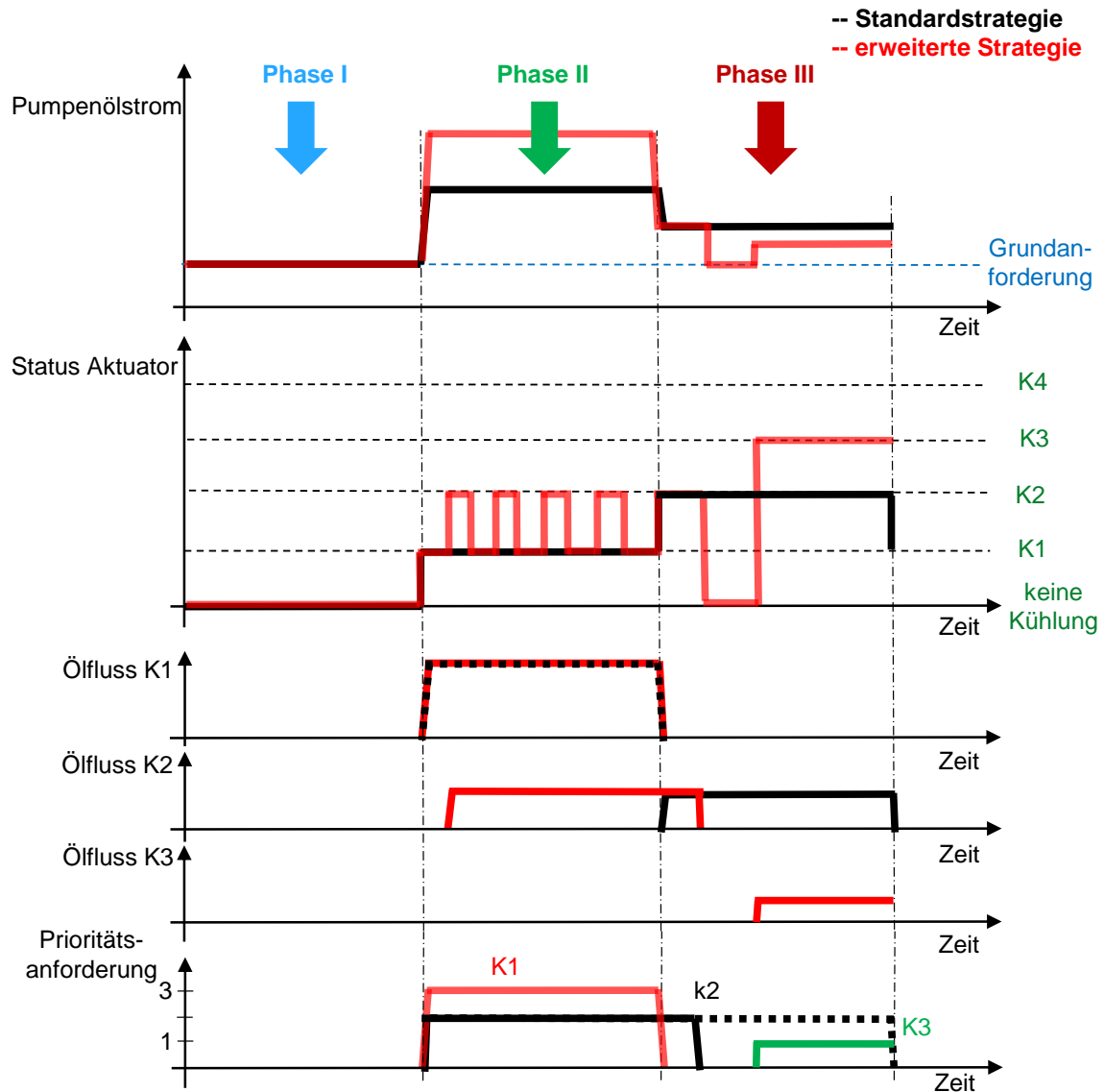


Abbildung 2.62: Ablaufdiagramm eines Systems mit vier Kupplungen (hydraulisches Layout siehe 2.58) und dem Vergleich der Standardkühlölstrategie und der erweiterten Kühlölstrategie. In der Abbildung 2.61 wurde bereits die Standardkühlstrategie gezeigt. In der ersten Phase sind die beiden Strategien identisch. In der zweiten Phase kann mit der Standardstrategie nur die Anforderung der Kupplung K1 und nicht die der Kupplung K2 bedient werden. Die erweiterte Strategie kann mit einer Impulsstrategie fast beide Anforderungen gleichzeitig erfüllen. In der Phase 3 ist am Anfang die Anforderung der Kupplung K1 abgeschlossen und kurz darauf auch die Anforderung der Kupplung K2. Die in der Mitte der Phase 3 auftretende Anforderung der Kupplung K3 kann ohne Verzögerung erfüllt werden.

3

Ergebnisse

Dieses Kapitel zeigt zwei Anwendungsbeispiele der neuen Methodik zur Entwicklung von elektro-hydraulischen Systemen für Automatikgetriebe. Anhand dieser Beispiele werden die Vorteile gegenüber der Standardmethode demonstriert und der Prozess der neuen Methodik und deren Ergebnisse diskutiert.

In den vorherigen Kapiteln wurde ein Überblick über den Stand der Technik, die Standard- und die erweiterte Entwicklungsmethodik, die Optimierungsmöglichkeiten von elektro-hydraulischen Systemen und die dazu notwendigen Modelle gegeben. In diesem Abschnitt wird die neue Methodik an zwei Beispielen angewandt. Die daraus resultierenden Ergebnisse werden anschließend dynamisch ausgewertet und validiert. Für diese werden die im Abschnitt 2.3.2 beschriebenen Modelle für die Auslegung des Systems und die dynamische Beurteilung herangezogen und die im Abschnitt 2.5.4 gezeigte erweiterte Kühlstrategie im Anwendungsbeispiel 1 angewandt.

3.1 Anwendungsbeispiel 1

Im Anwendungsbeispiel 1 wird für die Kühlung und Schmierung für ein dedizierte Hybridgetriebe (DHT) ein elektro-hydraulisches System ausgelegt. Das bedeutet, dass in diesem Beispiel nur der Niederdruckkreislauf verbessert wird. Das Ziel dieses Beispiels ist es, ein besseres System für die folgenden Variationsparameter zu finden

- Größe der elektrischen Pumpe
- maximaler Kühlölfluss beim Grenzfall
- Anzahl und Art der Ventile zur Steuerung des Kühlölflusses

Für die Kühlung der Aktuatoren wird die Hydraulik mit der Kühlölstrategie Variante III mit zwei unterschiedlichen Umsetzungsmöglichkeiten gezeigt. Das Ergebnis wird mit der erweiterten Kühlölsoftwarestrategie bei einer dynamischen Beurteilung evaluiert.

Für dieses Beispiel wurde das 8-Mode Future-Hybrid-Getriebe von AVL verwendet. Die Getriebetopologie ist in der Abbildung 3.1 dargestellt. Diese besteht aus zwei Antriebsmaschinen, wobei eine die VKM und die andere ein Elektro-Motor (EM) ist. Dieses Getriebe besitzt vier Schaltaktuatoren, wovon zwei als Bremsen (B1, B2) und

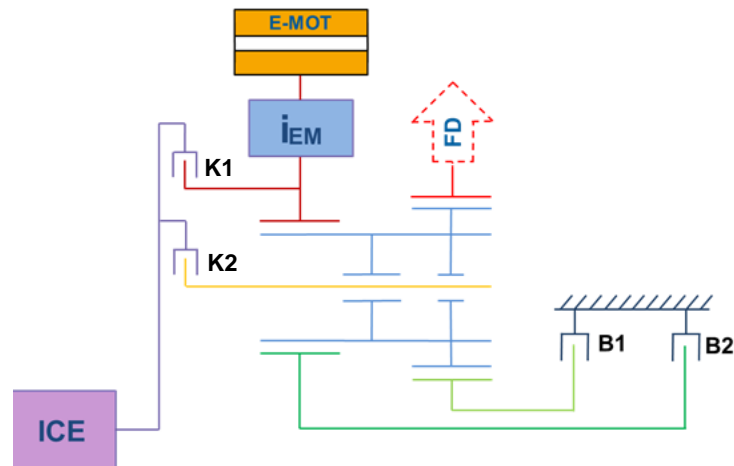


Abbildung 3.1: AVL Future Hybrid Getriebetopologie eines DHTs [7] mit zwei Kupplungen, zwei Bremsen, einer Verbrennungskraftmaschine (ICE), einem elektrischen Motor, Übersetzungen und einem Ravigneaux-Planetensatz mit getrenntem Hohlrad.

die anderen zwei als Kupplungen (K1, K2) ausgeführt sind. Im Folgenden wird B1 als Kupplung 1, B2 als Kupplung 2 und die anderen Kupplungen mit der fortlaufenden Nummer bezeichnet.

Mit diesen vier Kupplungen können die in der Tabelle 3.1 dargestellten Gänge ausgeführt werden. Zwei von acht sind rein elektrische und fünf von acht sind VKM oder hybride Gangstufen. Die letzte Gangstufe wird elektronisch gesteuert und weist eine stufenlose Übersetzung auf (ECVT). Nähere Informationen über ECVT finden sich unter [29, Seite 284]. Weitere Details zu diesem Getriebe finden sich in [7] und [28]. Für eine genauere Beschreibung der Funktionsweise dieses DHT sei auf [56] verwiesen.

Tabelle 3.1: Schaltmatrix AVL Future-Hybrid

Gang	K1	K2	B1	B2
1.Gang VKM	x			x
2.Gang VKM		x		x
3.Gang VKM	x	x		
4.Gang VKM		x	x	
5.Gang VKM	x		x	
1.Gang EM				x
2.Gang EM			x	
ECVT		x		

3.1.1 Datenvektorerstellung

Für die Datenvektorerstellung werden zuerst Daten vom Fahrzeug und vom Antriebsstrang benötigt. In der Tabelle 3.2 sind die Fahrzeugdaten und in der Tabelle 3.3 die Daten über die VKM und das Getriebe dargestellt.

Tabelle 3.2: Fahrzeugparameter Beispiel 1

Beschreibung	Daten
Fahrzeuggewicht	1.460 kg
Strömungswiderstand	0,32
Bezugsfläche Strömungswiderstand	1,88 m ²
Fahrzeugwiderstand - konstant	107 N
Fahrzeugwiderstand - quadratisch mit Geschwindigkeit	0,031 N/(km/h) ²

Tabelle 3.3: Parameter Antriebsstrang Beispiel 1

Beschreibung	Daten
Getriebeart	DHT
Anzahl der Kupplungen	4
Anzahl der Antriebsmaschinen	2
VKM	1,6L TGD I (Miller Zyklus)
max. Moment	250 Nm
Drehzahlbereich	750 - 6.000 1/min
Kraftstoff	Benzin
EM	Asynchronmaschine
max. Moment	70 Nm
max. Drehzahl	15.000 1/min
Spannungslevel	400 V

In der Simulationssoftware AVL Cruise wird mit diesen Daten ein Modell aufgebaut und eine Schaltstrategie implementiert. Anschließend wird der Datenvektor (Szenarien) für den Referenzzyklus WLTC erstellt. Die Übersetzungen, andere Getriebeparameter und eine genaue Beschreibung der Schaltstrategie sind für die weitere Betrachtung nicht relevant und werden deshalb nicht weiter ausgeführt.

Aus der Simulation wurden die folgenden Daten generiert:

- Eingangs- und Ausgangsdrehzahl der Kupplungen
- Drehmoment der Kupplungen
- aktueller Gang
- Fahrzeuggeschwindigkeit

Die Drehzahlen der Antriebsmaschinen sind in diesem Beispiel nicht relevant, da keine Abhängigkeit von diesen zum hydraulischen System besteht.

Anschließend wurde zu den Simulationsdaten am Ende des Referenzzyklus ein Grenzfall (GF) für die Kupplung 3 (K1) in dreifacher Ausführung angefügt. Der gewählte GF besitzt ein konstantes Drehmoment von 350 Nm bei einer konstanten Drehzahldifferenz von 1500 1/min für eine Zeitdauer von 1 s. Die Zeitdauer zwischen den GFen beträgt 50 s. Diese Zeit wird zusätzlich nach dem letzten GF für die Abkühlung der Kupplung angefügt.

In der Abbildung 3.2 sind die übertragenen Drehmomente der Kupplungen und die

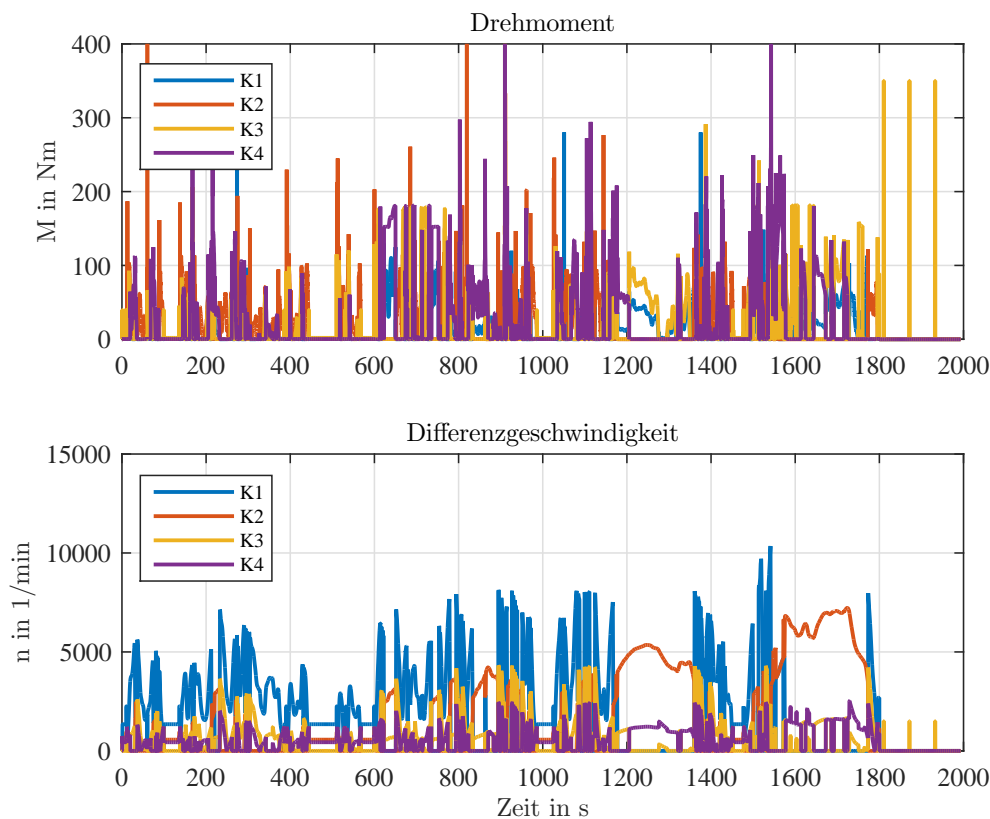


Abbildung 3.2: Anwendungsbeispiel 1: Drehmomente und Differenzdrehzahlen der vier Kupplungen für den WLTC zur Berechnung der eingebrachten Reibleistungen in die Kupplungen. Nach dem Zyklus wurde für die Kupplung K3 ein zusätzlicher Grenzfall in dreifacher Ausführung angefügt.

dazugehörigen Differenzdrehzahlen dargestellt. Bei der Definition des GF ist der Wärmeeintrag entscheidend und nicht der Betrag der Differenzgeschwindigkeit (siehe Berechnung des Wärmeeintrags in Gleichung 2.6). Eine große Differenzdrehzahl tritt, bei dieser Art des Getriebes, bei nicht betätigten Kupplungen auf. Wird eine Kupplung betätigt, wird zuerst versucht die Differenzgeschwindigkeit zu reduzieren bzw. auf Null zu bringen, um den Wärmeeintrag so gering wie möglich zu halten. In [65] wird ein Ansatz präsentiert, wie eine Gangschaltung verlustfrei ohne Störeinflüsse auf die Fahrbarkeit des Fahrzeugs durchgeführt werden kann.

3.1.2 Datenaufbereitung und Vorausberechnungen

Die Datenaufbereitung ist für dieses Beispiel nicht notwendig, da die Daten aus einer Simulation stammen und keine Störeinflüsse aus einer Messung beinhalten. Des Weiteren kann hier der Wärmeeintrag in die Kupplung und der Kupplungszustand vorausberechnet werden. Alle anderen Berechnungen werden dynamisch durchgeführt. In der obersten Grafik der Abbildung 3.3 ist die Verlustenergie der einzelnen Kupplungen dargestellt. Es ist zu sehen, dass die drei GF die höchsten Verluste aufweisen. In der letzten Grafik dieser Abbildung ist der Kupplungszustand der vier Kupplungen

dargestellt. Die offene Kupplung hat den Wert 0, die schlupfende den Wert 0,75 und die geschlossene den Wert 1.

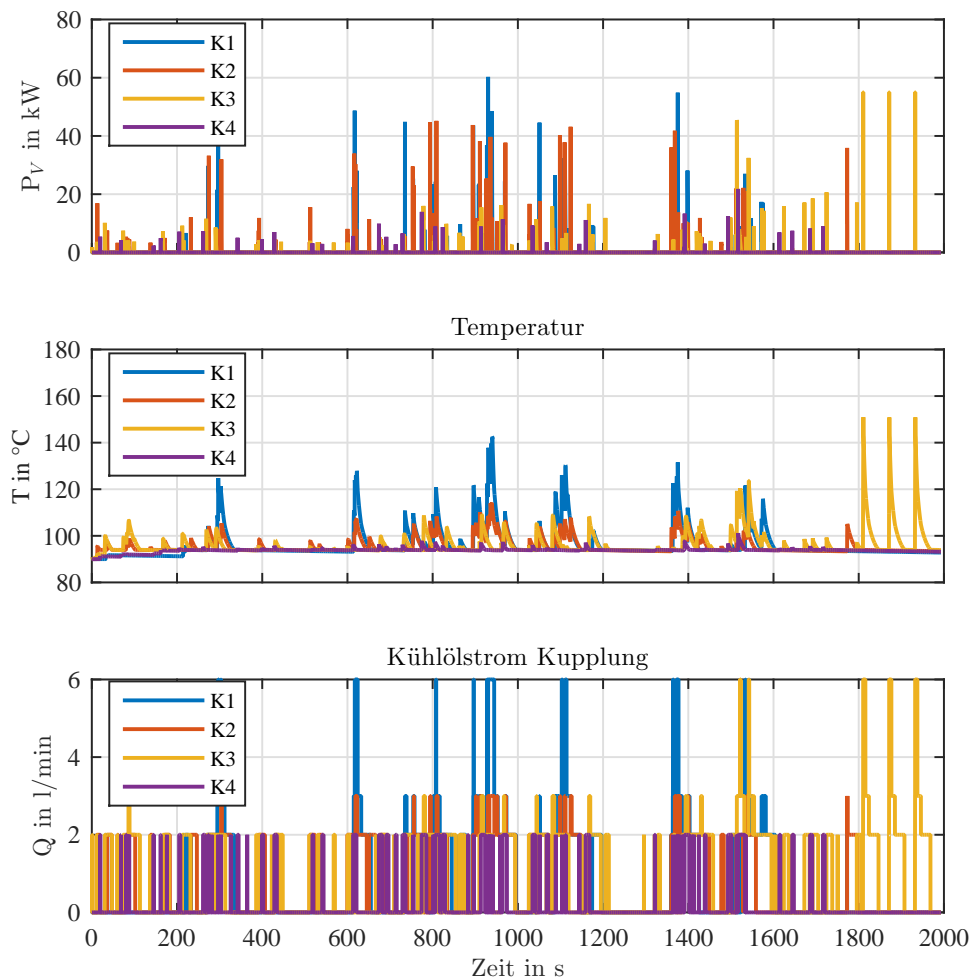


Abbildung 3.3: Definition des Lastprofils für die Kühlölstrategie 2 mit der eingebrachten Reibleistung, des Temperaturverlaufs und dem eingebrachten Kühlölstrom für die vier Kupplungen. Die höchste Temperatur tritt wie definiert in den Grenzfällen auf.

3.1.3 Layoutvariation

Die Durchführung der Berechnung der einzelnen Variationen ist bereits im Abschnitt 2.4.3 beschrieben und der dazugehörige Softwarealgorithmus in der Abbildung 2.36 dargestellt. Wie dort beschrieben, wird zuerst die Variation der Ventile und anschließend die dynamische Berechnung des Kühlölstroms für jede der vier Kupplungen durchgeführt. Ist diese abgeschlossen, wird für jede Kupplung die Anforderung der zyklischen Schmierung und die vor einer Schaltung zum berechneten Kühlölstrom hinzugefügt (siehe Abschnitt 2.2 - Kühlung und Schmierung im Niederdrucksystem). Es entsteht somit für jede Kupplung ein Ölbedarfsanforderungsprofil. Die Kennzahlen

für die Schmierung vor einem Schaltvorgang sind in der Tabelle 3.4 und die für die zyklische in der Tabelle 3.5 dargestellt.

Tabelle 3.4: Kennzahlen für die Schmierung von Kupplungen vor einem Schaltvorgang

Beschreibung	Kennzahlen
Q_{offen}	3 l/min
t_{offen}	0,3 s

Tabelle 3.5: Kennzahlen für die zyklische Schmierung von Kupplungen

Beschreibung	Kennzahlen
Q_{per}	3 l/min
$t_{\text{per},1}$	1 s
$t_{\text{per},2}$	60 s

Nachdem die Ölanforderung für jede Kupplung berechnet wurde, wird mit der jeweiligen Ventilkonfiguration die maximale Ölfördermenge berechnet. Zu diesem Wert wird für die Schmierung des Getriebes ein zusätzlicher Ölstrom von 1,5 l/min hinzugefügt. Die Summe aus diesen zwei Größen entspricht dem gesamten Ölbedarf Q_{pump} .

In den folgenden zwei Unterkapiteln werden die zwei unterschiedlichen Berechnungen erörtert, wobei für beide der maximale Kühlölstrom von 6 l/min gewählt wurde, um die beiden Umsetzungsvarianten vergleichen zu können. Angemerkt sei hier, dass der maximale Kühlölfluss, wie es im Anwendungsbeispiel 2 der Fall ist, ein sinnvoller Variationsparameter wäre.

Kühlölstrategie Variante III - Umsetzung 1

Die Umsetzungsvariante I der Kühlölstrategie III wurde in [22] veröffentlicht. Im Folgenden wird eine kurze Zusammenfassung dieser Variante gegeben, um den Vergleich der zwei Umsetzungsvarianten durchführen zu können.

Diese Umsetzung basiert auf dem aktuellen Wärmeeintrag. Das bedeutet, dass abhängig von der aktuell eingebrachten Wärmemenge ein konstanter Ölfluss für eine definierte Zeit angefordert wird. Die Zeitdauer der Kühlung und die Größe des Ölstroms werden dafür vorab definiert. Da für diese Variante kein Temperaturmodell verwendet wird, ist es notwendig, die Ölmenge und Kühlzeit derart groß zu wählen, dass die Kupplung nicht beschädigt wird. Diese Variante ist in der Automobilindustrie sehr verbreitet, da sie einfach zu implementieren ist. Sie hat jedoch den Nachteil des höheren Leistungsverbrauchs und einer geringeren Verfügbarkeit des Systems durch die längere Dauer der Kühlung.

Kühlölstrategie Variante III - Umsetzung 2

In der Umsetzungsvariante II wird der Kühlölstrom mittels Temperaturmodell berechnet. In jedem Zeitschritt wird die Temperatur jeder Kupplung und abhängig von dieser

der geforderte Ölvolumenstrom berechnet. Die Temperatur der Kupplungen wird mit dem Modell von Abschnitt 2.3.1 berechnet. Der benötigte Kühlölfluss $Q_{\text{kühl}}$ in l/min berechnet sich mit

$$Q_{\text{kühl}} = \frac{Q_{\text{max}}}{k_{\text{kühl}}}. \quad (3.1)$$

Dabei ist $k_{\text{kühl}}$ ein Faktor welcher mit der Tabelle 3.6 beschriebenen wird und Q_{max} in l/min der maximal verfügbare Kühlölstrom für eine Kupplung. Durch diese Berechnung kann die Kühlölstrategie auf den maximal verfügbaren Kühlölstrom normiert werden. Die Temperatur in der Tabelle bezieht sich auf die Differenz der Kupplungstemperatur und der Öltemperatur im Sumpf. In der Abbildung 3.3 ist das Lastprofil

Tabelle 3.6: Kennzahlen zur Berechnung des Kühlölstroms abhängig von der Kupplungstemperatur

Temperatur in °C	0	10	20	40
$k_{\text{kühl}}$	10	3	2	1

für die Umsetzungsvariante II dargestellt. In der zweiten Grafik dieser Abbildung sind die Temperaturverläufe der vier Kupplungen zu sehen. Die höchste Temperatur erreicht die Kupplung K3 im Grenzfälle (GF).

Der maximale Kühlölstrom wird neben der Kupplung K3 in diesem Referenzzyklus nur noch von der Kupplung K1 benötigt. In den Schaltvorgängen von Kupplung K2 und K4 ist der Wärmeeintrag sehr gering und bedarf nicht der maximalen Kühlmenge.

3.1.4 Auswertung, Bewertung und Auswahl

Um die beiden Umsetzungsvarianten vergleichen zu können, müssen zuerst die Simulationsergebnisse analysiert werden. Für die Auswertung wird für beide Umsetzungsvarianten dieselbe Methodik angewandt. Diese wird im Detail in [22] behandelt und wird hier nur zusammengefasst.

Mit dem gesamten Ölbedarf Q_{pump} in l/min aus den einzelnen Berechnungen, wird der notwendige Arbeitsdruck der Pumpe $p_{\text{pump}}(Q_{\text{pump}})$ in bar mit

$$p_{\text{pump}}(Q_{\text{pump}}) = k_{\text{pump},1} \cdot Q_{\text{pump}} + k_{\text{pump},2} \cdot \sqrt{Q_{\text{pump}}}. \quad (3.2)$$

berechnet.

Die Koeffizienten $k_{\text{pump},1}$ und $k_{\text{pump},2}$ sind in der Tabelle 3.7 definiert.

Aus dem Arbeitsdruck können die Systemleckölverluste $Q_{\text{leak}}(p_{\text{pump}})$ in l/min mit

$$Q_{\text{leak}}(p_{\text{pump}}) = (k_{\text{leak},1} \cdot p_{\text{pump}} + k_{\text{leak},2} \cdot \sqrt{p_{\text{pump}}}) \frac{60}{1000}, \quad (3.3)$$

berechnet werden. Die Koeffizienten $k_{\text{leak},1}$ und $k_{\text{leak},2}$ sind in der Tabelle 3.7 definiert. Aus der Summe des gesamten Ölbedarfs und der Systemleckölverluste wird der maximal Ölstrom Q_{max} in l/min berechnet. Mit diesem wird anschließend die minimal

notwendige Pumpengröße D_{pump} in cm^3/s mit dem Skalierungskoeffizienten k_d berechnet.

$$D_{\text{pump}} = k_d \cdot Q_{\text{max}} \cdot \frac{1000}{60}, \quad (3.4)$$

Tabelle 3.7: Liste der Parameter für die Berechnung des Arbeitsdrucks, der Systemleckölverluste und der Pumpengröße

Parameter	Kennzahl
$k_{\text{pump},1}$	$-9,6 \cdot 10^2 \text{ bar} \cdot \text{s}/\text{m}^3$
$k_{\text{pump},2}$	$2,2 \cdot 10^2 \text{ bar} \cdot \sqrt{\text{s}/\text{m}^3}$
$k_{\text{leak},1}$	$4,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{bar})$
$k_{\text{leak},2}$	$1,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \sqrt{\text{bar}})$
k_d	$2,1 \cdot 10^{-2} \text{ s}$

Mit den Kennfeldern in den Abbildungen 3.4, 3.5 und 3.6 für die volumetrische, mechanische und elektrische Effizienz, wird mit den Formeln 2.1, 2.2 und 2.3 die benötigte elektrische Leistung der Pumpe berechnet. Diese Kennfelder wurden durch Messungen generiert. Die benötigte elektrische Leistung der 2/2- und 3/3-Wegeventile ist abhängig von der Ventilposition. Diese wird mit den Kennzahlen aus der Tabelle 3.8 berechnet.

Tabelle 3.8: elektrische Leistung für die Wegeventile

Parameter	Kennzahl
$P_{2/2, \text{pos}_0}$	0,0 W
$P_{2/2, \text{pos}_1}$	13,5 W
$P_{3/3, \text{pos}_0}$	0,0 W
$P_{3/3, \text{pos}_1}$	10,1 W
$P_{3/3, \text{pos}_2}$	20,2 W

Die gesamte Leistung ist die Summe der Pumpenleistung und der Leistung der elektrischen Ventile. Diese berechnet sich mit

$$P_{\text{total}} = P_{\text{pump}} + P_{\text{valve}}. \quad (3.5)$$

Die Gesamtkosten c_{total} in Geldeinheiten (GE) der jeweiligen Layoutkonfiguration berechnen sich mit

$$c_{\text{total}} = c_{\text{pump}} + N_{2/2} \cdot c_{\text{val},2/2} + N_{3/3} \cdot c_{\text{val},3/3}. \quad (3.6)$$

Die Kosten für die Pumpe c_{pump} in GE berechnet sich mit den Kennzahlen aus der Tabelle 3.9. Diese sind abhängig von der Größe der Pumpe. Die Kennzahlen für die

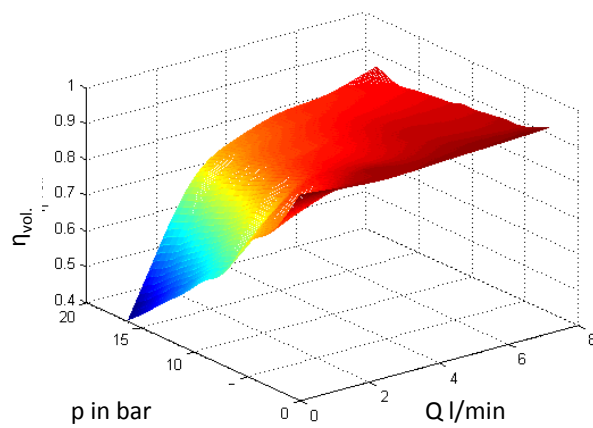


Abbildung 3.4: Volumetrische Effizienz der elektrischen Pumpe in Abhängigkeit vom Ölfluss und Druck.

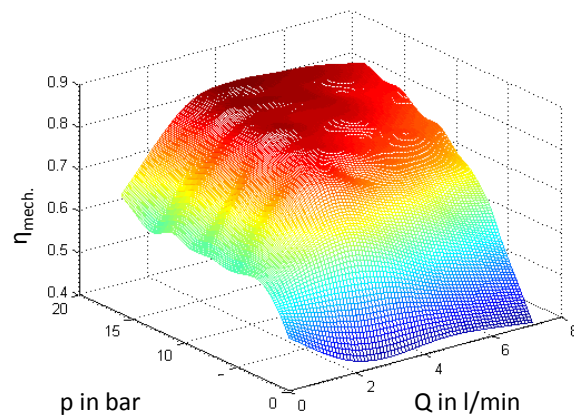


Abbildung 3.5: Mechanische Effizienz der elektrischen Pumpe in Abhängigkeit vom Ölfluss und Druck

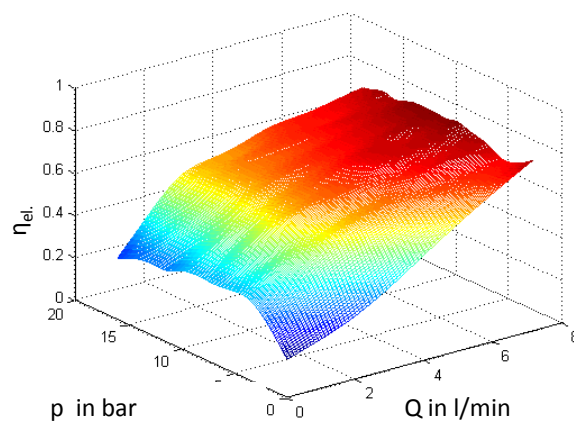


Abbildung 3.6: Elektrische Effizienz der elektrischen Pumpe in Abhängigkeit vom Ölfluss und Druck

Berechnung der Kosten der Ventile sind in der Tabelle 3.10 dargestellt. Je nach der Anzahl an 2/2-Wegenventilen $N_{2/2}$ und 3/3-Wegenventilen $N_{3/3}$ erhöhen sich diese Kosten entsprechend.

Tabelle 3.9: Kennzahlen zur Berechnung der Kosten für die elektrische Pumpe

Pumpengröße in cc/rev	0	0,5	3,0	7,0	14,0	35,0
Kosten in GE	0	10,0	17,0	23,0	29,0	47,0

Tabelle 3.10: Kosten für die Wegeventile

Beschreibung	Kennzahlen
$c_{val,2/2}$	4 GE
$c_{val,3/3}$	6 GE

Die Kosten wurden mit der Methodik aus Abschnitt 2.1.6 in Zusammenarbeit mit der Abteilung „Produktion & Kostenkalkulation“ der AVL List GmbH modelliert. Aufgrund datenschutzrechtlicher Bestimmungen seitens der AVL List GmbH und deren Partner, darf keine offizielle Währung für die Kosten in dieser Arbeit veröffentlicht werden. Die Kosten wurden deshalb normiert und in abstrakten Geldeinheiten (GE) angegeben.

In der Auswertung der beiden Umsetzungsvarianten wird für die Interpretation der besten Konfigurationen ein CO_2 zu Kosten-Diagramm, wie in der Abbildung 3.7 dargestellt, verwendet, um eine weitere Einschränkung der Lösungen zu erhalten. Im Diagramm wurde hierfür eine bessere Lösung eingetragen (roter Punkt). Zusätzlich wird die Annahme gemacht, dass bis zum Jahr 2020 höhere Kosten von 30 GE und darüber hinaus 50 GE aufgewendet werden müssen, um ein gCO_2 einsparen zu können. Dies wird durch die rote Linie im Diagramm abgebildet. Durch diese Linie und das Koordinatenkreuz wird das Diagramm in sechs unterschiedliche Bereiche aufgeteilt. Diese sechs können wie folgt interpretiert werden:

- A.)** Alle Lösungen in diesem Bereich werden von der besseren dominiert.
- B.)** In diesem Bereich kann es bessere Lösungen geben, jedoch sind diese durch die vorherige Annahme nicht ökonomisch, da die Kosten für die Reduktion eines gCO_2 höher als 30 GE wären.
- C.)** In diesem Bereich kann es bessere Lösungen geben. Diese sind bezogen auf die betrachtete Lösung ökonomisch vorteilhafter, da die Verbesserung im Verbrauch günstiger ist als 30 GE/ gCO_2 .
- D.)** In diesem Bereich kann es keine Lösungen geben, andernfalls wäre die aktuelle Lösung nicht besser.
- E.)** In diesem Bereich kann es bessere Lösungen geben. Diese sind ökonomisch vorteilhafter als die aktuelle Lösung, da sie zwar mehr gCO_2 aufweisen, dieser Vorteil aber durch den Preisunterschied mehr als aufgewogen wird.
- F.)** In diesem Bereich kann es bessere Lösungen geben, jedoch sind diese ökonomisch betrachtet unvorteilhaft, da sie zwar günstiger sind, aber der Preisunterschied den Mehrverbrauch in gCO_2 nicht rechtfertigt.

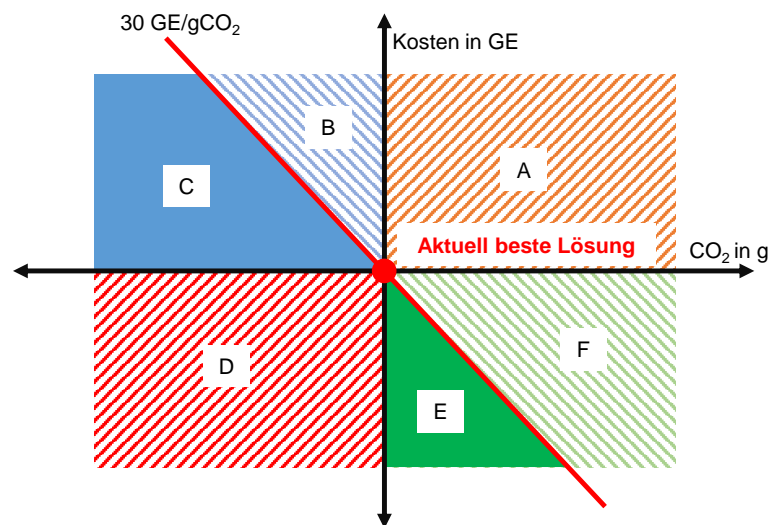


Abbildung 3.7: Bereichsdiagramm für die Interpretation des CO_2 zu Kosten-Diagramms. Der rote Punkt ist die aktuelle beste Lösung. Mittels der CO_2 - und der Kostenachse sowie der zusätzlichen Achse zur Ermittlung einer ökonomischen Lösung wird das Diagramm in sechs Bereiche (A-F) unterteilt. Im Bereich D kann es keine Lösung geben, im Bereich A kann es keine bessere Lösung geben, in den Bereichen B und F gibt es bessere, aber nicht ökonomisch sinnvolle Lösungen und in den Bereichen C und E gibt es bessere und ökonomische Lösungen als die aktuelle.

Kühlölstrategie Variante III - Auswertung der Umsetzung 1

In der Abbildung 3.8 sind die 308 Ergebnisse für die Umsetzungsvariante I aus [22] dargestellt. Es zeigt sich, dass sich mit der Anzahl an Wegeventilen die Größe der elektrischen Pumpe deutlich reduziert und der Leistungsverbrauch sinkt. Die Kosten für ein System mit und ohne Wegeventile unterscheiden sich nur gering. Dies liegt daran, dass das System mit zwei 3/3-Wegeventilen gegenüber der Variante ohne Ventile eine um den Faktor drei kleinere Pumpe benötigt.

In der Abbildung 3.9 sind die Ergebnisse der Simulation über die zwei Optimierungskriterien dem Leistungsverbrauch und den Kosten gegenübergestellt. Die blauen Punkte in der Abbildung 3.9 repräsentieren die nicht guten und die roten Punkte die besseren Lösungen. Die rote Linie beschreibt die Pareto-Front, unterhalb bzw. links davon existieren keine besseren Lösungen.

In der Tabelle 3.11 sind die fünf besseren Lösungen dargestellt. In diesem Fall ist die Lösung mit dem höchsten Leistungsverbrauch und den geringsten Kosten die Variante mit einer großen elektrischen Pumpe und keinem Wegeventil. Diese hat einen Mehrverbrauch von mehr als dem Faktor 3.5 gegenüber der besten Variante, bei lediglich 23.5 % niedrigeren Kosten.

Die Lösungen 1-3 besitzen dieselbe Pumpengröße und denselben Leistungsverbrauch für die Pumpe. Der Unterschied liegt lediglich im Leistungsverbrauch und den Kosten der Ventile.

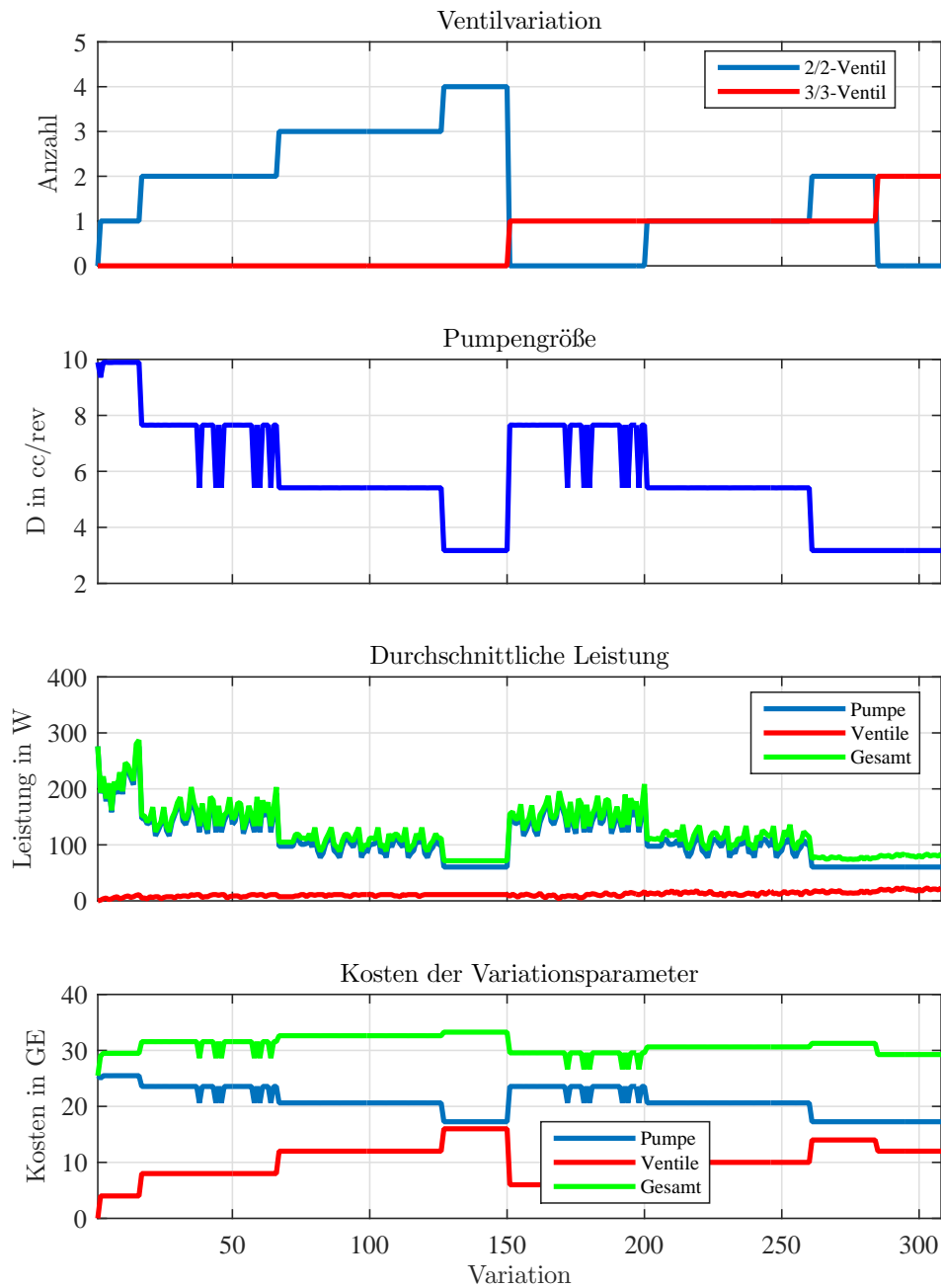


Abbildung 3.8: Das Ergebnis [22] der 308 Varianten für die Umsetzungsvariante I zeigt mit der Anzahl der Ventile die unterschiedlichen Hydrauliklayoutkonfigurationen. In der zweiten Grafik von oben kann mit Einführung von zusätzlichen Ventilen der Trend zur Verkleinerung der elektrischen Pumpe und des Leistungsverbrauchs (Grafik drei von oben) beobachtet werden. In der letzten Grafik ist der Verlauf der Gesamtkosten und der Teilkosten der Ventile sowie der Pumpe in Abhängigkeit von der Hydrauliklayoutkonfiguration zu sehen.

Für diese Fahrzeugkonfiguration wurde der Kraftstoffverbrauch bei einem zusätzlichen

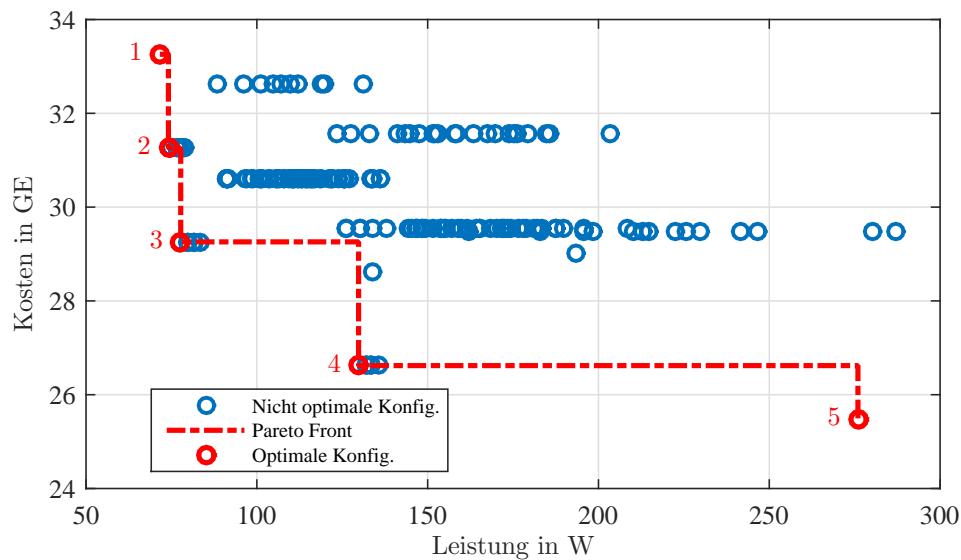


Abbildung 3.9: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten (inkl. Pareto-Front) für die Umsetzungsvariante I [22]. Die blauen Punkte sind nicht guten und die roten Punkte sind besseren Lösungen. In diesem Fall existieren fünf bessere Lösungen.

Tabelle 3.11: Optimale Lösungen für die Umsetzungsvariante I

Nummer	1	2	3	4	5
Anzahl 2/2-Ventile	4	2	0	0	0
Anzahl 3/3-Ventile	0	1	2	1	0
Gesamtkosten in GE	33,3	31,3	29,3	26,6	25,5
Kosten Pumpe in GE	17,3	17,3	17,3	20,6	25,5
Kosten Ventile in GE	16,0	14,0	12,0	6,0	0,0
Leistung gesamt in W	71,6	74,1	77,7	129,8	276,0
Leistung Pumpe in W	60,4	60,4	60,4	122,6	276,0
Leistung Ventile in W	11,2	13,7	17,3	7,2	0,0
Pumpengröße cm ³	3,2	3,2	3,2	5,4	9,9

Leistungsverbrauch von 100, 200, 300, 400 und 500 W für unterschiedliche Zyklen simuliert. Der durchschnittliche zusätzliche Verbrauch pro 100 W ist in der Tabelle 3.12 dargestellt. Im Vergleich von Lösung 1 und 3 liegt die CO₂-Einsparung bei 0.086 g/Zyklus, bei höheren Kosten von 4 GE.

Rechnet man die CO₂-Einsparung auf 1 g zurück, würde das 46 GE/gCO₂ entsprechen. Die Lösung 1 ist somit keine für die CO₂-Grenzen bis 2020 sinnvolle Lösung.

Im Vergleich der Lösung 5 zu 4, mit einer Einsparung von 2,07 gCO₂/Zyklus, und 4 zu 3, mit einer Einsparung von 0,74 gCO₂/Zyklus, sind die mit dem geringeren Leistungsverbrauch bereits für die kommende Emissionsgrenze ökonomisch.

In der Abbildung 3.10 sind die fünf Konfigurationen in einem gCO₂ zu

Tabelle 3.12: Leistungsverbrauch vs. CO_2

Zyklus	NEFZ	WLTC
zusätzliche el. Leistung	100 W	100 W
zusätzlicher Kraftstoffverbrauch	0,10 l	0,06 l
höhere CO_2 Emissionen (Benzin)	2,36 g	1,42 g

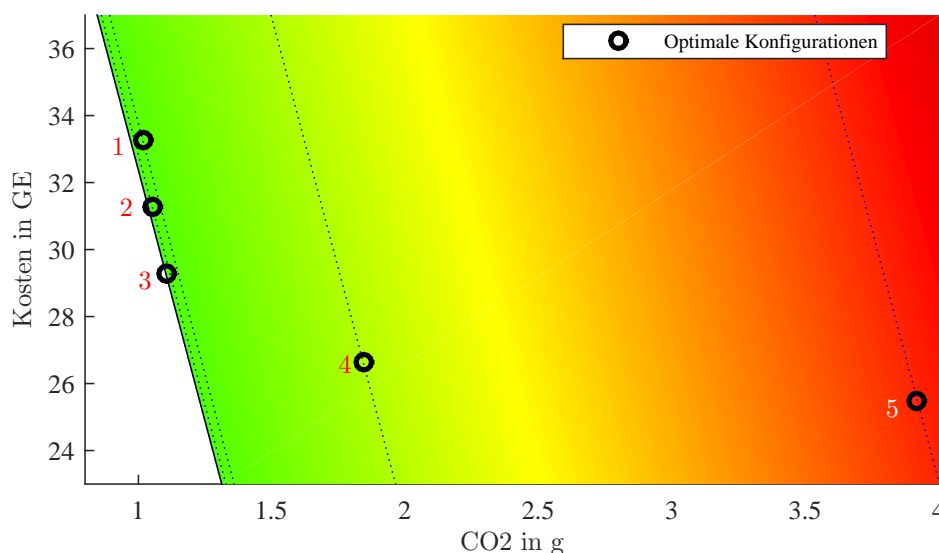


Abbildung 3.10: gCO_2 zu Kosten-Diagramm zur Bestimmung der ökonomischsten Konfiguration für die Umsetzungsvariante I. Es sind die fünf besseren Lösungen inkl. der Trendlinien für die ökonomische Beurteilung dargestellt. Die Lösung drei ist nach diesen Kriterien die beste Lösung, da links von ihr keine weitere Lösung existiert.

Kosten-Diagramm dargestellt. Zusätzlich wurde hier für jede Lösung eine Linie für die Annahme von 30 GE/g CO_2 eingefügt, um die beste Lösung für diese Einschränkung ermitteln zu können. Wie bereits beschrieben, sind aus Tabelle 3.11 die Lösungen 4 und 5 gegenüber der 3 nicht ökonomisch. Der Unterschied in den Lösungen 1, 2 und 3 ist gering, aber eindeutig. Es kann somit gesagt werden, dass die Lösung 3 die beste Konfiguration darstellt.

Kühlölstrategie Variante III - Auswertung der Umsetzung 2

In der Abbildung 3.11 sind die 308 Ergebnisse für die Umsetzungsvariante II dargestellt. Es zeigt sich, wie in der Umsetzungsvariante I, dass sich mit der Anzahl an Wegeventilen die Größe der elektrischen Pumpe deutlich reduziert und der Leistungsverbrauch sinkt. Die Kosten für ein System mit und ohne Wegeventile sind weiterhin gering.

In der Abbildung 3.12 sind die Ergebnisse aus der Simulation über die zwei Optimierungskriterien dem Leistungsverbrauch und den Kosten gegenübergestellt. Die Interpretation der Grafiken ist dieselbe wie bei der Umsetzungsvariante I.

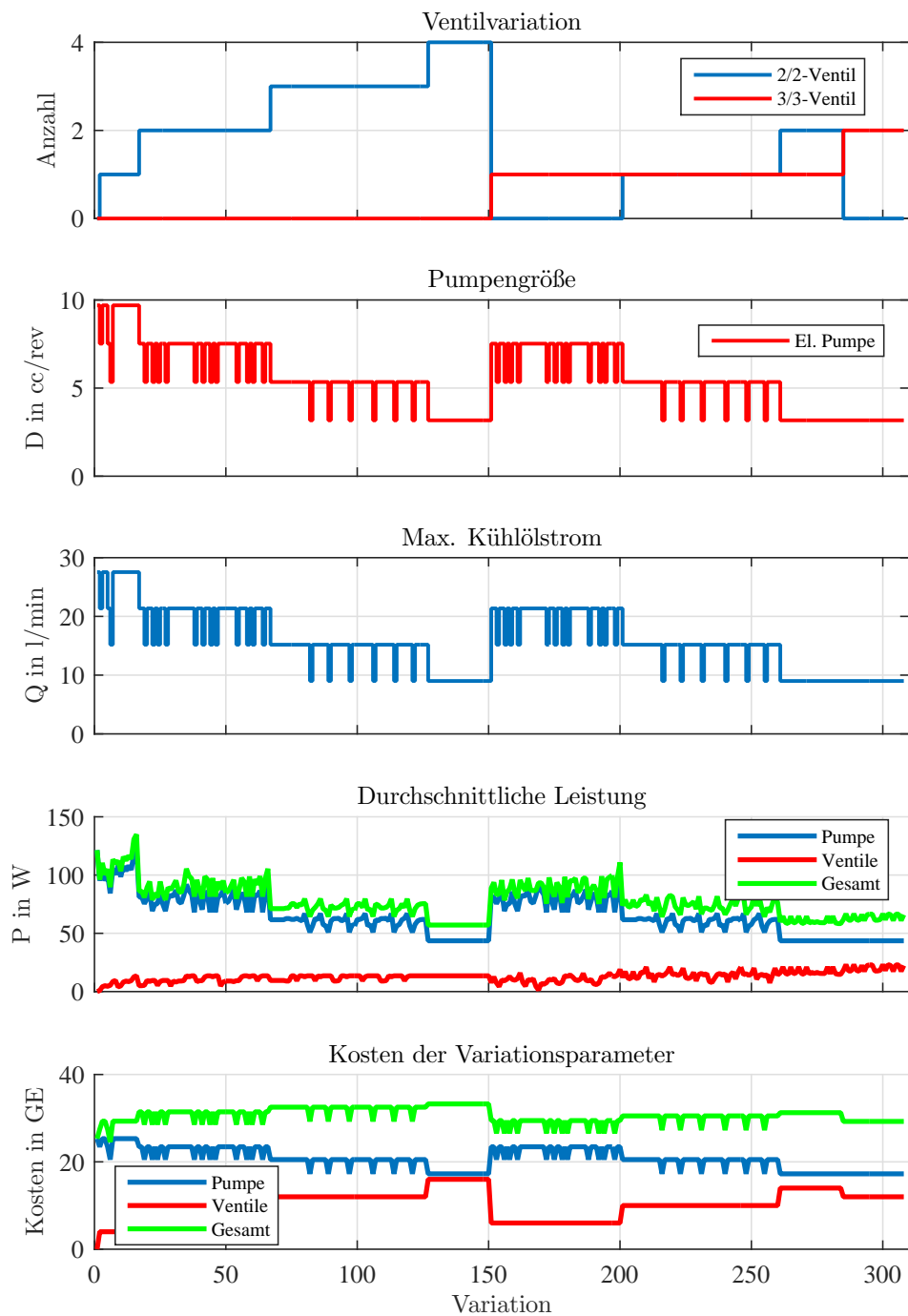


Abbildung 3.11: Auswertung aller Layoutvarianten für Kühlölstrategie 2 der 308 Varianten für die Umsetzungsvariante II zeigt mit der Anzahl der Ventile die unterschiedlichen Hydrauliklayoutkonfigurationen. In der zweiten Grafik von oben kann mit der Einführung von zusätzlichen Ventilen der Trend der Verkleinerung der elektrischen Pumpe, des maximal notwendigen Kühlölstroms (mittlere Grafik) und des Leistungsverbrauchs (Grafik vier von oben) beobachtet werden. In der letzten Grafik ist der Verlauf der Gesamtkosten und der Teilkosten der Ventile und der Pumpe in Abhängigkeit von der Hydrauliklayoutkonfiguration zu sehen.

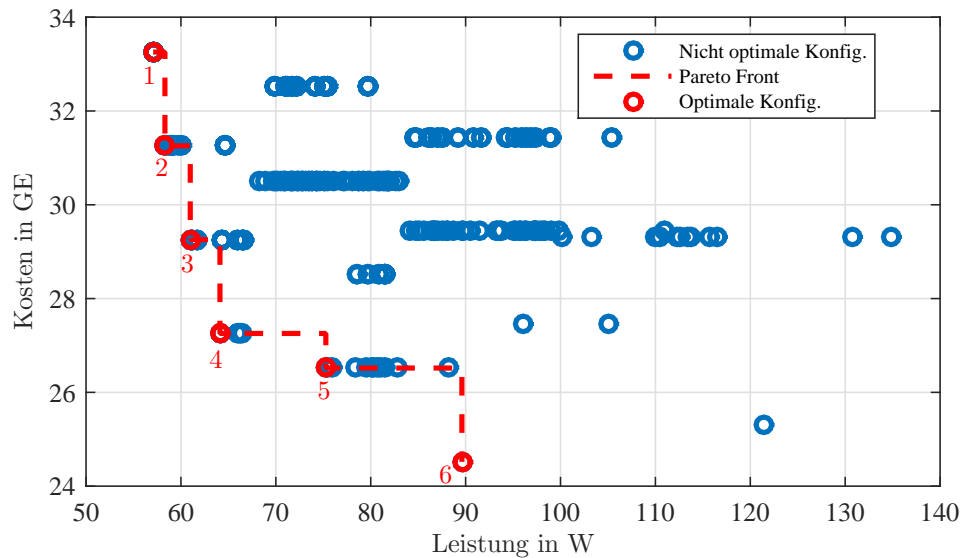


Abbildung 3.12: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten (inkl. Pareto-Front) für die Umsetzungsvariante II. Die blauen Punkte sind nicht bessere und die roten Punkte sind bessere Lösungen. In diesem Fall existieren sechs bessere Lösungen.

In der Tabelle 3.13 sind die sechs besseren Lösungen dargestellt. In diesem Fall ist die beste Lösung mit dem höchsten Leistungsverbrauch und den geringsten Kosten die Variante mit einem 2/2-Wegeventil. Diese hat einen Mehrverbrauch von 32,5 W gegenüber der besten Variante, bei 26,4 % niedrigeren Kosten.

Die Lösungen 1-3 besitzen dieselbe Pumpengröße und denselben Leistungsverbrauch für die Pumpe. Der Unterschied liegt sowohl im Leistungsverbrauch als auch in den Kosten der Ventile.

Die Konfiguration mit keinem Wegeventil, mit einem Leistungsverbrauch von 121.4 W und Kosten von 25.3 GE, ist keine sinnvolle Lösung.

Tabelle 3.13: Optimale Lösungen für die Umsetzungsvariante II

Nummer	1	2	3	4	5	6
Anzahl 2/2-Ventile	4	2	0	1	0	1
Anzahl 3/3-Ventile	0	1	2	1	1	0
Gesamtkosten in GE	33,3	31,3	29,3	27,3	26,5	24,5
Kosten Pumpe in GE	17,3	17,3	17,3	17,3	20,5	20,5
Kosten Ventile in GE	16,0	14,0	12,0	10,0	6,0	4,0
Leistung gesamt in W	57,1	58,3	61,0	64,1	75,3	89,6
Leistung Pumpe in W	43,6	43,6	43,6	50,9	68	84,3
Leistung Ventile in W	13,5	14,7	17,4	13,2	7,3	5,3
Pumpengröße in (cm ³)	3,2	3,2	3,2	3,2	5,4	5,4

Im Vergleich von Lösung 1 und 4 liegt die CO₂-Einsparung bei 0,098 g/Zyklus, bei höheren Kosten von 6 GE. Werden die Kosten auf 1 gCO₂-Einsparung zurückgerechnet,

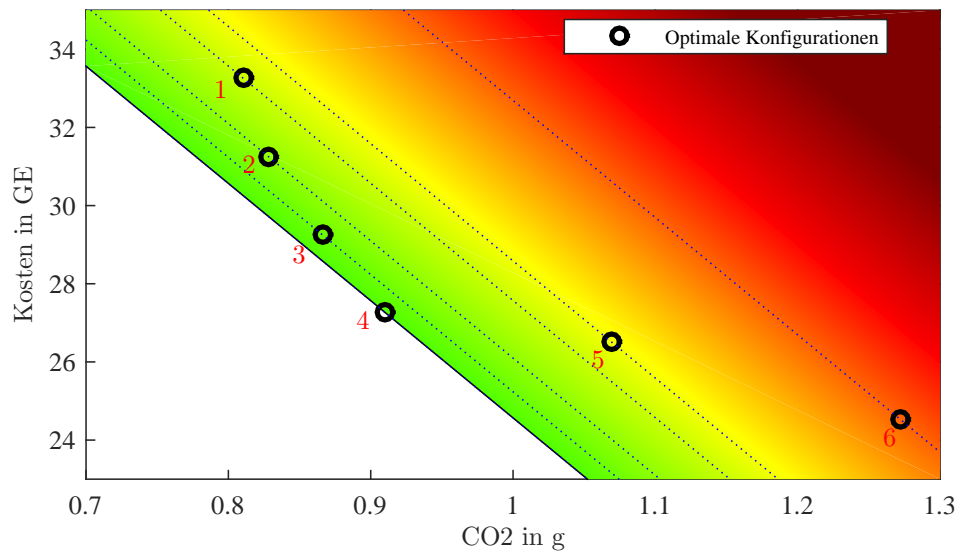


Abbildung 3.13: gCO_2 zu Kosten-Diagramm zur Bestimmung der ökonomischsten Konfiguration für die Umsetzungsvariante II. Es sind die sechs besseren Lösungen inkl. der Trendlinien für die ökonomische Beurteilung dargestellt. Die Lösung vier ist nach diesen Kriterien die beste Lösung, da links von ihr keine weitere Lösung existiert.

entspricht das einem Verhältnis von $61,2 \text{ GE/gCO}_2$. Die Lösung 1 ist somit nicht für die CO_2 -Grenzen bis 2020 relevant.

Im Vergleich der Lösung 6 zu 5, mit einer Einsparung von $0,2 \text{ gCO}_2/\text{Zyklus}$, und 5 zu 4, mit einer Einsparung von $0,157 \text{ gCO}_2/\text{Zyklus}$, sind die mit dem geringeren Leistungsverbrauch bereits für die kommende Emissionsgrenze ökonomisch.

In der Abbildung 3.13 sind die sechs Konfigurationen in einem gCO_2 zu Kosten-Diagramm dargestellt. Zusätzlich wurde hier wie bereits für die Umsetzungsvariante I für jedes Ergebnis eine Linie für die Annahme von 30 GE/gCO_2 eingefügt. Wie bereits beschrieben, sind die Lösungen 5 und 6 aus Tabelle 3.13 gegenüber der 4 nicht ökonomisch. Der Unterschied in den Lösungen 1, 2, 3 und 4 ist gering, aber die Lösung 4 kann eindeutig als die ökonomischste bestimmt werden.

Kühlölstrategie Variante III - Vergleich der beiden Umsetzungsvarianten

Im Vergleich der beiden Umsetzungsvarianten ergibt sich ein großer Unterschied bei der Höhe des Leistungsverbrauchs bei der Konfiguration mit keinem Wegeventil. Zusätzlich ist in der zweiten Umsetzungsvariante diese Konfiguration keine bessere Lösung. Eine wichtige Erkenntnis ist, dass bei derselben maximalen Kühlölmenge für eine Kupplung die Pumpengröße für die jeweilige Ventilkonfiguration gleich groß ist. Das Einsparungspotential hinsichtlich des Leistungsverbrauchs mit $14,5 \text{ W}$ (entspricht $0,2 \text{ gCO}_2/\text{Zyklus}$) und denselben Kosten, ist bei der Lösung mit dem niedrigsten Leistungsverbrauch immer noch beträchtlich.

Die Kenntnis darüber, wann eine Kupplung abgekühlt ist, ist ein weiteres Argument, um die Umsetzungsvariante II zu bevorzugen. Zusätzlich muss hier gesagt werden,

dass für unterschiedliche Lastfälle (z.B. Zyklen, Messungen, usw.) das Ergebnis durchwegs anders ausfallen kann und es sinnvoll ist, die Ergebnisse immer für die einzelnen Lastfälle zu analysieren.

3.1.5 Umsetzung der Kühlölstrategie in Softwarefunktionen und dynamische Beurteilung

Im Folgenden wird die erweiterte Kühlölstrategie aus dem Abschnitt 2.5.4 für die beste Lösung 3 mit zwei 3/3-Wegeventilen demonstriert. Im Unterschied dazu, wurde der maximale Kühlölstrom von 6 l/min auf 8 l/min erhöht und die Größe der elektrischen Pumpe von 3,2 cc/rev auf 4,25 cc/rev angehoben. Ein Überblick über die Simulationsumgebung ist in der Abbildung 3.14 gegeben. Es besteht aus einem in der AVL List eingesetztem Testsystem zur Vorgabe von Testvektoren. Mit diesem können zusätzlich automatisiert Testfälle ausgeführt und ausgewertet werden. Des Weiteren ist in der Simulationsumgebung die Applikationssoftware mit den Funktionen für die Steuerung der Kühlung und Schmierung des Getriebes und ein Modell der benötigten Strecke vorhanden. Die folgenden Softwarefunktionen sind inkludiert:

- Kupplungstemperaturmodell
- Kühlölstrategie
- Temperaturmanagement
- Aktuatorsteuerung

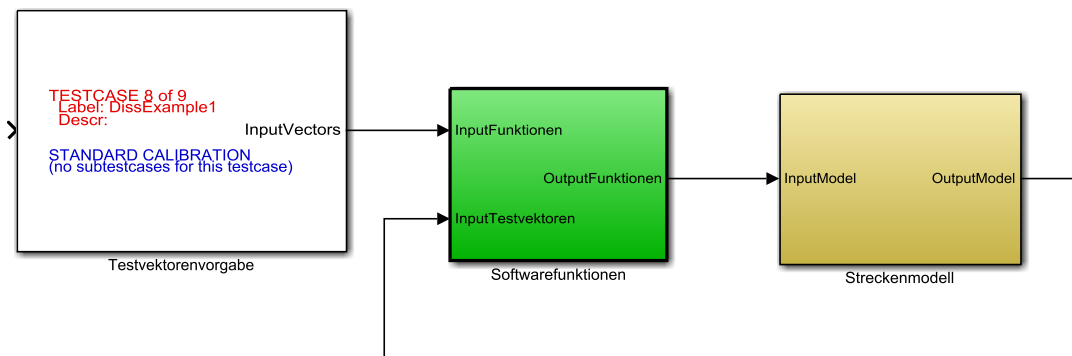


Abbildung 3.14: Übersicht über die Simulations- und Testumgebung für die dynamische Simulation des Anwendungsbeispiels 1. Es besteht aus einem Testsystem zur Testvektorvorgabe, aus der erweiterten Kühlölstrategie und dem dynamischen Streckenmodell der Hydraulik.

Für die Berechnung der Kupplungstemperatur wird das Modell aus Abschnitt 2.3.2 verwendet. Da nicht alle Anforderungen dieselbe Priorität in der Umsetzung haben, wird eine Reihung eingeführt, um die Anforderung der maximalen Effizienz unter der Berücksichtigung der Systemverfügbarkeit gewährleisten zu können. Die Prioritäten sind:

1. niedriger Wärmeeintrag vorhanden
2. mittlerer Wärmeeintrag vorhanden
3. Mikroschlupfbetrieb
4. zyklische Schmierung
5. Schmierung vor einer Schaltung
6. hoher Wärmeeintrag vorhanden
7. sehr hoher Wärmeeintrag vorhanden

Je höher die Priorität ist, desto schneller wird eine Anforderung umgesetzt. Wenn die höchste Anforderung das System nicht vollständig für sich beansprucht, das heißt die Pumpe nicht die maximale Förderleistung bereitstellen muss, kann in der erweiterten Kühlölstrategie eine weitere bestehende Anforderung parallel bedient werden. Besitzen mehrere Kupplungen dieselbe Priorität wird die folgende Reihung zusätzlich angewendet (höchste Priorität zuerst):

- Kupplung K3
- Kupplung K4
- Kupplung K1
- Kupplung K2

Für das Streckenmodell in der Abbildung 3.14 wurden Modelle aus dem Abschnitt 2.3.2 verwendet. In der Abbildung 3.15 ist der Aufbau dieses Modells dargestellt. Die Eingangsgrößen dieses Systems sind die Drehzahl der elektrischen Pumpe und der elektrische Strom zur Regelung der Position der beiden 3/3-Wegeventile. Neben der elektrischen Pumpe besitzt das System ein Überdruckventil, eine Drossel (als Blende ausgeführt) als Zulauf für die Schmierung, zwei 3/3-Wegeventile und die Verbindungsrohre zu den vier Kupplungen.

Test der Kühlölstrategie

Im Folgenden wird anhand eines Beispiels die erweiterte Kühlölstrategie validiert. In der Abbildung 3.16 ist, bis auf die Größe des Drehmoments (reduziert von 225 Nm auf 180 Nm), der dynamische Testfall 1 der Kupplungsmodellierung aus Abschnitt 2.3.1 dargestellt. In den ersten drei Grafiken sind das aktuell übertragene Drehmoment, die Eingangs- und Ausgangsdrehzahl und der Wärmeeintrag der Kupplung K3 dargestellt. In der vierten Grafik ist das Ergebnis der Simulation für die Kupplungstemperatur mit dem Kühlölstrom aus Grafik fünf zu sehen. Der Kühlölstrom verringert sich umso mehr, je kleiner die Temperaturdifferenz im Vergleich zum Öl ist.

Die Standard-Kühlstrategie und die erweiterte Kühlölstrategie liefern für dieses Beispiel dasselbe Ergebnis, da keine andere Anforderung aktuell vorhanden ist. Tritt während der Abkühlphase der Kupplung K3 (Abbildung 3.17) eine weitere Anforderung auf, würde die Abkühlung von der Kupplung K3 durch die Kupplung K1 in der Standardkühlstrategie unterbrochen werden. Mit der erweiterten Strategie wird die Anforderung von 4 l/min von der Kupplung K1 und die Anforderung von der Kupplung K3 mit der Impulsstrategie gleichzeitig erfüllt (die vierte und die fünfte Grafik von oben

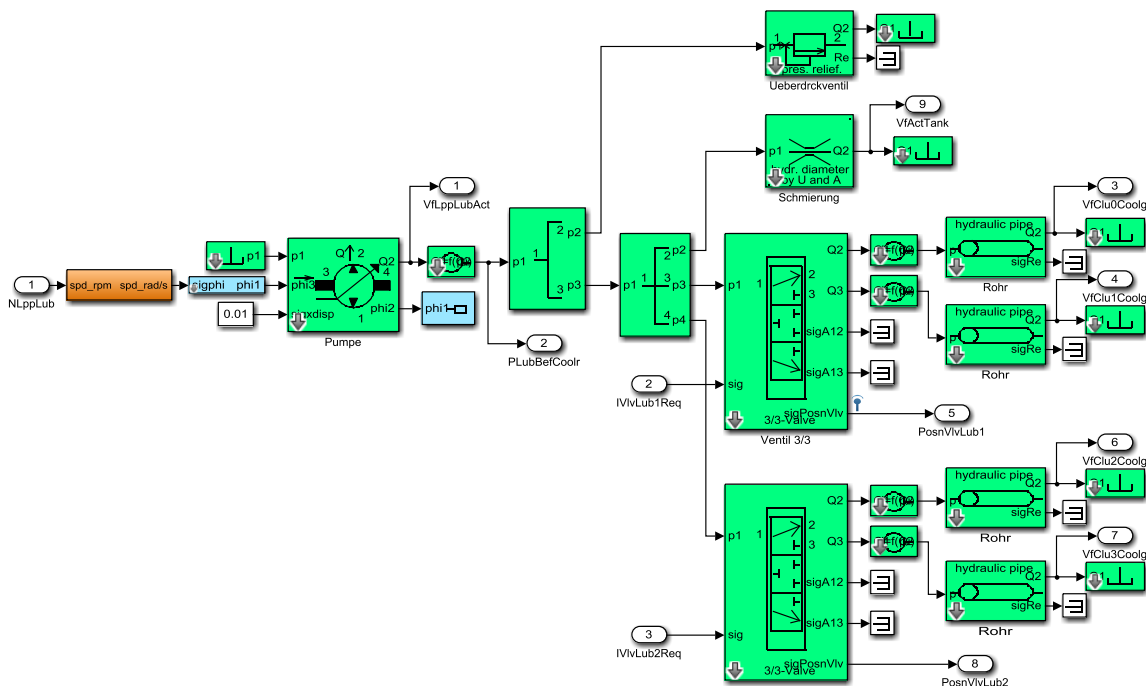


Abbildung 3.15: Hydraulisches Streckenmodell für die Kühlung und Schmierung der Kupplung. Dieses Modell besteht aus einer elektrischen Pumpe (Vorgabe Drehzahl), zwei 3/3-Wegeventilen (Vorgabe elektrischer Strom) für die Kühlung der Kupplungen, vier hydraulischen Leitungen für die einzelnen Kupplungen, einer Drossel (ausgeführt als Blende) für die Schmierung und einem Überdruckventil.

aus der Abbildung 3.17). Dafür muss die elektrische Pumpe die Summe dieser Anforderungen liefern. Die Impulsdauer für die Versorgung der Kupplung K3 ist am Anfang höher, als die von der Kupplung K1, da auch die Anforderung höher ist. Im Verlauf der Zeit kühlt die Kupplung K3 ab und dadurch wird die geforderte Ölmenge kleiner. Mit dieser sinkt auch die Anforderung an die Pumpe und die Impulsdauer für die Kupplung K3 sinkt und die der Kupplung K1 erhöht sich. Der Vergleich der Simulation 1 (keine Anforderung ausständig) und mit Simulation 2 (mehr als eine Anforderung vorhanden) zeigt die Abkühlung der Kupplung K3 ein ähnliches Verhalten.

In der Grafik 3 sind die Prioritäten während der Laufzeit für die Kupplungen und die beiden Simulationen dargestellt. In der Phase in der ein sehr hoher Wärmeeintrag in der Kupplung zugeführt wird (Priorität 7) und einschließlich bis zur Zeit von 10 s, sind die Verläufe der Kupplung K3 in beiden Simulationen identisch. Ab dem Zeitpunkt, ab dem in der Kupplung K1 ein hoher Wärmeeintrag (Priorität 6) vorhanden ist, ändert sich, nach einer kurzen Zeit, auch die Priorität der Kupplung K3 von 2 auf 6. Für die Kupplung K3 wurde eine Strategie implementiert, in welcher das Integral der Differenz zwischen geförderter und geforderter Ölmenge immer größer als ein Schwellwert sein muss, um die Priorität 2 beizubehalten. Bei Unterschreitung dieses Schwellwerts ändert sich die Priorität auf 6, bis dieser wieder überschritten ist. Um ein schnelles

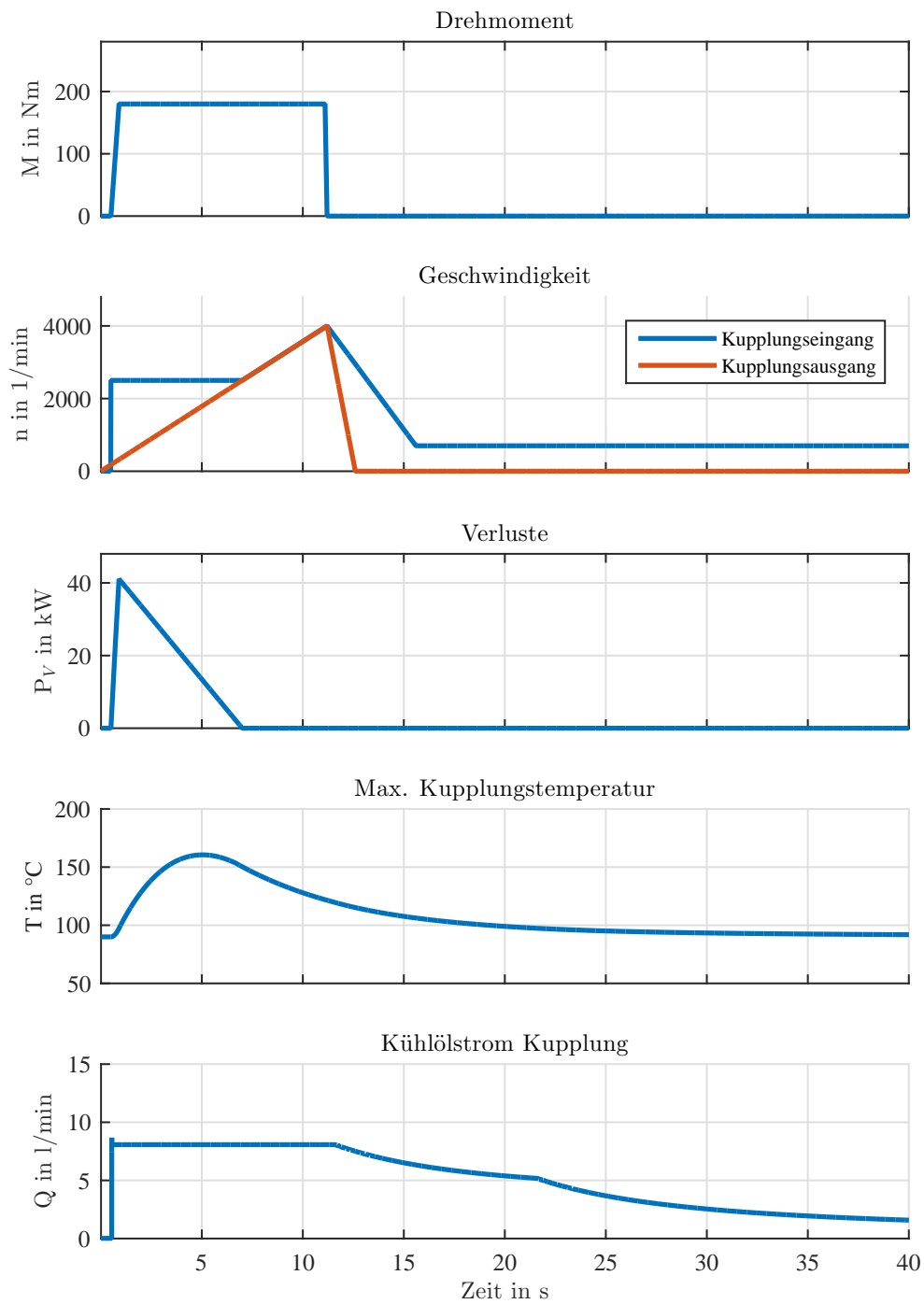


Abbildung 3.16: Zeitliche Verläufe der dynamischen Simulation - Eingangsgrößen (Ölfluss, Momente, Eingangs- und Ausgangsdrehzahl), Ausgangsgröße (Kupplungstemperatur) und Zwischengröße (Verlustleistung).

Umschalten der Prioritäten zu vermeiden, wurde zusätzlich eine Hysterese eingefügt. Dieses Prinzip spiegelt die Idee der Impulsstrategie (Chop-Modi) wieder.

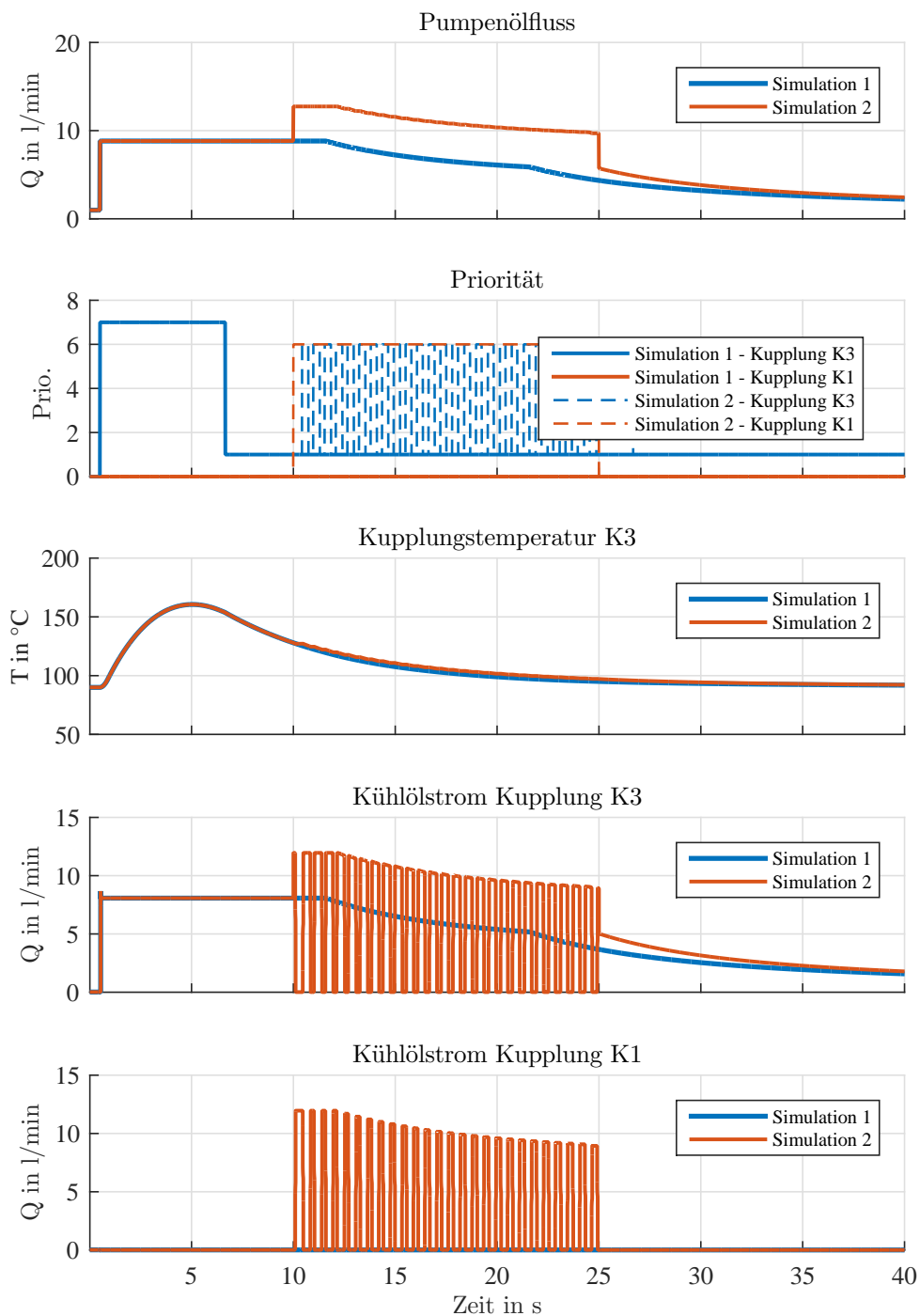


Abbildung 3.17: Simulationsergebnis für die Standardkühlölstrategie (Simulation 1) und für die erweiterte Kühlölstrategie (Simulation 2). In der Simulation 1 wird nur die Anforderung der Kupplung K3 versorgt, während in der Simulation 2 zusätzlich die Kupplung K1 versorgt wird. Die Versorgung von zwei Anforderungen der Simulation 2 benötigt einen höheren Pumpenölfluss (oberste Grafik). Die zweite Grafik von oben zeigt die Änderung der Priorität der Simulation 2 durch die Impulsstrategie. Der Unterschied der beiden Strategien im Temperaturverlauf der Kupplung K3 (Grafik drei von oben) ist unter 2°C . Die unterschiedlichen Kühlölströme sind in den untersten Grafiken dargestellt.

3.1.6 Zusammenfassung

In diesem Beispiel wurde die neue Methodik zum Design eines elektro-hydraulischen Systems, für die Kühlung und Schmierung eines DHT, angewandt. Das Ergebnis zeigt das Potential der Methodik, um ein besseres System hinsichtlich der Zielkriterien zu finden. Zusätzlich wurde der Einfluss von unterschiedlichen Umsetzungsvarianten der Kühlölstrategie III während des Designs demonstriert. Es hat sich gezeigt, dass die Berücksichtigung einer intelligenten Regelstrategie während des Designprozesses einen Einfluss auf das Ergebnis hat. So ist in der Umsetzungsvariante II ein System mit einer großen elektrischen Pumpe und keinem Wegeventil im Vergleich zur ersten Umsetzungsvariante, keine bessere Lösung. Des Weiteren wurde die erweiterte Kühlölstrategie angewandt und in einem Beispiel deren Nutzen demonstriert. Durch diese besitzt die Kühlölstrategie III gegenüber den anderen keine Nachteile hinsichtlich Verfügbarkeit und Systemsicherheit.

3.2 Anwendungsbeispiel 2

In diesem Abschnitt wird als zweites Anwendungsbeispiel die Layoutoptimierung für ein PKW DKG gezeigt. Ziel ist es, ein besseres System für die folgenden Variationsparameter zu finden:

- Größe der mechanischen und elektrischen Pumpe (8, 10, 12, 14, 16 cc/rev)
- maximaler Kühlölfluss beim Grenzfal (6, 8, 10, 12 l/min)
- Ventilvariation zur Steuerung des Kühlölflusses (wie in Abbildung 2.42)

Anschließend soll dieses System mittels einer erweiterten dynamischen Simulation mit dem Simulationstool Simulink überprüft werden.

Die elektro-hydraulische Steuerung des DKG hat den Aufbau wie in der Abbildung 2.56 dargestellt. Der Hochdruckkreislauf ist über einen Arbeitsdruckregelschieber mit dem Niederdruckkreislauf verbunden. Generell ist für jede Kupplung ein Druckregelventil vorhanden. Die Gangsteller werden wie nach [74] mit 4/4-Wegeventilen angesteuert (siehe Abbildung 3.18). Diese können direkt mit dem Arbeitsdruck versorgt oder mittels eines weiteren Druckregelventils, welches zwischen diesen beiden angeordnet ist, beaufschlagt werden. Im folgenden Beispiel wird ein Druckregelventil für alle verwendet, um die Kraft vom Gangsteller regeln zu können. Wie im Abschnitt 2.5.4 nach

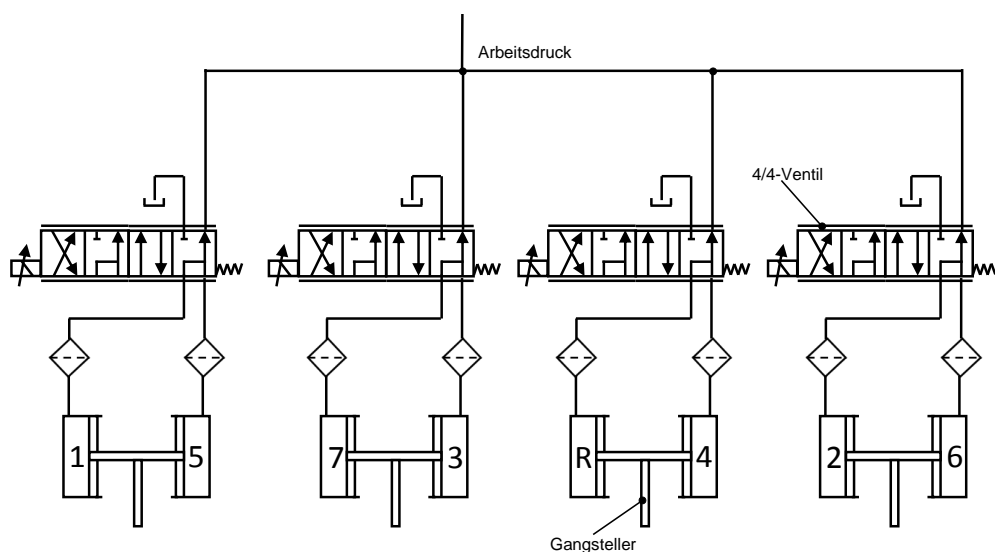


Abbildung 3.18: Anschluss der Gangsteller an das Arbeitsdrucksystem nach [74] für acht Gänge.

Abbildung 2.56 wird der Hochdruckkreislauf mit der höchsten Priorität versorgt. Anschließend folgt das Niederdrucksystem mit der Kühlung und Schmierung. Durch diese Priorisierung wird sichergestellt, dass das Hochdrucksystem immer zuerst versorgt wird. Jedoch muss beim Design berücksichtigt werden, dass genügend Öl während eines Schaltvorgangs für die Kupplungsbefüllung bzw. zur Betätigung eines Schaltstellers zur

Verfügung steht, damit kein oder nur ein akzeptabler Druckeinbruch entsteht. Akzeptabel heißt, dass der Arbeitsdruck immer über dem geforderten Druck der Aktuatoren liegt und somit keinen negativen Einfluss auf das Verhalten des Getriebes ausüben kann.

Mit diesem System werden die Anforderung gegenüber der zyklischen Schmierung einer Kupplung und der vor einem Schaltvorgang immer erfüllt, da nur im Extremfall kurzzeitig kein Öl zu den Kupplungen gefördert wird. Ein hoher Ölstrom bewirkt höhere Schleppölverluste, deshalb wäre es hier sinnvoll diesen mittels einer Druckregelung zu steuern.

3.2.1 Datenvektorerstellung

Für die Datenvektorerstellung werden zuerst Daten vom Fahrzeug und vom Antriebsstrang benötigt, um wie bereits im Beispiel von Abschnitt 3.1 einen Datenvektor (Szenarien) mittels der Simulationssoftware AVL Cruise zu erstellen. Neben dem bereits im Abschnitt 3.1 eingesetzten WLTC wird für dieses Beispiel zusätzlich der NEFZ als Referenzfahrzyklus verwendet. Somit werden für dieses Beispiel zwei unterschiedliche Datenvektoren zur Ermittlung des besten elektro-hydraulischen Systems verwendet. In der Tabelle 3.14 sind die Fahrzeugparameter und in der Tabelle 3.15 die Parameter über die VKM und das DKG dargestellt. Für mehr Informationen zur Simulation sei auf das Anwendungsbeispiel 1 (Abschnitt 3.1) verwiesen. Aus der Simulation wurden die folgenden Daten berechnet:

- Drehzahl der VKM
- Eingang- und Ausgangsdrehzahl der Kupplungen
- Drehmoment der Kupplungen
- aktueller Gang
- Fahrzeuggeschwindigkeit

Tabelle 3.14: Fahrzeugparameter Beispiel 2

Beschreibung	Daten
Fahrgewicht	1700 kg
Strömungswiderstand	0,42
Bezugsfläche Strömungswiderstand	2,6 m ²
Fahrzeugwiderstand - konstant	140 N
Fahrzeugwiderstand - linear mit Geschwindigkeit	0,225 N/(km/h)
Fahrzeugwiderstand - quadratisch mit Geschwindigkeit	0,042 N/(km/h) ²

Anschließend wurde zu den Simulationsdaten am Anfang der Zyklen ein Grenzfall (GF) für die Kupplung 1 in dreifacher Ausführung angefügt. Der gewählte GF besitzt ein konstantes Drehmoment von 188 Nm bei einer Drehzahldifferenz von 2.500 1/min am Beginn. Die Drehzahldifferenz nimmt kontinuierlich innerhalb der Zeitdauer von 6 s zu 0 Umdrehungen ab.

In den Abbildungen 3.19 und 3.20 sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt.

Diese entsprechen dem Lastprofil für die Layoutverbesserung. Die Simulation zeigt kurzfristig höhere übertragene Momente bei jedoch kleineren Drehzahlunterschieden. Dies entspricht, nach der Formel 2.6, einem geringeren Wärmeeintrag in die Kupplung als die des GF. Zusätzlich ist die Zeitdauer eines Wärmeeintrags in eine Kupplung während der beiden Referenzzyklen gering, wodurch sich die Erhöhung der Kupplungstemperaturen in Grenzen hält.

Tabelle 3.15: Parameter über den Antriebsstrang für das Beispiel 2

Beschreibung	Daten
Getriebeart	DKG
Anzahl der Kupplungen	2
Anzahl der Vorwärtsgänge	7
Anzahl der Rückwärtsgänge	1
Anzahl der Schaltgabel	4
VKM	1,5L TGDI
max. Moment	250 Nm
Drehzahlbereich	700 - 6000 1/min
max. Leistung	116 kW
Kraftstoff	Benzin

3.2.2 Datenaufbereitung und Vorausberechnungen

Bei der Datenaufbereitung können die Öl- und Druckanforderungen für den Hochdruckkreislauf bereits vor der Layoutvariation berechnet werden, da für diesen keine dynamischen Komponenten wie z.B. ein Druckspeicher vorgesehen sind. Hingegen können für den Niederdruckkreislauf, wegen der dynamischen Berechnung der Kupplungstemperatur und der Kühlölstrategie, keine Vorabberechnungen für Druck und Ölfluss durchgeführt werden.

Der Ablauf für die Berechnung der Anforderungen für den Hochdruckkreislauf ist in der Abbildung 3.21 dargestellt. In Phase 1 werden mit dem Gangsignal aus der Simulation die Schaltzeitpunkte identifiziert. Diese sind notwendig, um die Anforderung für die Kupplungsfüllung und die Betätigung der Schaltaktuatoren zu berechnen.

In der zweiten Phase wird zuerst aus den Drehmomenten an den Kupplungen der benötigte Kupplungsdruck berechnet. Für die Berechnung wurden die Kennzahlen aus der Tabelle 3.16 herangezogen. Zusätzlich können aus dieser Tabelle der Druck (2 bar) ermittelt werden, an dem die Kupplung beginnt Moment zu übertragen.

Tabelle 3.16: Kennzahlen zur Berechnung des Kupplungsdrucks abhängig vom übertragenen Drehmoment

Druck in bar	2	3,2	3,99	5,05	6,95	12
Moment in Nm	0	34	61	95	170	350

Zudem werden in dieser Phase der benötigte Schaltstellerdruck und die Zeitdauer vor

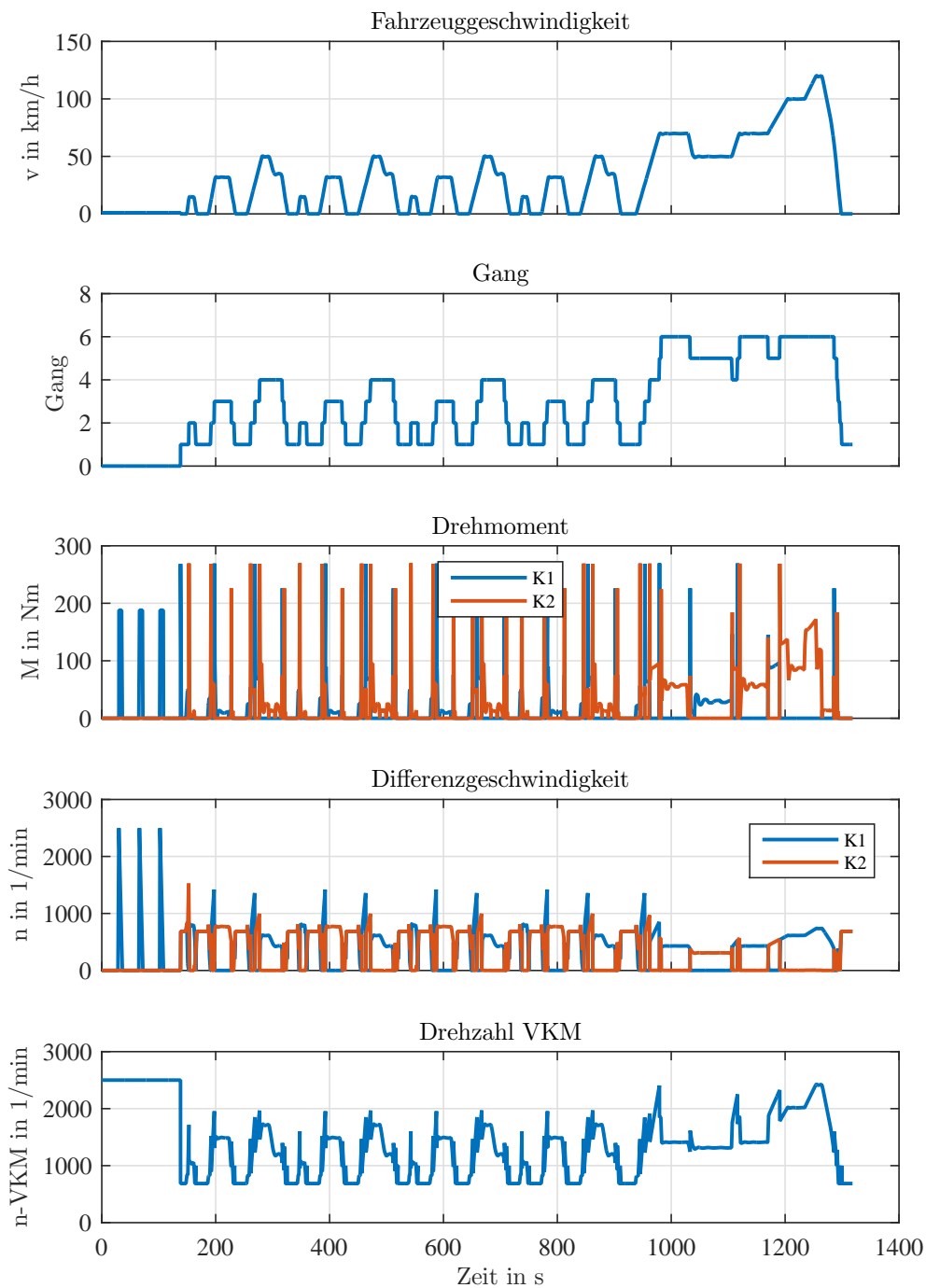


Abbildung 3.19: Lastprofil für den NEFZ mit der Geschwindigkeit v und dem Gang in den obersten Grafiken. Das Drehmoment M und die Differenzgeschwindigkeit n für die Kupplungen K1 und K2 zur Berechnung der Reibleistung sind in den Grafiken drei und vier von oben dargestellt. Die letzte Grafik zeigt die Drehzahl der VKM. Diese wird zur Berechnung des Ölflusses der mechanischen Pumpe benötigt.

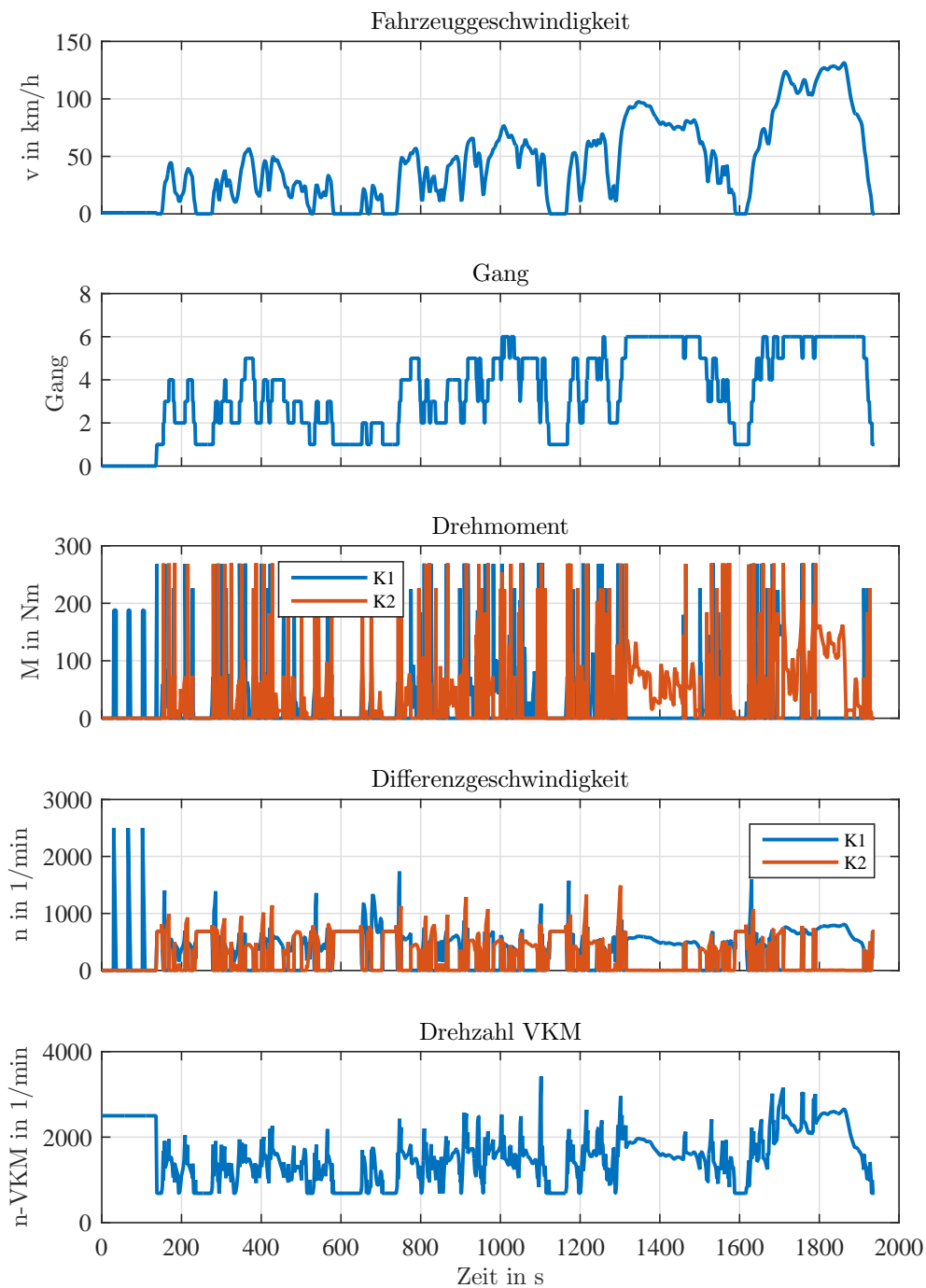


Abbildung 3.20: Lastprofil für den WLTC mit der Geschwindigkeit v und dem Gang in den obersten Grafiken. Das Drehmoment M und die Differenzgeschwindigkeit n für die Kupplungen K1 und K2 zur Berechnung der Reibleistung sind in den Grafiken drei und vier von oben dargestellt. Die letzte Grafik zeigt die Drehzahl der VKM. Diese wird zur Berechnung des Ölflusses der mechanischen Pumpe benötigt.



Abbildung 3.21: Ablauf für die Berechnung der Anforderungen für den Hochdruckkreislauf

einem Schaltzeitpunkt berechnet. Die Zeitdauer wurde mit 100 ms bei einem Druck von 10 bar festgelegt. Die Abhängigkeiten von der Öltemperatur und der Differenzgeschwindigkeit der Gangstufeneingangs- und -ausgangsdrehzahl sind in diesem Beispiel nicht mitberücksichtigt.

Aus den Berechnungen der Phase 2 können in der nächsten Phase der Maximalwert aus den Kupplungsdrücken und den Schaltstellerdrücken zu jedem Zeitschritt berechnet werden. Dieser Wert entspricht mit einer Sicherheitsreserve von 2 bar dem notwendigen Arbeitsdruck. Die Sicherheitsreserve ist notwendig, damit bei dynamischen Anforderungen der notwendige Kupplungsdruck nicht unterschritten wird. In den Abbildungen 3.22 und 3.23 sind die Drücke für die Kupplungen 1 (K1) und 2 (K2), der Schaltsteller und der Arbeitsdruck dargestellt. Man sieht, dass der höchste Druck durch die Aktuierung der Schaltsteller erfolgt und dass für diese Zyklen der benötigte Druck auf einem niedrigeren Niveau (<10 bar) liegt.

In der Phase 4 werden mit dem Kupplungsdruck und den Kennzahlen aus der Tabelle 3.17 die Leckölverluste des Systems berechnet. Die Leckölverluste sind abhängig vom Druck und können durch Toleranzen des Systems und aus Datenblättern der Komponenten bestimmt werden. Nachdem es in diesem Beispiel um die Erweiterung

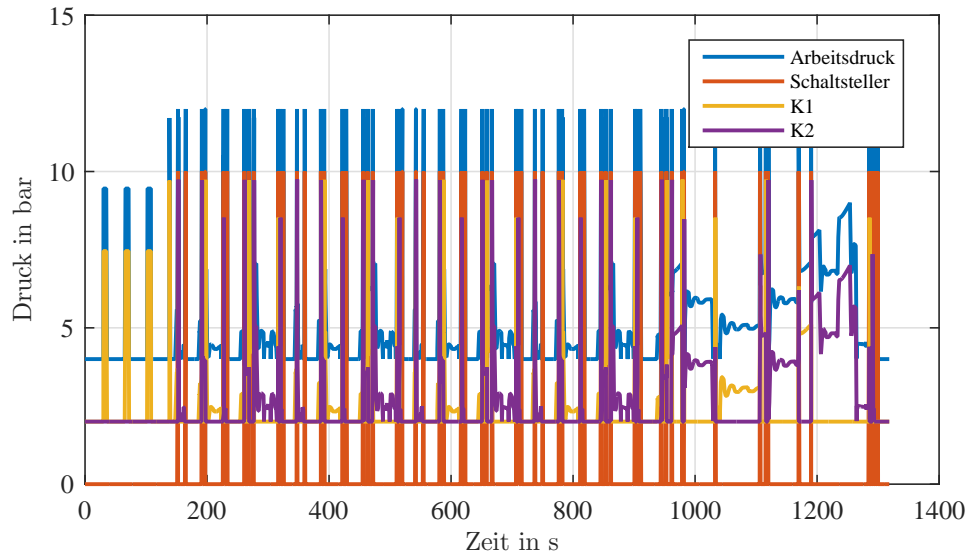


Abbildung 3.22: Berechnete Drücke im NEFZ - Der Arbeitsdruck setzt sich aus dem maximalen Druck der Schaltsteller sowie den Kupplungen K1 und K2 zusammen und wird zusätzlich mit einem Offset von 2bar beaufschlagt (Sicherheitsreserve). Die Drücke der Schaltsteller werden bei einem Schaltvorgang aktiv. Durch die Schaltsteller wird der maximal benötigte Druck in diesem Zyklus erreicht.

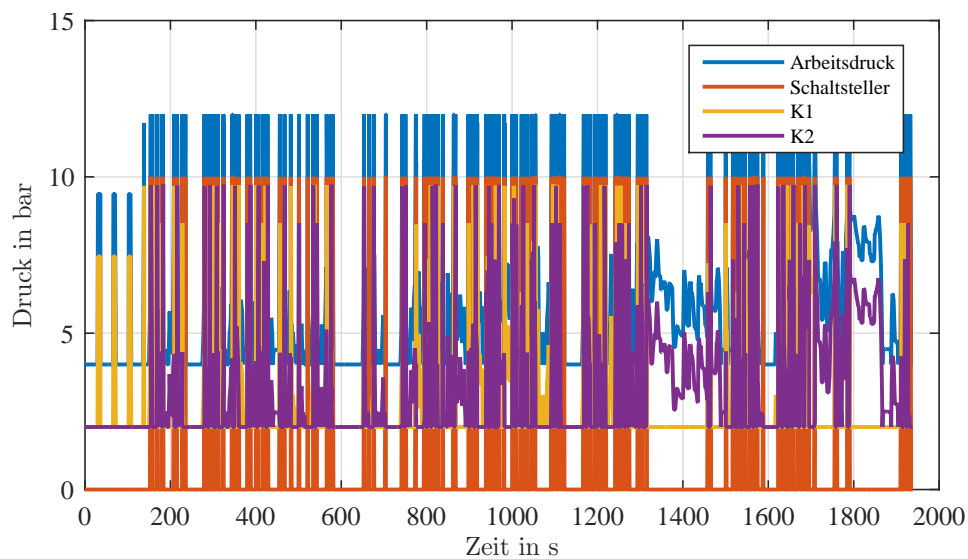


Abbildung 3.23: Berechnete Drücke im WLTC - Der Arbeitsdruck setzt sich aus dem maximalen Druck der Schaltsteller sowie den Kupplungen K1 und K2 zusammen und wird zusätzlich mit einem Offset von 2bar beaufschlagt (Sicherheitsreserve). Die Drücke der Schaltsteller werden bei einem Schaltvorgang aktiv. Durch die Schaltsteller wird der maximal benötigte Druck in diesem Zyklus erreicht.

eines bereits bestehenden elektro-hydraulischen Systems geht, kann davon ausgegangen werden, dass diese Informationen zur Verfügung stehen. In der Phase 5 werden die

Tabelle 3.17: Kennzahlen zur Berechnung der Leckölverluste im Hochdrucksystem

Druck in bar	0	2	4	8	12	16	20
Leckölverluste in l/min	0	2,24	3,78	6,34	8,6	10,6	12,6

Ölflussanforderungen für die Befüllung der Schaltsteller und der Kupplung berechnet. Die Anforderung für die Schaltsteller beträgt 2.4 l/min für die oben genannte Zeitdauer (Schaltstellerbetätigung). Für die Kupplungen wird eine Zeitdauer von 200 ms bei einem Ölfluss von 5 l/min vor jedem Schaltzeitpunkt berechnet.

Aus der Summe der einzelnen Ölflussanforderungen (Schaltsteller, Kupplungsfüllung, Leckölverluste) berechnet sich die gesamte Ölflussanforderung für das Hochdrucksystem (Phase 6).

3.2.3 Layoutvariation

Die Durchführung der Berechnung der einzelnen Variationen ist bereits im Abschnitt 2.4.3 beschrieben und der dazugehörige Softwarealgorithmus in der Abbildung 2.36 dargestellt. Im Unterschied zu diesem gibt es nicht nur die Ventilparameter als Variationsparameter, sondern auch die Größe der mechanischen Pumpe und der des maximalen Kühlölflusses für eine Kupplung. Für diese zwei zusätzlichen Variationsparameter müssen zwei weitere Iterationen eingefügt werden. Zudem wurde eine Abbruchbedingung in der dynamischen Berechnung hinzugefügt, um die Berechnung bei der Verletzung einer Nebenbedingung abzubrechen und die Laufzeit der gesamten Berechnung zu verkürzen. Nebenbedingungen sind:

- Die maximal verfügbare elektrische Leistung für die elektrische Pumpe von 400 W ist überschritten.
- Die Summe der Ölflüsse der mechanischen und der elektrischen Pumpe reichen nicht aus, um die Anforderungen des Hochdruckkreislaufs zu decken.

Die elektrische Pumpe unterstützt in diesem Layout die mechanische Pumpe bei Bedarf. Grundsätzlich wird die Größe der elektrischen Pumpe mithilfe des GF definiert. Der restliche Zyklus hätte dadurch nur das maximale Ölfördervolumen der elektrischen Pumpe und das Drehzahlabhängige der mechanischen Pumpe zur Verfügung. Dies hat den Grund, dass ansonsten die Größe der elektrischen Pumpe erhöht werden würde und die Priorisierung der Ölflüsse keine Wirkung hätte. Jedoch ist die Größe der elektrischen Pumpe in diesem Anwendungsfall auch durch die Nebenbedingung der maximalen Leistung definiert, wodurch die Größe der elektrischen Pumpe auch nach dem GF erhöht werden kann. Wird durch diese Definition eine Nebenbedingung verletzt, ist diese Konfiguration ungültig.

Der Ablauf für die dynamische Berechnung innerhalb eines Layouts ist in der Abbildung 3.24 dargestellt. Für diese wird in jedem Zeitschritt die Temperatur der Kupplung und abhängig von dieser der geforderte Ölvolumenstrom kalkuliert (Phase 1). Die Temperatur der zwei Kupplungen wird mit dem Modell von Abschnitt 2.3.1 berechnet. Der benötigte Kühlölfluss (Phase 2) wird mit den in der Tabelle 3.6 vom Beispiel 1 im Abschnitt 3.1 beschriebenen Kennzahlen, unter der Hilfe der Interpolation zwischen den Stützstellen und der Division durch die maximal erlaubte Größe des

Kühlölstroms berechnet. Somit kann die Kühlölstrategie auf den maximal verfügbaren Kühlölstrom normiert werden. Die Temperatur in der Tabelle bezieht sich auf die Differenz der Kupplungstemperatur zur Öltemperatur im Sumpf. Der maximale Öl-



Abbildung 3.24: Ablauf für die dynamische Berechnung für eine Layoutvariante

förderstrom berechnet sich aus der Summe der Förderleistung aller Pumpen (Phase 3). Die Förderleistung der einzelnen ergibt sich aus der Formel 2.1 mit den Kennzahlen aus der Tabelle 3.18. Des Weiteren wird hier berücksichtigt, dass die benötigte elektrische Leistung der elektrischen Pumpe nach den Formeln 2.2 und 2.3 nicht überschritten wird und die Nebenbedingung verletzt. Anschließend wird in der Phase 4 die Aufteilung des vorhandenen Ölförderstroms auf die Prioritäten durchgeführt. Hier kann der berechnete Kühlölstrom reduziert werden, wenn keine ausreichende Menge an Öl zur Verfügung steht.

In den Abbildungen 3.25 und 3.26 sind Ergebnisse dieser Berechnungen für die beiden Datenvektoren dargestellt. Die Konfiguration für dieses System waren:

- mechanische Pumpe = 8,0 cc/rev
- elektrische Pumpe = 6,6 cc/rev
- 1 x 3/3-Wegeventil
- max. Kühlölstrom = 6 l/min

In der obersten Grafik der Abbildung ist zu sehen, dass bis auf die GF die Ölfussanforderungen hauptsächlich aus dem Hochdruckkreislauf stammen und diese bei Gangwechsel mindestens zur Hälfte und ansonsten vollständig für die Leckölverluste verantwortlich sind (siehe zweite Grafik von oben). In der dritten Grafik von oben sind die Zeitpunkte, in denen die elektrische die mechanische Pumpe unterstützt, gut zu sehen. Des Weiteren zeigt der Zusammenhang der dritten und der vierten Grafik von oben, dass die elektrische Pumpe nur bei niedrigen Drehzahlen und hohen Ölfussanforderungen benötigt wird.

In den Abbildungen 3.27 und 3.28 sind Ergebnisse der Berechnungen des Temperaturmodells für die Kupplung 1 für die beiden Datenvektoren dargestellt. In der ersten Grafik dieser Abbildungen ist die Verlustleistung in die Kupplung dargestellt. Diese sind selbstverständlich im GF am Größten, was folglich auch zu der höchsten Kupplungstemperatur und Kühlölflussanforderung führt. In der letzten Grafik ist der Kupplungszustand dargestellt. Er zeigt, dass der WLTC viel mehr Schaltvorgänge aufweist als der NEFZ. Die offene Kupplung hat den Wert 0, die schlupfende den Wert 0,75 und die geschlossene den Wert 1.

Tabelle 3.18: Kennzahlen der Pumpen

Beschreibung	Kennzahlen
η_{vol} mech. Pumpe	0,7
η_{mech} mech. Pumpe	0,9
η_{vol} el. Pumpe	0,7
η_{mech} el. Pumpe	0,9
η_{el} el. Pumpe	0,7
max. Drehzahl in 1/min	2.500
η_{LMS} Lichtmaschine	0,5

Nachdem ein Referenzzyklus vollständig durchlaufen wurde, werden zusätzlich notwendige Kennzahlen für die Auswertung berechnet und in einem Datenvektor, zur späteren Auswertung, abgespeichert. Diese sind in diesem Beispiel:

- Größe der elektrischen Pumpe
- durchschnittliche elektrische Leistung der Pumpen mit und ohne GF
- durchschnittliche elektrische Leistung der Ventile mit und ohne GF
- durchschnittliche elektrische Gesamtleistung mit und ohne GF
- Gesamtkosten und Teilkosten (Ventile, Pumpen)
- Maximaltemperatur der Kupplungen

Für die Umrechnung der mechanischen Leistung der mechanischen Pumpe in eine vergleichbare elektrische Leistung, wird der Wirkungsgrad der Lichtmaschine aus der Tabelle 3.18 gewählt, um die Summe der Leistungen der mechanischen und elektrischen Pumpe aufsummieren zu können. Die Leistung der Ventile, die Gesamtleistung, die Teil- und Gesamtkosten berechnen sich nach dem Beispiel im Abschnitt 3.1. Für die Berechnung der Kosten der elektrischen und mechanischen Pumpe werden die Kennzahlen aus den Tabellen 3.9 und 3.19 benützt. Diese berechnen sich wie die Leistung nach dem Beispiel im Abschnitt 3.1.

Tabelle 3.19: Kennzahlen zur Berechnung der Kosten für die mechanische Pumpe

Pumpengröße in cc/rev	0	0,5	3,0	7,0	14,0	35,0
Kosten in GE	0	6,0	10,2	13,8	17,4	28,2

3.2.4 Auswertung, Bewertung und Auswahl

In den Abbildungen 3.29 und 3.30 sind alle 198 berechneten Variationen für die beiden Datenvektoren dargestellt. Bei einem maximalen Kühllöstrom von 6 l/min steigt die Temperatur der Kupplung im GF über 180 °C. Dies übersteigt die maximal zulässige Belagslamellentemperatur der Kupplung und ist für die Auswahl somit nicht zulässig. Dieses Kriterium könnte auch bereits bei der Layoutvariation mitberücksichtigt werden, um die Anzahl an möglichen Varianten bereits vorab einzuschränken. Mit der Erhöhung des maximalen Kühllöstroms verkleinert sich die maximale Kupplungstemperatur. Dabei werden die elektrische Pumpe vergrößert und daraus folgend die Kosten erhöht. Die Anzahl der zusätzlich verwendeten Ventile zeigt einen sehr geringen Einfluss auf den Leistungsverbrauch bei stark steigenden Kosten. Im Vergleich zum Beispiel in Abschnitt 3.1 kann daraus geschlossen werden, dass sich durch die Verwendung von zusätzlichen Ventilen bei einer höheren Anzahl als zwei Kupplungen oder ähnlicher Verbraucher, ein erhöhtes Einsparungspotential im Leistungsverbrauch ergibt.

In den Abbildungen 3.31 und 3.32 sind die Kosten dem Leistungsverbrauch, für die beiden Datenvektoren, gegenübergestellt. Beide zeigen, dass sich bei der exakt gleichen Größe der mechanischen Pumpe, der Leistungsverbrauch minimal ändert. Die Kosten ändern sich hier natürlich massiv, da für eine höhere maximale Kühllöleistung die elektrische Pumpe vergrößert oder zusätzliche Ventile verwendet werden müssen. Der größte Einfluss auf die Reduktion des Leistungsverbrauchs bei entsprechend niedrigen Kosten hat die Verkleinerung der mechanischen Pumpe, bei gleichzeitiger Vergrößerung der elektrischen Pumpe zur Folge.

Die rot eingezeichneten Punkte sind bessere Konfigurationen. Jeder dieser Punkte, ist wie bereits in Beispiel 1 besprochen, ein besseres Ergebnis. Diese sind in der Tabelle 3.20 für beide Referenzzyklen zusammengefasst. Interessant ist, dass sich die Anzahl an besseren Konfigurationen unterscheidet. Dies liegt an der höheren Dynamik des WLTC und der Nichterfüllung von zumindest einer Nebenbedingung, wodurch bessere Konfigurationen vom NEFZ keine gültigen im WLTC sind. Wichtiger ist, dass sich die vorhandenen besseren Konfigurationen des WLTC genau mit denen aus dem NEFZ decken. Zusätzlich besitzen, bis auf zwei Konfigurationen, alle denselben maximalen Kühllöfluss. Diese zwei übersteigen die maximale zulässige Temperatur und sind somit nicht gültige Konfigurationen.

Die Konfiguration mit dem geringsten Leistungsverbrauch ist eine Variante mit einem 2/2-Wegeventil. Sie hat aber gegenüber der zweitbesten Konfiguration nur einen marginalen Vorteil im Leistungsverbrauch dafür aber höhere Kosten. Jedoch ist sogar bei einer Variante mit nur zwei Kupplungen und bei der Nichtauftrennung des Hochdruck- und Niederdruckkreislaufs ein beachtlicher Unterschied in der Größe der elektrischen Pumpe zu finden.

Um die Auswahl weiter einzuschränken, könnte dieselbe Vorgehensweise wie im Anwendungsbeispiel angewendet werden.

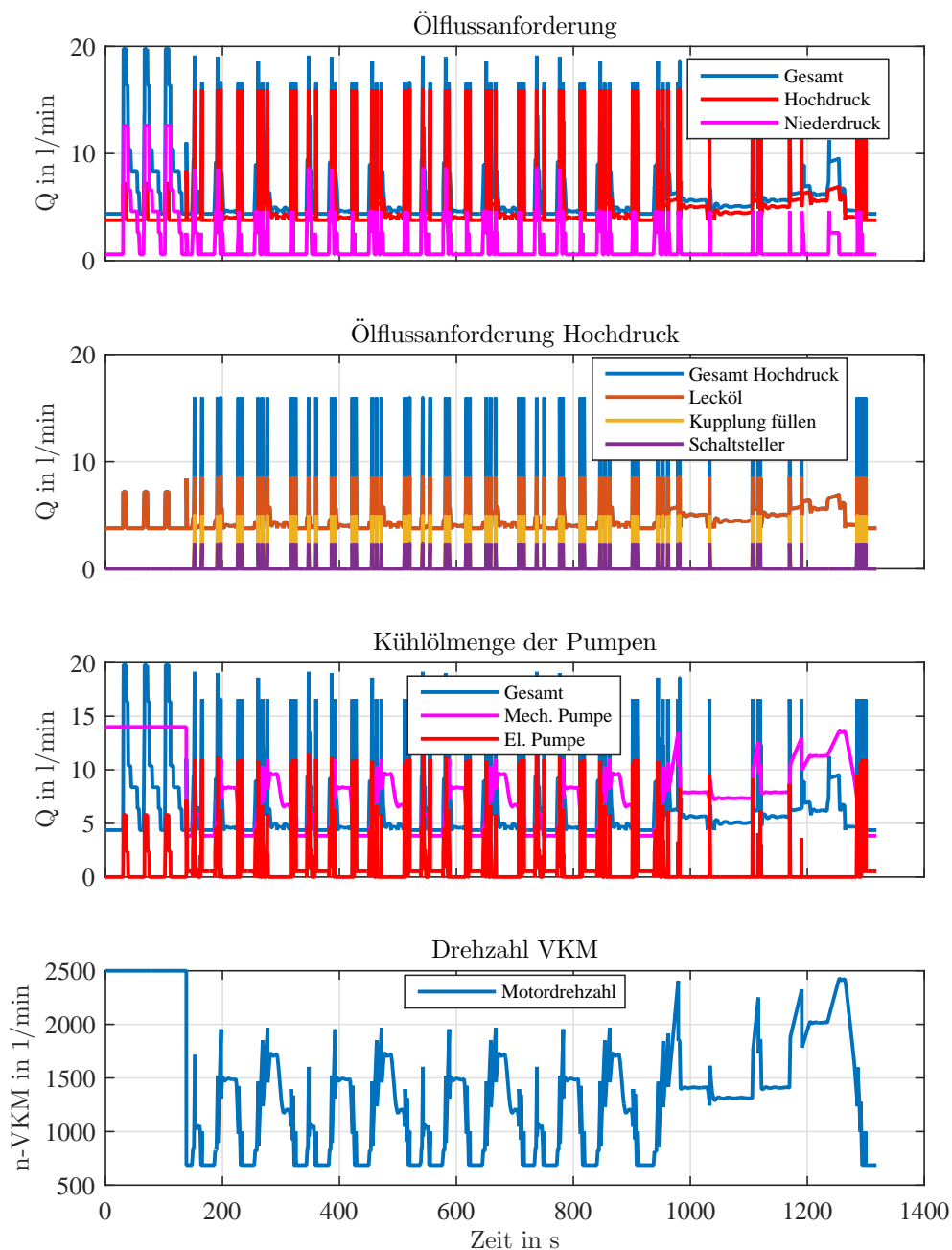


Abbildung 3.25: Berechnete Ölflüsse deren Verteilung auf die Pumpen im NEFZ - Die oberste Grafik zeigt den Ölflussbedarf, wobei im Grenzfall (die ersten drei Spitzen) die höchste Anforderung vorhanden ist. In der zweiten Grafik von oben ist die Ölanforderung für das Hochdrucksystem zu sehen. Im Grenzfall wird durch die hohe Kühlölanforderung nur eine geringe Menge vom Hochdruckkreislauf benötigt. In der dritten Grafik von unten ist der Einsatzbereich zur Unterstützung der mechanischen Pumpe zu sehen. In der letzten Grafik ist die Drehzahl der VKM und dadurch die Drehzahl der mechanischen Pumpe, womit auf den Ölvolumenstrom geschlossen werden kann, dargestellt.

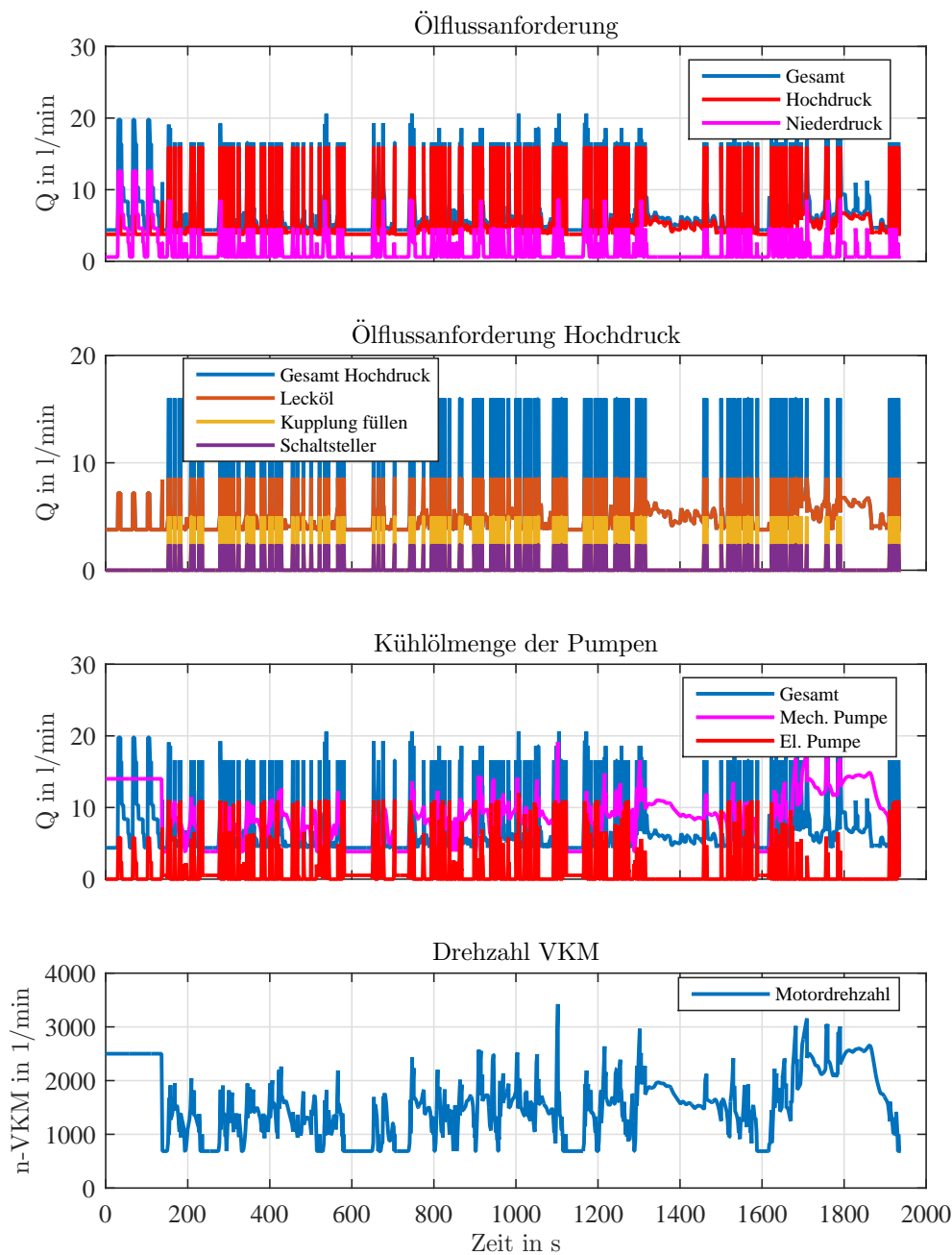


Abbildung 3.26: Berechnete Ölflüsse deren Verteilung auf die Pumpen im WLTC - Die oberste Grafik zeigt den Ölfussbedarf, wobei im Grenzfall (die ersten drei Spitzen) die höchste Anforderung vorhanden ist. In der zweiten Grafik von oben ist die Ölanforderung für das Hochdrucksystem zu sehen. Im Grenzfall wird durch die hohe Kühlölanforderung nur eine geringe Menge vom Hochdruckkreislauf benötigt. In der dritten Grafik von unten ist der Einsatzbereich zur Unterstützung der mechanischen Pumpe zu sehen. In der letzten Grafik ist die Drehzahl der VKM und dadurch die Drehzahl der mechanischen Pumpe, womit auf den Ölvolumenstrom geschlossen werden kann, dargestellt.

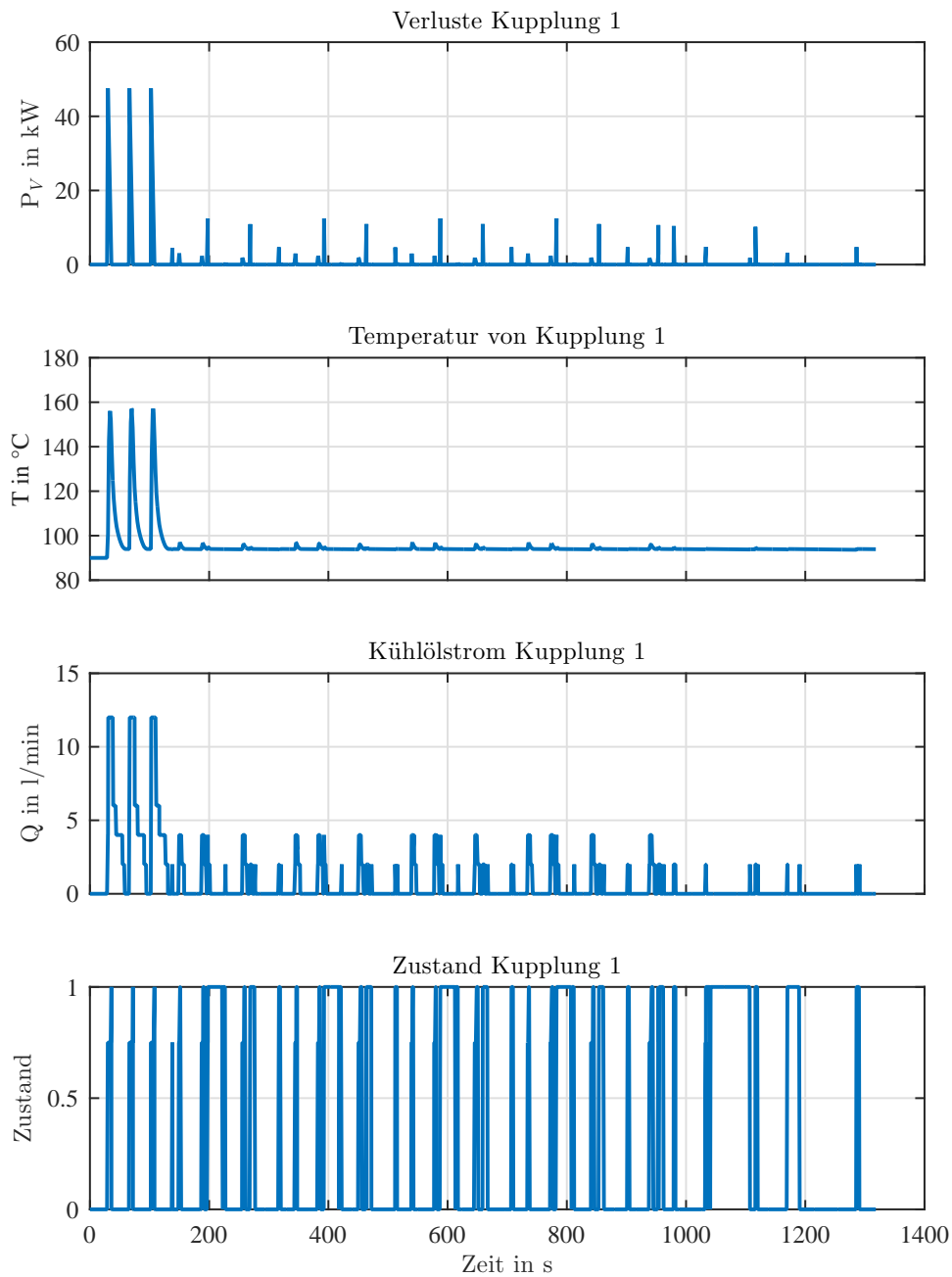


Abbildung 3.27: Berechnung der Kupplungstemperatur mit der Kühlstrategie Variante III im NEFZ - In der obersten Grafik ist der Reibleistungseintrag der Kupplung 1 und in der untersten Grafik der Zustand der Kupplung (offen, schlupfend, geschlossen) zu sehen. Die zweite Grafik von oben zeigt den Temperaturverlauf der Kupplung mit dem Maximum im Grenzfall und die dritte Grafik von oben den Kühlölstrom der Kupplung.

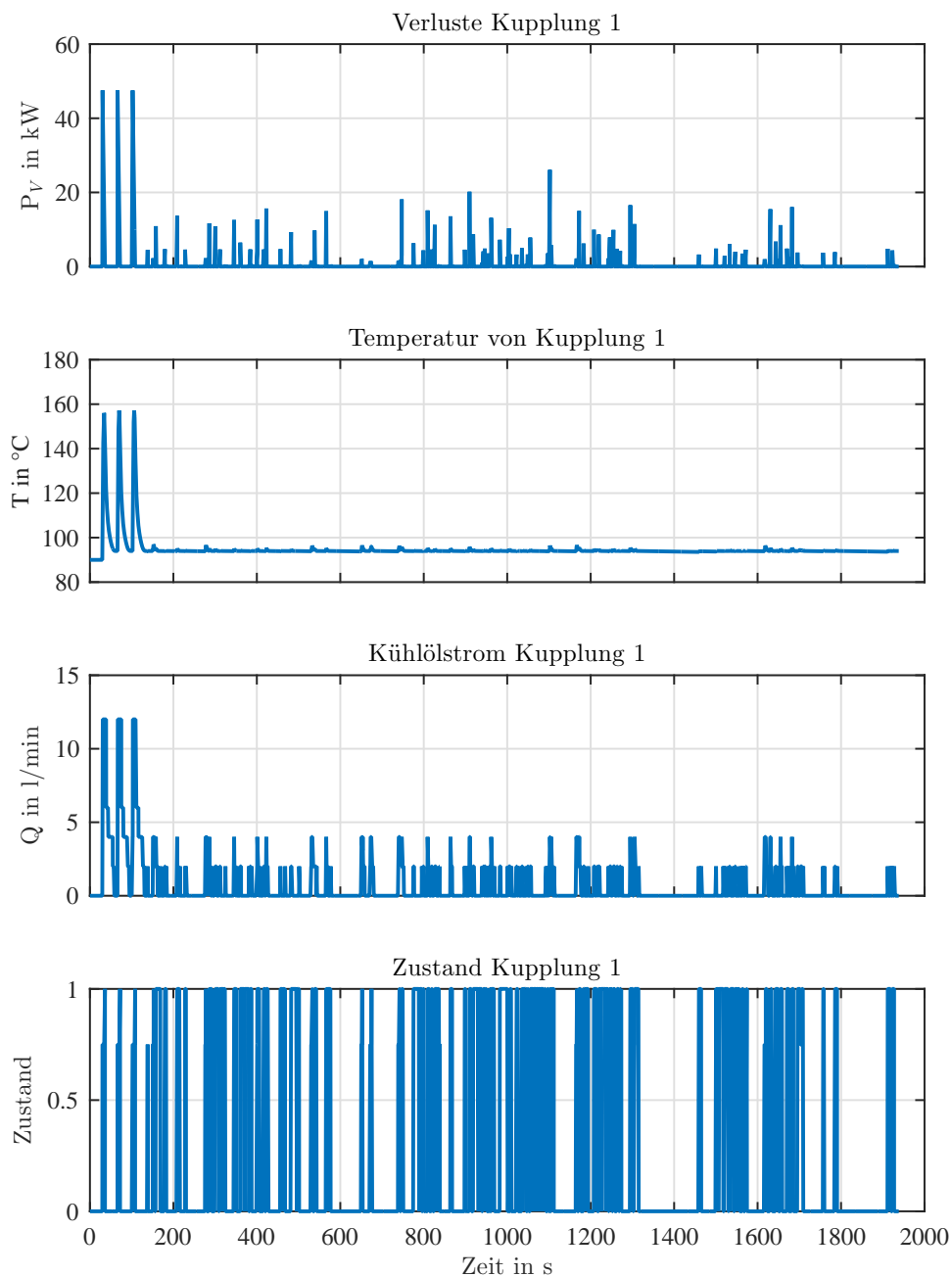


Abbildung 3.28: Berechnung der Kupplungstemperatur mit der Kühlstrategie Variante III im WLTC - In der obersten Grafik ist der Reibleistungseintrag der Kupplung 1 und in der untersten Grafik der Zustand der Kupplung (offen, schlupfend, geschlossen) zu sehen. Die zweite Grafik von oben zeigt den Temperaturverlauf der Kupplung mit dem Maximum im Grenzfall und die dritte Grafik von oben den Kühlölstrom der Kupplung.

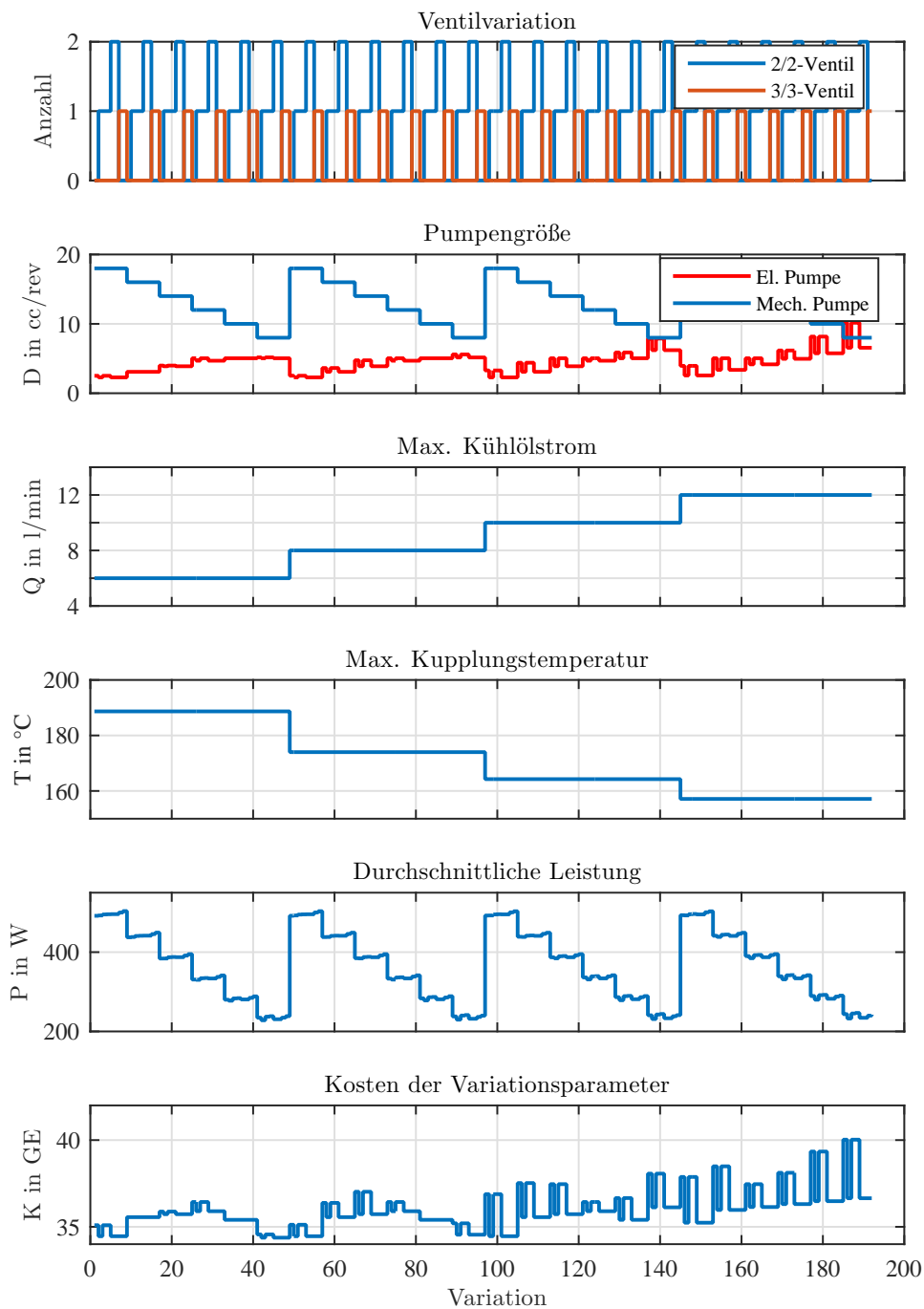


Abbildung 3.29: Auswertung aller Layoutvarianten im NEFZ mit der Änderung der Variationsparameter. Die Variationsparameter umfassen die Anzahl und die Art der Ventile, die Größe der mechanischen Pumpe und den maximalen Kühlölfluss pro Kupplung (Grafik eins bis drei von oben). Das Ergebnis ist vom maximalen Kühlölfluss abhängige maximale Temperatur der Kupplung (Grafik vier von oben). Die benötigte Leistung hat einen starken Einfluss auf die Größe der mechanischen Pumpe (Grafik fünf von oben) und die Höhe der Kosten der Variationsparameter, die von mehr als einem Parameter abhängig sind (letzte Grafik von unten).

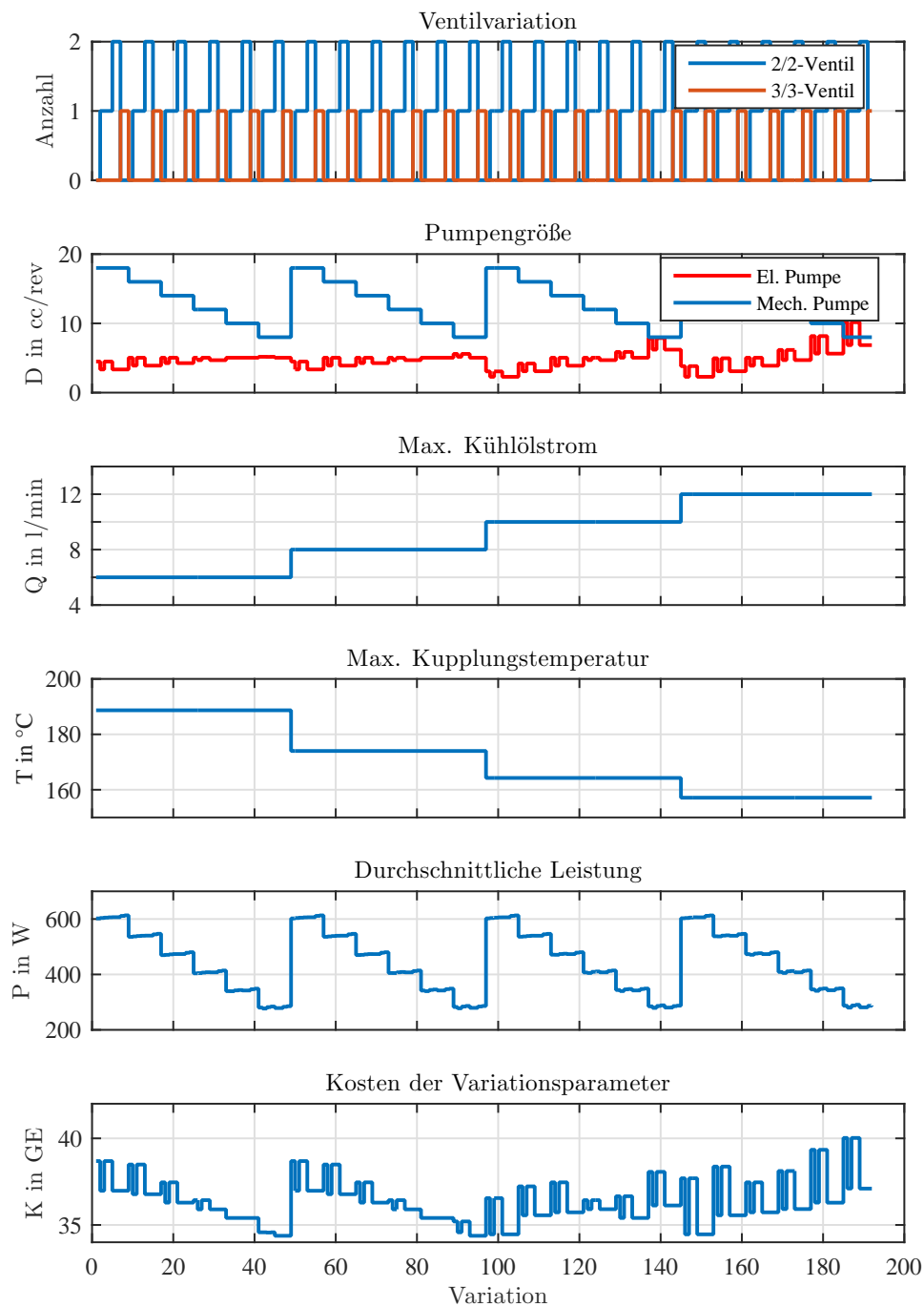


Abbildung 3.30: Auswertung aller Layoutvarianten im WLTC mit der Änderung der Variationsparameter. Die Variationsparameter umfassen die Anzahl und die Art der Ventile, die Größe der mechanischen Pumpe und den maximalen Kühlölfluss pro Kupplung (Grafik eins bis drei von oben). Das Ergebnis ist vom maximalen Kühlölfluss abhängige maximale Temperatur der Kupplung (Grafik vier von oben). Die benötigte Leistung hat einen starken Einfluss auf die Größe der mechanischen Pumpe (Grafik fünf von oben) und die Höhe der Kosten der Variationsparameter, die von mehr als einem Parameter abhängig sind (letzte Grafik von unten).

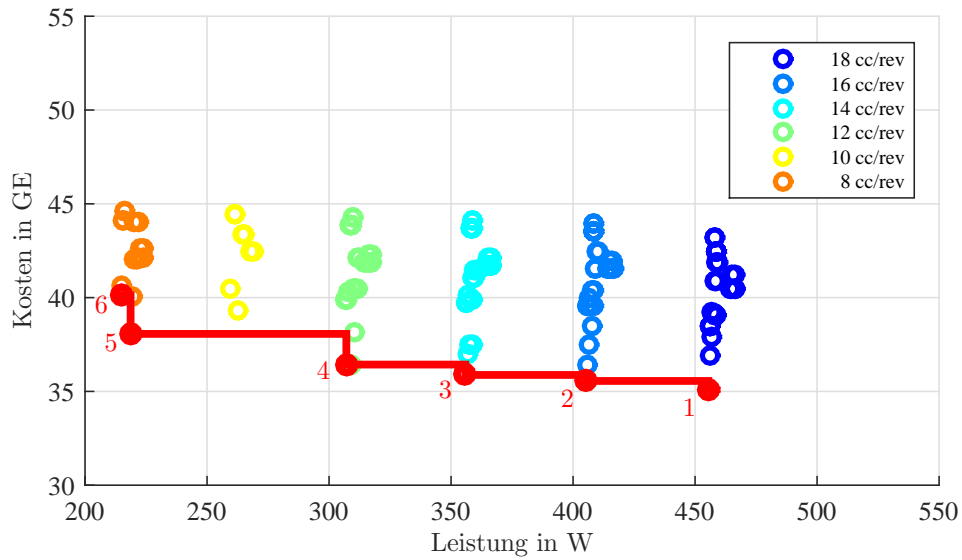


Abbildung 3.31: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten (inkl. Pareto-Front) im NEFZ. Die sechs roten Punkte sind die besten Lösungen, alle anderen Lösungen sind nicht besser.

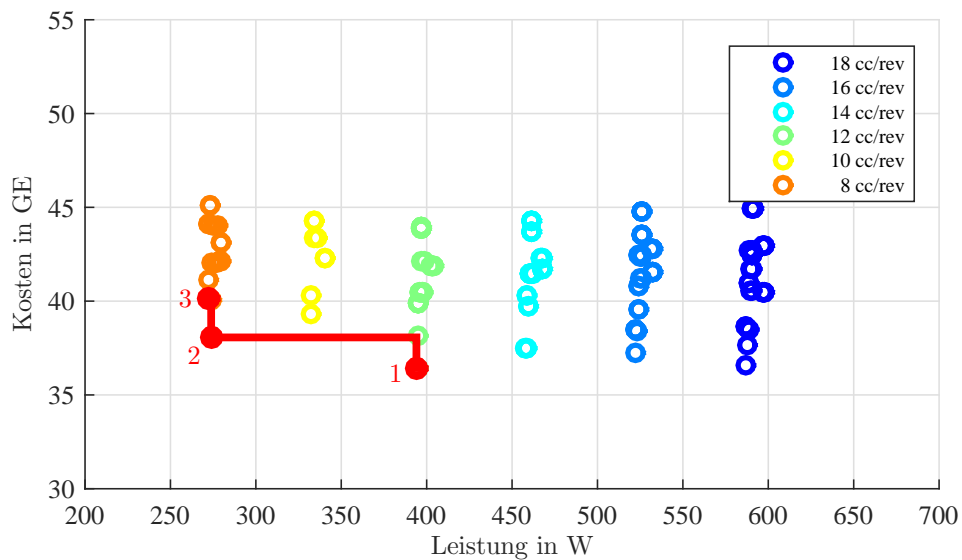


Abbildung 3.32: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten (inkl. Pareto-Front) im WLTC. Die drei roten Punkte sind die besten Lösungen, alle anderen Lösungen sind nicht besser.

Tabelle 3.20: Optimale Ergebnisse für NEFZ und WLTC

Nummer	1	2	3	1	2	3	4	5	6
Zyklus	WLTC	WLTC	WLTC	NEFZ	NEFZ	NEFZ	NEFZ	NEFZ	NEFZ
Anzahl von 2/2-Ventilen	0	0	1	0	0	0	0	0	1
Anzahl von 3/3-Ventilen	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Größe mech. Pumpe in cc/rev	12	8	8	18	16	14	12	8	8
Größe el. Pumpe in cc/rev	5	7,9	6,2	2,5	3,1	4	5	7,9	6,2
Gesamtkosten in GE	36,4	38	40,1	35,1	35,6	35,9	36,4	38,1	40,1
Kosten Pumpen in GE	36,4	38	36,1	35,1	35,6	35,9	36,4	38,1	36,1
Kosten Ventile in GE	0	0	4	0	0	0	0	0	4
max. Kühllöflfluss in l/min	6	10	10	6	6	6	6	10	10
Leistung gesamt in W	394	274	272	455	405	356	307	219	215
Leistung Zyklus in W	404	285	279	492	437	384	331	241	231

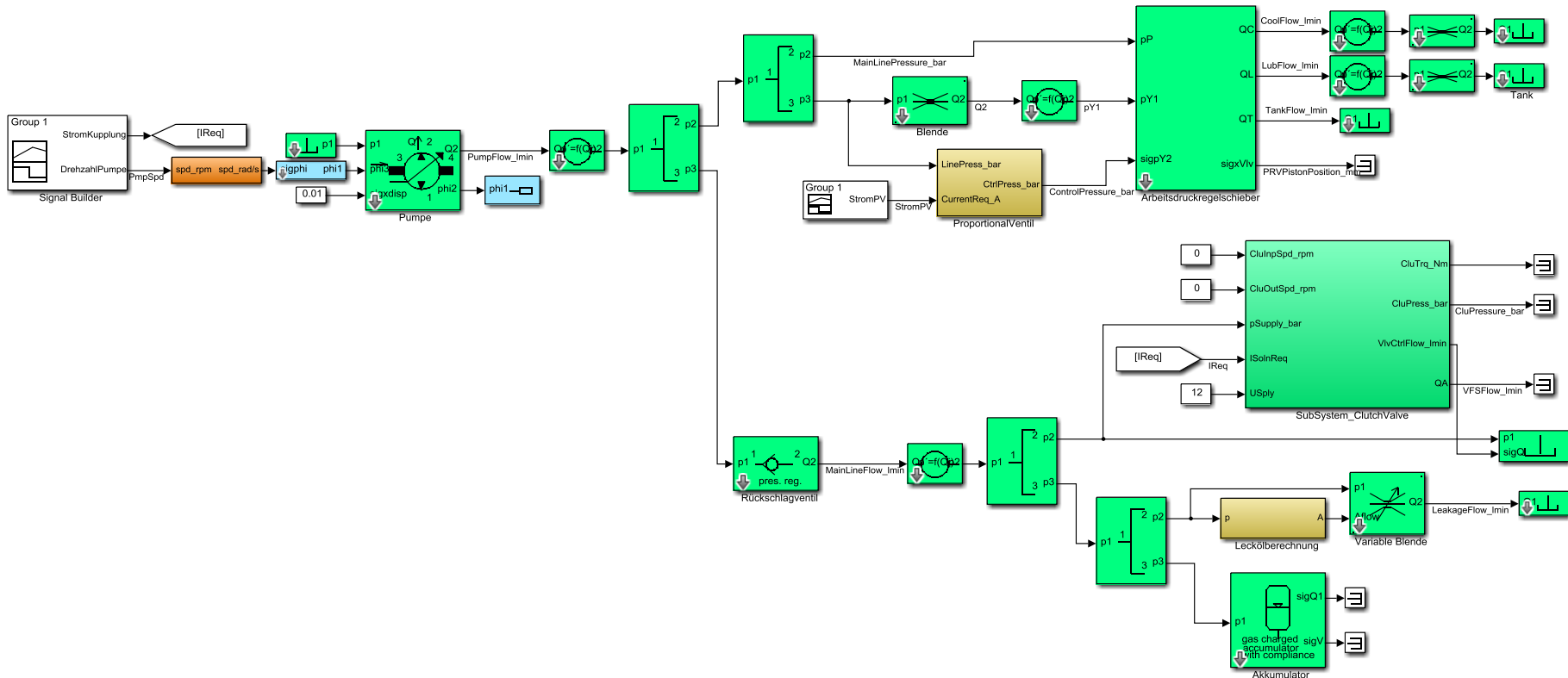


Abbildung 3.33: Hydraulisches Streckenmodell für die Steuerung einer hydraulischen Kupplung. Das Arbeitsdrucksystem besteht aus einer elektrischen Pumpe, einem Überdruckventil, einem Arbeitsdruckregelschieber inkl. Druckregelventil. Der Arbeitsdruckregelschieber hat die Aufgabe den Ölfluss nach der Priorität zu steuern (1. Versorgung Hochdrucksystem, 2. Kühlung der Kupplung, 3. Schmierung, 4. Rückfluss zum Tank). Die Kupplung besitzt einen hydraulischen Kolben und wird mit einem 3/2-Propotionalventil angesteuert.

3.2.5 Dynamische Simulation

Ziel der dynamischen Simulation ist es, zu überprüfen ob die verwendeten Parameter zu einem stabilen System führen und die Anforderungen erfüllt werden. Zur Überprüfung wird ein Simulationsmodell des DKG aufgebaut und ein dynamischer Schaltvorgang simuliert. Hierbei darf der Arbeitsdruck bei der Befüllung der Kupplung nicht kleiner als 2 bar unter dem gewünschten Druck von 12 bar absinken.

Für das Simulationsmodell wurden die im Abschnitt 2.3.2 beschriebenen Modelle angewendet. Das Modell beinhaltet nicht das vollständige DKG mit allen Aktuatoren, sondern nur die Elemente für die Ansteuerung einer Kupplung und die Kupplung selbst. Für die Verteilung der Ölflüsse nach der Priorität beinhaltet das Simulationsmodell einen Arbeitsdruckregelschieber und ein Proportionalventil zur Regelung des Arbeitsdrucks. Primär wird der Ölfluss zur Erfüllung des Arbeitsdrucks benützt (Priorität 1). Am Ausgang des Arbeitsdruckregelschiebers befinden sich die zusätzlichen Ausgänge für die Kühlung der Kupplungen (Priorität 2) und der Schmierung (Priorität 3). Für die Kühlung wird der Kühlölfluss auf die Kupplung 1 oder 2 gleichmäßig verteilt. In der Abbildung ist zusätzlich ein Akkumulator, mit der Funktion eines zusätzlichen Ausgleichsvolumens, verbaut. Dieser besitzt ein sehr kleines Volumen von 15 ml bei einem Vorspanndruck von 14 bar und dient zur Stabilisierung des Systems.

Zur Versorgung des Systems ist in diesem Simulationsmodell eine mechanische Pumpe mit 18 cc/rev verbaut. Hier kann auch eine Kombination von mechanischer und elektrischer Pumpe, wie bei allen berechneten Konfigurationen, benutzt werden. Jedoch besitzt die mechanische Pumpe in diesem Lastfall eine ausreichend hohe Ölmenge, auch ohne Unterstützung der elektrischen Pumpe (2,5 c/rev Konfiguration 4), um die Anforderungen zu erfüllen.

In der Abbildung 3.34 ist das Simulationsergebnis für zwei Schaltvorgänge dargestellt. Die erste Betätigung inkl. der Befüllung der Kupplung beginnt bei 2,80 s und die zweite bei 3,75 s. In der ersten Grafik sind die Ölflüsse abgebildet. Dabei ist die Drehzahlabhängigkeit der mechanischen Pumpe zu sehen und die Umverteilung der Ölströme durch das Schaltmanöver. Bei der Befüllung der Kupplung fließt für ca. 200 ms ein Ölstrom von 6 l/min in die Kupplung. In diesem Zeitraum wird der Kühlölstrom durch die niedrigere Priorisierung reduziert. Die Schmierung wird erst, nachdem die zweite Schaltung durchgeführt wurde, mit Öl versorgt. Würde dieses Manöver länger anhalten, oder eine größere Anforderung für die Kühlung der Kupplung angefordert werden, müsste die elektrische Pumpe unterstützen.

In der zweiten Grafik von der Abbildung 3.34 sind die Drücke im Hochdrucksystem dargestellt. Bei der Befüllung der Kupplung wird der Druck durch die hohe Ölanforderung kurzzeitig reduziert. Dieser fällt nicht unter die kritische Schwelle von 10 bar und erfüllt somit die Anforderungen. Würde das System die Anforderungen nicht erfüllen, könnten folgende Maßnahmen getroffen werden:

- Neuauslegung des Systems mit Erhöhung der Anforderungen (nur bei großen Abweichungen von den Anforderungen)
- Reduktion der Dynamik des Systems für die Befüllung
- Erhöhung der Dynamik des Regelschiebers, um den Ölfluss schneller umleiten zu können

- Änderung des Ansteueralgorithmus zur Befüllung der Kupplung

In der dritten Grafik von oben sind die Ansteuersignale für die Ventile des Arbeits- und Kupplungsdrucks und in der vierten die Drehzahl der mechanischen Pumpe dargestellt.

3.2.6 Zusammenfassung

In diesem Beispiel wurde die Optimierung des elektro-hydraulischen Layouts für ein DKG präsentiert. Es wurde demonstriert, wie mit der neuen Methodik ein bereits bestehendes System, unter der Berücksichtigung von Nebenbedingungen, verbessert werden kann. Das Ergebnis zeigt, dass mit dem Einsatz einer größeren elektrischen Pumpe der Leistungsverbrauch reduziert werden kann. Der Einfluss der maximalen Kühllölmenge für eine Kupplung wirkt sich minimal auf den Leistungsverbrauch für die gewählten Referenzzyklen aus. Sie hat aber einen Einfluss auf die Größe der maximalen Ölfördermenge und damit auf die Größe der Pumpen. Darüber hinaus führt die Erhöhung des maximalen Kühllölstroms zu einer größeren Pumpe und dadurch zu höheren Kosten.

Des Weiteren zeigt dieses Beispiel, dass die Regelung des Kühllölstroms mit Wegeventilen nur einen kleinen Einfluss auf die Leistungsreduktion in den verwendeten Referenzzyklen hat. Durch die geringen Wärmeeinträge in die Kupplung in den Referenzzyklen sind die Ölanforderungen gering und durch die mechanische Pumpe ist dieser Bedarf oft abgedeckt, womit nur in wenigen Fällen die elektrische Pumpe unterstützen muss. Es muss darauf hingewiesen werden, dass die Variationsparameter diskret variiert wurden und dass durch eine Verkleinerung der Diskretisierungsschrittweite zwischen den einzelnen Punkten oder der Anpassung der gewählten minimalen und maximalen Grenzen bessere Ergebnisse, als in der Tabelle 3.20 beschrieben möglich sind. Zusätzlich könnten folgende Maßnahmen eine weitere Reduktion des Leistungsverbrauchs für dieses System ermöglichen:

- das Ersetzen der mechanischen Pumpe durch eine elektrische kann die Eingangsdrehzahlabhängigkeit auf Null reduzieren.
- Auftrennung des Hochdruck- und Niederdruckkreislaufs in zwei unabhängige Systeme
- hinzufügen eines Druckspeichers, um den Arbeitsdruckregelschieber zu ersetzen bzw. die Pumpengröße zu reduzieren.
- Reduktion der Leckölverluste durch die Verringerung der Toleranzen oder der Verwendung von Komponenten mit niedrigeren Verlusten.

Mit der dynamischen Simulation wurde gezeigt, dass die Anforderungen an das System umgesetzt werden können.

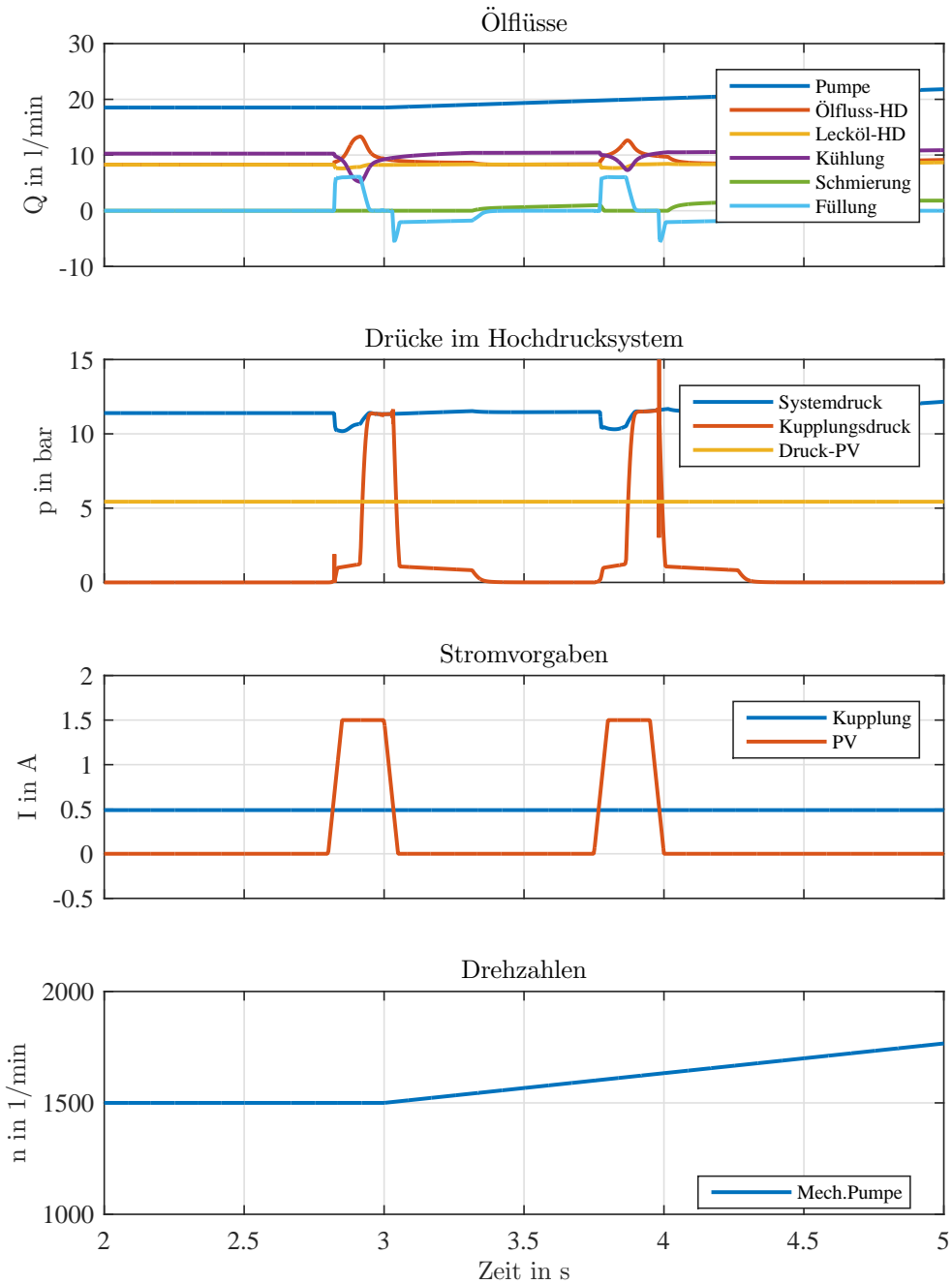


Abbildung 3.34: Simulationsergebnis der dynamischen Beurteilung einer Kupplungs-befüllung in welcher zum Zeitpunkt 2,8 s und 3,75 s zwei Kupplungs-füllvorgänge durchgeführt werden (Grafik drei von oben). Ab der dritten Sekunde wird die Pumpendrehzahl erhöht (letzte Grafik), wodurch sich der geförderte Ölvolumentrom vergrößert. Während der Kupplungs-befüllung wird der Volumentrom geregelt, sodass das Arbeits-drucksystem zuerst versorgt wird (siehe Grafik eins von oben) und der Systemdruck nicht unter die Sicherheitsreserve von 2 bar absinkt.

4

Zusammenfassung und Ausblick

Dieses abschließende Kapitel fasst die wichtigsten Erkenntnisse und Ergebnisse zusammen und ruft die Unterschiede zwischen der alten und der neuen Lösung in Erinnerung. Der Ausblick zeigt Möglichkeiten zur Weiterentwicklung und Anwendung dieser Arbeit.

4.1 Zusammenfassung

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit ist es eine Methodik zu entwickeln, um ein optimales elektro-hydraulisches System für Automatikgetriebe zu erhalten. Ein großes Interesse gilt hier den Einfluss von Expertenwissen zu reduzieren, um die Entwicklung unabhängiger von einzelnen Wissensträgern zu machen. Zur Reduktion dieses Einflusses und zur Verbesserung der Genauigkeit von den Ergebnissen werden in der neuen Methodik dynamische Modelle und vorwiegend Parameter verwendet, die entweder von bestehenden Systemen stammen, oder von Komponentenherstellern bereitgestellt werden. Zusätzliche Parameter werden durch einfache statische Berechnungen oder dynamische Simulationen bestimmt.

Zusätzlich ist es wichtig, Kriterien und Nebenbedingung während der Entwicklung einfließen zu lassen. Die Kriterien für die Leistungsanforderungen und die Produktionskosten wurden für diese Anwendung näher erörtert, da diese in der Auswahl der Komponenten im Antriebsstrang eine bedeutende Rolle spielen. Da diese bis dahin nach unabhängigen Kriterien in einem Zielkonflikt stehen, liefert eine Optimierung mehrere optimale hydraulische Systeme. Hierbei kann ergänzend das Kriterium der maximal zulässigen zusätzlichen Produktionskosten für die Reduktion eines Gramms CO₂ herangezogen werden, um den Zielkonflikt aufzulösen und die Anzahl der optimalen Lösungen weiter einzuschränken.

Im Vergleich zur bisherigen Entwicklungsmethodik wird das hydraulische System nicht nur auf die Standardanwendungsfälle ausgelegt, sondern auf einen oder mehrere Referenzzyklen (z.B. WLTC) und durch Messungen aus dem praktischen Fahrbetrieb. Durch diesen Zusammenhang kann nicht nur ein ausreichendes System hinsichtlich der maximalen Anforderungen definiert werden, sondern bei der richtigen Wahl des Referenzzyklus auch im generellen Fahrbetrieb das beste System gefunden werden.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wird der Einsatz von softwaretechnischen Regelstrategien

behandelt, um effiziente Kupplungskühlstrategien umzusetzen und diese in der Praxis anwenden zu können. Die Regelstrategie hat die Aufgabe, die Anforderungen der Kühlung und Schmierung bedarfsgerecht sowie energieoptimal unter der Berücksichtigung der Systemstabilität zu gewährleisten. Die verwendeten echtzeitfähigen Modelle (z.B. Kupplungstemperaturmodell) liefern die dynamischen Anforderungen.

Anhand von zwei Anwendungsbeispielen wurde gezeigt, dass die neue Methodik für Teilsysteme, aber auch für das gesamte System angewendet werden kann. Darüber hinaus wurde der Einfluss der intelligenten Kühlölstrategie demonstriert und wie sich diese, wenn sie bereits bei der Auslegung des Systems mitberücksichtigt wird, positiv auf die Systemoptimierung auswirken kann. Mithilfe der dynamischen Simulation wurden die Ergebnisse der Methode überprüft und die Anwendung der Regelstrategie in einer Simulation mit einem parametrisierten Modell validiert.

4.2 Fazit

Die vorliegende Arbeit unterstützt die Entwickler in der Erstellung innovativer elektrohydraulischer Konzepte und liefert zusätzlich Bewertungskriterien zur Evaluierung hinsichtlich Produktionskosten und Leistungsverbrauch. Durch den Einsatz von intelligenten Regelungsfunktionen können einfache elektro-hydraulische Systeme mit demselben niedrigen Leistungsverbrauch umgesetzt werden, wie entsprechend umfangreichere Versionen. Neben der Verbesserung des Leistungsverbrauchs und der Reduktion der Produktionskosten zeigt der Einsatz von intelligenten Softwarefunktionen das Potential zur Verringerung der Komplexität des hydraulischen Systems. Das Einsparungspotential bei einem konventionellen elektro-hydraulischen System wird bereits nach kurzer Zeit, durch Einsparungen im Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig geringer Erhöhung der einmaligen Bauteilkosten, erreicht. Für die Reduktion von einem Gramm CO₂ kann abhängig vom Vergleichssystem eine geringere Kostenerhöhung als der in [58] beschriebene Grenzwert von 30 GE/gCO₂ erreicht werden.

4.3 Ausblick und weiterführende Arbeiten

Die hier verwendete diskrete Schrittweite der einzelnen Parameter für die Optimierung kann verkleinert werden, um die Anzahl der Ergebnisse zu erhöhen und ein noch besseres System zu finden. Für diese Art der Optimierung wurden viele Algorithmen entwickelt, wie z.B. die „Differential Evolution“ [61, Seite 13-34] und „Partikelschwarmoptimierung“ [12, Seite 63-71], die die Aufgabe haben, optimale Parameter für eine definierte Zielfunktion zu finden, ohne alle Variationsmöglichkeiten durchlaufen zu müssen. Diese können Nebenbedingungen berücksichtigen und Limitierungen, wie die maximale und minimale Schrittweite, einhalten.

Bis jetzt wurden nur 2/2- und 3/3-Wegeventile für die Steuerung des Ölflusses in dieser Arbeit berücksichtigt, es ist aber durchwegs möglich und sinnvoll andere Ventile, wie ein 4/4-Wegeventil, einzusetzen. Auch wurde in den Layouts eine einfache baumartig Hydraulikarchitektur angenommen (üblich). Denkbar sind darüber hinaus aber auch hierarchische Netze und solche mit teilweise parallelen Zweigen. Für die Darstellung

und Optimierung solcher Netze eignen sich graphenbasierte Ansätze. Mit so einem Ansatz könnte zusätzlich ein Sicherheitskonzept implementiert werden, welches bei einer Fehlfunktion eines Ventils dessen Funktion durch ein oder mehrere andere Ventile teilweise oder vollständig ersetzt und somit die Verfügbarkeit des Systems erhöht.

Abkürzungsverzeichnis

AG	Automatisierten Getriebe
AMT	Automatisierten Manuellen Getriebe
AT	Automatikgetriebe
BAT	Batterie
BMS	Batteriesteuergerät
CUs	Steuereinheiten
DHT	dedizierte Hybridgetriebe
DKG	Doppelkupplungsgetriebe
ECU	VKM-Steuereinheit
EM	Elektro-Motor
EU	Europäische Union
GE	Geldeinheiten
GF	Grenzfälle
HCU	Hybrid-Steuereinheit
MCU	E-Motor-Steuereinheit
MT	Manuelles Getriebe
NEFZ	Neue Europäische Fahrzyklus
NFZ	Nutzfahrzeug
OEM	Fahrzeughersteller
PKW	Personenkraftwagen
PM	Feinstaub
RDE	Real Driving Emissions

SOC	Ladezustand der Batterie
SOH	Alterungszustand der Batterie
ST	Start/Stopp
SW	Software
TCU	Getriebesteuereinheit
TK	Trennkupplung
TM	Getriebe
VCU	Fahrzeugsteuereinheit
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WLTC	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure

Abbildungsverzeichnis

2.1	Klassisches hydraulisches Layout	11
2.2	Klassisches hydraulisches Layout mit variabler mech. Pumpe	12
2.3	Klassisches hydraulisches Layout mit elektr. und mech. Pumpe	13
2.4	Vergleich des hydraulischen Layoutssystems mit einer gegenüber zwei Pumpen	14
2.5	Hydraulisches Layout mit zwei getrennten Kreisläufen	15
2.6	Vergleich des hydraulischen Layoutssystems mit einem gegenüber zwei Kreisläufen	15
2.7	Entwurfsschritte für mechatronische Systeme mit dem V-Modell	18
2.8	Strukturbild der Standardmethodik zur Entwicklung eines elektrohydraulischen Systems	20
2.9	V-Modell für die Entwicklung der Hardware und der Software eines mechatronischen Systems	22
2.10	Kosten für ein Fahrzeug aus dem C-Segment für die Erfüllung der CO ₂ -Zielwerte	26
2.11	CO ₂ -Emissionen von unterschiedlichen PKW in der EU im Jahr 2013	26
2.12	Schmierungsintervall einer Kupplung im offenen Zustand	31
2.13	Schmierung von einer geschlossenen Kupplung bevor diese geöffnet wird	31
2.14	Kühlung einer Kupplung bei und nach einem Wärmeeintrag	32
2.15	Bildbeschreibung des Aufbaus des Kupplungstemperaturmodells	40
2.16	Zeitliche Verläufe der stationären Referenzmessung 2	41
2.17	Zeitliche Verläufe der dynamische Referenzmessung 1	42
2.18	Zeitliche Verläufe der dynamische Referenzmessung 2	43
2.19	Vergleich der zeitlichen Verläufe der gemessenen und simulierten Kupplungstemperatur für die stationäre Messung 2	45
2.20	Vergleich der zeitlichen Verläufe der gemessenen und simulierten Kupplungstemperatur für die dynamische Messung 1	46
2.21	Vergleich der zeitlichen Verläufe der gemessenen und simulierten Kupplungstemperatur für die dynamische Messung 2	46
2.22	Das Diagramm zeigt für unterschiedliche Kühllöströme die Zeit bis eine bestimmte eingebrachte Energie abgeführt wurde.	47
2.23	Das Diagramm zeigt für unterschiedliche Energieeinträge die Zeit bis diese für unterschiedliche Kühllöströme abgeführt wurde.	47
2.24	Vergleich der zeitlichen Verläufe der Kupplungstemperatur bei unterschiedlichen Kühllöflüssen mit dem gleich großen Wärmeeintrag	48

2.25	Hochdrucksystem für die Versorgung eines DHTs	50
2.26	Arbeitsdrucksystem für die Versorgung eines DKGs	51
2.27	Hydraulisches System für die Betätigung einer Lamellenkupplung	52
2.28	Vergleich zwischen Messung und Simulation einer hydraulisch betätigten Lamellenkupplung	53
2.29	Schaltsymbole von einem 2/2- und einem 3/3-Wegeventil	53
2.30	Strukturbild der neuen Methodik für die Entwicklung eines elektrohydraulischen Systems	56
2.31	Erstellung des Datenvektors mittels der Eingangsparameter und der Lastfälle	57
2.32	Eingangsparameter und Lastfälle für die neue Methodik	58
2.33	Darstellung eines möglichen Lastprofils und die tabellarische Darstellung eines Datenvektors für die Layoutoptimierung	61
2.34	Statische Vorausberechnung für die Optimierung	62
2.35	Systemlayout und dessen Optimierungsmöglichkeiten	64
2.36	Algorithmus für die Berechnung der Systemgrößen	65
2.37	Hochdrucksystem mit Arbeitsdruckregelschieber und einer Kupplung als Verbraucher	66
2.38	Hochdrucksystem mit großem Druckspeicher und einer Kupplung als Verbraucher	67
2.39	Zwei Verbraucher sind direkt über eine elektrische Pumpe versorgt	69
2.40	Zwei Verbraucher sind über eine elektrische Pumpe und zwei 2/2-Wegeventile versorgt	69
2.41	Zwei Verbraucher sind über eine elektrische Pumpe und ein 3/3-Wegeventil versorgt	70
2.42	Sieben unterschiedliche Topologievarianten mit zwei Verbrauchern	71
2.43	Vergleich von unterschiedlichen Kühlölstrategien	73
2.44	Darstellung der optimalen Lösungen für ein System mit vier Verbrauchern	75
2.45	Diagramm für die Auswertung der Zielkriterien	76
2.46	Überblick über die dynamische Beurteilung	77
2.47	Software als Baustein für die Hardware und die Möglichkeit der Verwendung von Steuerungs- und Regelungsfunktionen	78
2.48	Übersicht über den Softwareentwicklungsprozess	80
2.49	DKG hybridisiert - Variante A (evolutionäres Konzept)	82
2.50	DKG hybridisiert - Variante b (revolutionäres Konzept)	82
2.51	Steuereinheitarchitektur für ein MT	83
2.52	Steuereinheitarchitektur für ein konventionelles AT oder DKG	84
2.53	Steuereinheitarchitektur für einen hybriden Antriebsstrang - Variante 1a	88
2.54	Steuereinheitarchitektur für einen hybriden Antriebsstrang - Variante 1b	88
2.55	Steuereinheitarchitektur für einen hybriden Antriebsstrang - Variante 2	89
2.56	Konventionelles hydraulisches System mit der Versorgung der Aktuatorik, Kühlung und Schmierung über eine mechanische Pumpe	93
2.57	Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen mit vier 2/2-Wegeventilen	94
2.58	Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen mit zwei 2/2-Wegeventilen und einem 3/3-Wegeventil	94

2.59	Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen mit zwei 3/3-Wegeventilen	95
2.60	Versorgung der Kühlung für vier Kupplungen mit einem 3/3-Wegeventil	95
2.61	Ablaufdiagramm eines Systems mit vier Kupplungen und der Standardkühlölstrategie	97
2.62	Ablaufdiagramm eines Systems mit vier Kupplungen und dem Vergleich der Standardkühlölstrategie und der erweiterten Kühlölstrategie	99
3.1	AVL Getriebetopologie eines DHTs	102
3.2	Anwendungsbsp. 1: Drehmomente und Differenzdrehzahlen WLTC	104
3.3	Anwendungsbsp.1: Lastprofil für die Kühlölstrategie 2	105
3.4	Volumetrische Effizienz der elektrischen Pumpe	109
3.5	Mechanische Effizienz der elektrischen Pumpe	109
3.6	Elektrische Effizienz der elektrischen Pumpe	109
3.7	Erklärung des CO ₂ zu Kosten-Diagramms	111
3.8	Anwendungsbsp.1: Auswertung aller Layoutvarianten für Kühlölstrategie 1	112
3.9	Anwendungsbsp.1: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten für die Umsetzungsvariante I	113
3.10	Anwendungsbsp.1: gCO ₂ zu Kosten-Diagramm für die Umsetzungsvariante I	114
3.11	Anwendungsbsp.1: Auswertung aller Layoutvarianten für Kühlölstrategie 2	115
3.12	Anwendungsbsp.1: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten für die Umsetzungsvariante II	116
3.13	Anwendungsbsp.1: gCO ₂ zu Kosten-Diagramm für die Umsetzungsvariante II	117
3.14	Anwendungsbsp.1: Übersicht über die Simulations- und Testumgebung	118
3.15	Anwendungsbsp.1: Hydraulisches Streckenmodell	120
3.16	Anwendungsbsp.1: Eingangs- und Ausgangsgrößen der dynamischen Simulation	121
3.17	Anwendungsbsp.1: Ergebnis unterschiedlicher Kühlstrategien	122
3.18	Anwendungsbsp.2: Anschluss der Gangsteller	124
3.19	Anwendungsbsp.2: Lastprofil für den NEFZ	127
3.20	Anwendungsbsp.2: Lastprofil für den WLTC	128
3.21	Ablauf für die Berechnung der Anforderungen für den Hochdruckkreislauf	129
3.22	Anwendungsbsp.2: Berechnete Drücke im NEFZ	130
3.23	Anwendungsbsp.2: Berechnete Drücke im WLTC	130
3.24	Ablauf für die dynamische Berechnung für eine Layoutvariante	132
3.25	Anwendungsbsp.2: Ölflüsse im NEFZ	135
3.26	Anwendungsbsp.2: Ölflüsse im WLTC	136
3.27	Anwendungsbsp.2: Berechnung der Kupplungstemperatur im NEFZ	137
3.28	Anwendungsbsp.2: Berechnung der Kupplungstemperatur im WLTC	138
3.29	Anwendungsbsp.2: Auswertung aller Layoutvarianten im NEFZ	139
3.30	Anwendungsbsp.2: Auswertung aller Layoutvarianten im WLTC	140
3.31	Anwendungsbsp.2: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten im NEFZ	141

3.32 Anwendungsbsp.2: Darstellung des Leistungsverbrauchs über den Kosten im WLTC	141
3.33 Anwendungsbsp.2: Hydraulisches Streckenmodell	143
3.34 Anwendungsbsp.2: Dynamische Simulation	146

Tabellenverzeichnis

2.1	Übersicht von Kraft- und Energieübertragungsmöglichkeiten nach unterschiedlichen Kriterien	8
2.2	Vergleich der einzelnen Layoutkonfigurationen nach unterschiedlichen Kriterien	16
2.3	Anzahl unterschiedlicher Aktuatoren in aktuellen PKW Automatikgetrieben	29
2.4	Parameter von zwei aktuell verwendeten Getriebeölen für PKW-Automatikgetriebe	35
2.5	Ergebnisse des Messdatenabgleichs für das Kupplungstemperaturmodell	44
2.6	Parameter für das Kupplungstemperaturmodell	44
2.7	Simulationsergebnisse für drei unterschiedliche Kühllölströme	48
2.8	Anzahl an unterschiedlichen Layoutkonfigurationen für vier Kupplungen	92
3.1	Schaltmatrix AVL Future-Hybrid	102
3.2	Fahrzeugparameter Beispiel 1	103
3.3	Parameter Antriebsstrang Beispiel 1	103
3.4	Kennzahlen für die Schmierung von Kupplungen vor einem Schaltvorgang	106
3.5	Kennzahlen für die zyklische Schmierung von Kupplungen	106
3.6	Kennzahlen zur Berechnung des Kühllölstroms abhängig von der Kupplungstemperatur	107
3.7	Liste der Parameter für die Berechnung des Arbeitsdrucks, der Systemleckölverluste und der Pumpengröße	108
3.8	elektrische Leistung für die Wegeventile	108
3.9	Kennzahlen zur Berechnung der Kosten für die elektrische Pumpe . . .	110
3.10	Kosten für die Wegeventile	110
3.11	Optimale Lösungen für die Umsetzungsvariante I	113
3.12	Leistungsverbrauch vs. CO ₂	114
3.13	Optimale Lösungen für die Umsetzungsvariante II	116
3.14	Fahrzeugparameter Beispiel 2	125
3.15	Parameter über den Antriebsstrang für das Beispiel 2	126
3.16	Kennzahlen zur Berechnung des Kupplungsdrucks abhängig vom übertragenen Drehmoment	126
3.17	Kennzahlen zur Berechnung der Leckölverluste im Hochdrucksystem . .	131
3.18	Kennzahlen der Pumpen	133
3.19	Kennzahlen zur Berechnung der Kosten für die mechanische Pumpe . .	133

3.20 Optimale Ergebnisse für NEFZ und WLTC 142

Literaturverzeichnis

- [1] AHLAWAT, Rahul ; FATHY, Hosam K. ; GUO, Chengyun ; LEE, Byungchan ; STEI, Jeffrey L. ; JUNG, Dohoy: Effect of pump selection on fuel economy in a dual clutch transmission vehicle. In: *Proceedings of the American Control Conference* (2009), S. 1371–1378. <http://dx.doi.org/10.1109/ACC.2009.5160309>. – DOI 10.1109/ACC.2009.5160309. – ISBN 9781424445240 (Zitiert auf Seite 11.)
- [2] AJANOVIC, Amela ; HAAS, Reinhard: *A Least-Cost Approach to Reduce CO₂-Emissions in Passenger Car Transport: This Time Economics Will Kill the Electric Car*. 2011 (Zitiert auf Seite 2.)
- [3] AKERS, Arthur ; GASSMAN, Max ; SMITH, Richard: *Hydraulic power system analysis*. 2006. – 365 S. <http://dx.doi.org/10.1201/9781420014587>. <http://dx.doi.org/10.1201/9781420014587>. – ISBN 978-0-8247-9956-4 (Zitiert auf Seite 8.)
- [4] ALT, O: *Modellbasierte Systementwicklung mit SysML*. Carl Hanser Verlag GmbH & Company KG, 2012 <https://books.google.at/books?id=rS1QAgAAQBAJ>. – ISBN 9783446431270 (Zitiert auf Seite 18.)
- [5] ANDERES, Daniel ; FRIEDLI, Thomas ; GÖRMER, Mario ; HANE, Werner ; KALDSCHMIDT, Susanne: *Benchmarking*. Kai Mertins, Holger Kohl, 2009. – 392 S. – ISBN 978-3-939707-36-3 (Zitiert auf Seite 24.)
- [6] ANDREAS, Florian ; WOHLLEBER, Georg: *Thermischer Haushalt nasslaufender Lamellenkupplungen*, TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN, Diss., 2012. – 160 S (Zitiert auf Seite 37.)
- [7] AVL LIST GMBH: *AVL Future-Hybrid 7 and 8 Mode*. <https://www.avl.com/documents/10138/2699442/Solution+Sheet+Future+Hybrid>. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 102.)
- [8] BALAU, A. E. ; CARUNTU, C. F. ; PATRASCU, D. I. ; LAZAR, C. ; MATCOVSCHI, M. H. ; PASTRAVANU, O.: Modeling of a pressure reducing valve actuator for automotive applications. In: *2009 IEEE International Conference on Control Applications*, IEEE, jul 2009. – ISBN 978-1-4244-4601-8, 1356–1361 (Zitiert auf Seite 49.)

- [9] BALAU, Andreea E. ; CARUNTU, Constantin F. ; LAZAR, Corneliu: Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011), Nr. 6, S. 1911–1922. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2011.01.009>. – DOI 10.1016/j.ymssp.2011.01.009. – ISBN 0888–3270 (Zitiert auf Seite 49.)
- [10] BENDER, K.: *Embedded Systems - qualitätsorientierte Entwicklung*. Springer Berlin Heidelberg, 2005 <https://books.google.at/books?id=JoMfBAAAQBAJ>. – ISBN 9783540273707 (Zitiert auf Seite 22.)
- [11] BIANCALE, Raphael ; EBNER, Wolfgang ; HINTRINGER, Roland: Drivetrain for a Long Haul Truck applying a Dual Clutch Transmission and a Narrow Banded Engine. (2013) (Zitiert auf Seite 25.)
- [12] BOGON, T: *Agentenbasierte Schwarmintelligenz*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013 <https://books.google.at/books?id=q7JEngEACAAJ>. – ISBN 9783658022914 (Zitiert auf Seite 148.)
- [13] BOHNE, F: *Komplexitätskostenmanagement in der Automobilindustrie: Identifizierung und Gestaltung vielfaltsinduzierter Kosten*. Deutscher Universitätsverlag, 2013 <https://books.google.at/books?id=G56ZBwAAQBAJ>. – ISBN 9783663086437 (Zitiert auf Seite 27.)
- [14] BRAESS, Hans-hermann ; SEIFFERT, Ulrich: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 2016. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-09528-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-09528-4>. – ISBN 978–3–658–09527–7 (Zitiert auf Seite 17.)
- [15] BRANDENBURG, Markus ; KEMMNER, Benjamin ; SCHINDLER, Jörg: *Hydraulic control arrangement for an automated shift transmission*. 2011 (Zitiert auf Seite 16.)
- [16] BREUER, B ; BILL, K H.: *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. Vieweg+Teubner Verlag, 2013 (ATZ/MTZ-Fachbuch). <https://books.google.at/books?id=gD4jBAAAQBAJ>. – ISBN 9783834822253 (Zitiert auf Seite 17.)
- [17] CHO, Jungdon: A multi-physics model for wet clutch dynamics. (2012). <http://deepblue.lib.umich.edu/handle/2027.42/91467> (Zitiert auf Seite 37.)
- [18] DIESELNET.COM: *Emission Standards EU: Cars and Light Trucks*. <https://www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php>. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 1.)
- [19] DIESELNET.COM: *Emission Standards EU: Heavy-Duty Truck and Bus Engines*. <https://www.dieselnet.com/standards/eu/hd.php>. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 1.)
- [20] DIESELNET.COM: *Emission Test Cycles: ECE 15 + EUDC / NEDC*. https://www.dieselnet.com/standards/cycles/ece_eudc.php. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 1.)

-
- [21] DIESELNET.COM: *Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC)*. <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 1.)
- [22] EBNER, Wolfgang ; FUCHS, Johannes ; BRASSEUR, Georg: A model-based design approach for an optimal electro-hydraulic system within automatic transmissions. In: *IFAC World Congress 50*, Nr. 1, S. 7606–7612 (Zitiert auf Seiten 38, 106, 107, 111, 112 und 113.)
- [23] EBNER, Wolfgang ; STOLZ, Michael ; BACHINGER, Markus ; KORSUNSKY, Evgeny: Generic software architecture for cost efficient powertrain electrification. In: *SAE Technical Papers 2015-April (2015)*, Nr. April, AVL; Continental; et al.; FEV; Fiat Chrysler Autom. <http://dx.doi.org/10.4271/2015-01-1630>. – DOI 10.4271/2015-01-1630 (Zitiert auf Seite 80.)
- [24] EBNER, Wolfgang ; YOLGA, Muammer: A control approach for an electro-hydraulic system within automatic transmissions. Shanghai : CTI, 2016, S. C5 (Zitiert auf Seite 96.)
- [25] EHRENSPIEL, K ; KIEWERT, A ; LINDEMANN, U ; MÖRTL, M: *Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren: Kostenmanagement bei der integrierten Produktentwicklung*. Springer Berlin Heidelberg, 2013 (VDI-Buch). <https://books.google.at/books?id=2j01BAAAQBAJ>. – ISBN 9783642419591 (Zitiert auf Seite 24.)
- [26] EPA: Hydraulic Hybrid Technology – A Proven Approach. In: *www.epa.gov* (2012), 2. www.epa.gov (Zitiert auf Seite 7.)
- [27] EUROPÄISCHE-KOMMISSION: *Europäische Kommission - Real Driving Emissions (RDE)*. http://europa.eu/rapid/press-release_MEMO-15-5705_de.htm. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 1.)
- [28] FISCHER, R: Dedicated Hybrid Transmission (DHT) - The new hybrid transmission category. In: *Proc. 2015 CTI Symposium Berlin, 2015* (Zitiert auf Seiten 15 und 102.)
- [29] In: FISCHER, Robert ; JÜRGENS, Gunter ; KÜÇÜKAY, Ferit ; NAJORK, Rolf ; POLLAK, Burkhard: *Getriebeanwendungen außerhalb des Pkw-Bereichs*. Vienna : Springer Vienna, 2012. – ISBN 978-3-7091-0877-2 (Zitiert auf Seiten 7, 30 und 102.)
- [30] FRIEDRICHSHAFEN, ZF: *Elektrohydraulische Steuervorrichtung einer Getriebeeinrichtung*. 2008 (Zitiert auf Seite 16.)
- [31] GALVAGNO, E ; VELARDOCCHIA, M ; VIGLIANI, A: Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission. In: *Mechanism and Machine Theory* 46 (2011), Nr. 6, 794–805. <http://dx.doi.org/https://>

- [//doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.01.013](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.01.013). – DOI <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.01.013>. – ISSN 0094–114X (Zitiert auf Seite 49.)
- [32] GMBH, AVL L.: *AVL Cruise - Vehicle Drivetrain Simulation Tool*, Retrieved. <https://www.avl.com/cruise>. Version: 2014 (Zitiert auf Seite 59.)
- [33] GÖRKE, D: *Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016 (Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart). https://books.google.at/books?id=_5gqDAAAQBAJ. – ISBN 9783658141639 (Zitiert auf Seite 19.)
- [34] GUO, C ; SEMENOV, D ; SPANGLER, C ; HILLS, Auburn ; MOSER, A: Comparison of DCT Actuation Systems An Evaluation of System Efficiency and Cost. (2015), Nr. 2256 (Zitiert auf Seite 11.)
- [35] GUZZELLA, Lino ; SCIARRETTA, Antonio: *Vehicle Propulsion Systems*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. – 412 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-35913-2>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-35913-2>. – ISBN 978–3–642–35912–5 (Zitiert auf Seite 86.)
- [36] HAAS, Maximilian J.: *Modellierung , Simulation und Sensitivitätsanalyse eines hydraulischen Schaltkreislaufes*, FH Joanneum Graz, Diss., 2015 (Zitiert auf Seiten 16, 49, 50 und 67.)
- [37] HAAS, Maximilian J.: *Model-based methodology for the design of an electrohydraulic actuation layout*, FH Joanneum Graz, Diss., 2017. – 115 S. (Zitiert auf Seite 14.)
- [38] HAAS, Stefan: *Erstellung und Bedatung eines mathematischen Modells einer hydraulisch angesteuerten Lamellenkupplung*, Technical University Graz, Diss., 2008 (Zitiert auf Seiten 49 und 50.)
- [39] HERING, E: *Kostenrechnung und Kostenmanagement für Ingenieure*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014 (essentials). <https://books.google.at/books?id=-silBQAAQBAJ>. – ISBN 9783658074739 (Zitiert auf Seite 23.)
- [40] HORSCH, J: *Kostenrechnung: Klassische und neue Methoden in der Unternehmenspraxis*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015 <https://books.google.at/books?id=62ExBgAAQBAJ>. – ISBN 9783658073121 (Zitiert auf Seite 24.)
- [41] HORSCH, Jürgen: *Kostenrechnung*. 2015. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07312-1>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07312-1>. – ISBN 978–3–658–07311–4 (Zitiert auf Seite 24.)
- [42] INC., Famic T.: *Automation Studio*. <http://www.automationstudio.com/>. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 76.)

- [43] INC., The M.: *Matlab - The Language of Technical Computing*. <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>. Version: 2015 (Zitiert auf Seiten 59 und 76.)
- [44] INC., The M.: *Simulink - Simulation and Model-Based Design*. <https://www.mathworks.com/products/simulink.html>. Version: 2015 (Zitiert auf Seite 59.)
- [45] INMOCO: *Electro-Mechanical vs. Hydraulic & Pneumatic Actuators*. http://www.inmoco.co.uk/electro-mechanical_vs_pneumatic_actuators. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 8.)
- [46] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme - Eine Einführung*. 1996 (1282). – 301–315 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-32512-3>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-32512-3>. – ISBN 978–3–540–32336–5 (Zitiert auf Seiten 17 und 18.)
- [47] IVANOVIĆ, Vladimir ; HEROLD, Zvonko ; DEUR, Joško ; HANCOCK, Matthew ; ASSADIAN, Francis: Experimental Characterization of Wet Clutch Friction Behaviors Including Thermal Dynamics. In: *SAE International Journal of Engines* 2 (2009), Nr. 1, 1211–1220. <http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-1360>. – DOI 10.4271/2009–01–1360. – ISSN 1946–3936, 1946–3944 (Zitiert auf Seite 37.)
- [48] JEN, Tien C. ; NEMECEK, Daniel J.: Thermal analysis of a wet-disk clutch subjected to a constant energy engagement. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008), Nr. 7-8, S. 1757–1769. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.009>. – DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.009. – ISBN 00179310 (Zitiert auf Seite 37.)
- [49] K. TIEBER, W. E.: Einfaches Kupplungstemperaturmodell / Virtual Vehicle Research Center. Graz, 2017 (August). – Forschungsbericht. – 1–6 S. (Zitiert auf Seiten 38 und 40.)
- [50] KLEINOD, E: *Modellbasierte Systementwicklung in der Automobilindustrie: das MOSES-Projekt*. Fraunhofer-Ges., Inst. für Software- und Systemtechnik, 2006 (ISST-Bericht). <https://books.google.at/books?id=hZy1MAAACAAJ> (Zitiert auf Seite 18.)
- [51] KÖSTER, Marius ; FIDLIN, Alex: Variable displacement vane pump, part II: nonlinear volume flow control. In: *Nonlinear Dynamics* (2017), aug. <http://dx.doi.org/10.1007/s11071-017-3717-5>. – DOI 10.1007/s11071–017–3717–5. – ISSN 1573–269X (Zitiert auf Seite 11.)
- [52] KÖSTER, Marius ; FIDLIN, Alexander: Nonlinear Volume Flow Control of a Variable Displacement Vane Pump. In: *PAMM* 15 (2015), Nr. 1, 635–636. <http://dx.doi.org/10.1002/pamm.201510307>. – DOI 10.1002/pamm.201510307. – ISSN 1617–7061 (Zitiert auf Seite 11.)
- [53] KÖSTER, Marius ; FIDLIN, Alexander: Variable displacement vane pump, part I: a minimal nonlinear model. In: *Nonlinear Dynamics* (2017), aug. <http://>

- dx.doi.org/10.1007/s11071-017-3711-y. – DOI 10.1007/s11071-017-3711-y.
– ISSN 1573-269X (Zitiert auf Seite 11.)
- [54] KRAFTFAHRZEUGGEWERBE, Deutsches: *Entwicklung der durchschnittlichen Neuwagenpreise in den Jahren 1995 bis 2016 in Deutschland*. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/36408/umfrage/durchschnittliche-neuwagenpreise-in-deutschland/>. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 23.)
- [55] KULKARNI, Manish ; SHIM, Taehyun ; ZHANG, Yi: Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions. In: *Mechanism and Machine Theory* 42 (2007), Nr. 2, 168–182. <http://dx.doi.org/https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2006.03.002>. – DOI <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2006.03.002>. – ISSN 0094-114X (Zitiert auf Seite 49.)
- [56] KÜPPER, Klaus: edicated hybrid transmissions (DHT) - a new category of transmissions. In: *Proc. 2016 CTI Symposium USA*, 2016 (Zitiert auf Seite 102.)
- [57] LAUTH, Hans J. ; WEBERT, Dirk ; SCHOLZ, Thomas ; AGNER, Ivo: Demand Based Controllable Pumps - Reduced Power Consumption in Power Steering, Active Chassis and Transmission Systems. In: *7th LuK Symposium* 7 (2002), S. 99–112 (Zitiert auf Seite 11.)
- [58] MESZLER, Authors D. ; GERMAN, John ; MOCK, Peter ; BANDIVADEKAR, Anup: Summary of the EU cost curve development methodology. (2012), Nr. november (Zitiert auf Seiten 24, 26 und 148.)
- [59] NEUMANN, Ralf: *Getriebehydraulik eines Doppelkupplungsgetriebes und Steuerungsverfahren mit hydraulischen Ventilen für ein Doppelkupplungsgetriebe*. 2013 (Zitiert auf Seite 16.)
- [60] NOCEDAL, J ; WRIGHT, S: *Numerical Optimization*. Springer New York, 2006 (Springer Series in Operations Research and Financial Engineering). <https://books.google.at/books?id=eNlPAAAAMAAJ>. – ISBN 9780387303031 (Zitiert auf Seite 63.)
- [61] ONWUBOLU, G C. ; DAVENDRA, D: *Differential Evolution: A Handbook for Global Permutation-Based Combinatorial Optimization*. Springer (Studies in Computational Intelligence). https://books.google.at/books?id=_. – ISBN 9783540921509 (Zitiert auf Seite 148.)
- [62] PAPAGEORGIOU, M ; LEIBOLD, M ; BUSS, M: *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. Springer Berlin Heidelberg, 2015 <https://books.google.at/books?id=FcvjCgAAQBAJ>. – ISBN 9783662469361 (Zitiert auf Seiten 63 und 74.)
- [63] PEINHAUPT, Christian S.: *Analyse und Vergleich von Getriebeaktuatorsystemen*, Technical University Graz, Diss., 2016 (Zitiert auf Seiten 3 und 24.)

- [64] RAZZAQUE, MM ; KATO, Takahisa: Effects of groove orientation on hydrodynamic behavior of wet clutch coolant films. In: *Journal of tribology* 121 (1999), Nr. January 1999, 56–61. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2833811>. – DOI 10.1115/1.2833811. – ISSN 07424787 (Zitiert auf Seite 37.)
- [65] RUMETSHOFER, J. ; BACHINGER, M. ; STOLZ, M. ; HORN, M.: A Novel Approach for Model-Based Control of Smooth and Lossless Gear Shifts. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 67 (2018), Feb, Nr. 2, S. 1012–1026. <http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2017.2759321>. – DOI 10.1109/TVT.2017.2759321. – ISSN 0018–9545 (Zitiert auf Seite 104.)
- [66] SALMASI, F. R.: Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 56 (2007), S. 2393–2404 (Zitiert auf Seite 86.)
- [67] SCHÄUFFELE, Jörg ; ZURAWKA, Thomas: *Automotive Software Engineering: Grundlagen, Prozesse, Methoden und Werkzeuge effizient einsetzen (ATZ/MTZ-Fachbuch)*. 2006. – 344 S. – ISBN 978–3–8348–2469–1 (Zitiert auf Seite 80.)
- [68] SCHOEFTNER, J. ; MUELLER, I.: A reduced order plant model for shift quality and launch strategy improvements in double clutch transmissions. In: *Proceedings of the International VDI Conference Transmissions in Vehicles*. Friedrichshafen : VDI report 2130, 2011, S. 185–202 (Zitiert auf Seite 49.)
- [69] SCHOEFTNER, Jürgen ; EBNER, Wolfgang: Simulation model of an electrohydraulic-actuated double-clutch transmission vehicle: modelling and system design. In: *Vehicle System Dynamics* 55 (2017), Nr. 12, 1865–1883. <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2017.1337207>. – DOI 10.1080/00423114.2017.1337207 (Zitiert auf Seiten 49, 51, 52 und 53.)
- [70] SEIFFERT, U ; RAINER, G P.: *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz: Prozesse, Komponenten, Beispiele aus der Praxis*. Vieweg+Teubner Verlag, 2008 (ATZ/MTZ-Fachbuch). <https://books.google.at/books?id=uT5ZKJDU8eYC>. – ISBN 9783834894793 (Zitiert auf Seite 19.)
- [71] SIEMENS: *LMS Imagine.Lab Amesim*. https://www.plm.automation.siemens.com/de_at/products/lms/Imagine-Lab/Amesim/ (Zitiert auf Seite 76.)
- [72] SNIMA, Khalid A.: *Kenngrößen und Belastungsgrenzen von nasslaufenden Lamellenkupplungen unter Dauerschlupfbeanspruchung*, Universität Karlsruhe (TH), PHD, 2005. – 154 S. (Zitiert auf Seiten 37 und 39.)
- [73] In: STOLZ, Michael ; KNAUDER, Bernhard ; MICEK, Petr ; EBNER, Wolfgang ; KORSUNSKY, Evgeny ; EBNER, Peter: *Unifying Approach to Hybrid Control Software*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2011. – ISBN 978–3–642–21381–6, 69–78 (Zitiert auf Seite 86.)
- [74] TAGGE, Holger: *Hydraulikkreislauf*. 2014 (Zitiert auf Seite 124.)

- [75] THE INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION: Reducing CO₂ and Fuel Consumption from New Cars: Assessing the Near-term Technology Potential in the EU. (2013), Nr. January, 1 – 8. <http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/BriefingTechnologyPotentialLongENv3.pdf> (Zitiert auf Seiten 23 und 25.)
- [76] THE INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION: EU CO₂ Emission Standards for Passenger Cars and Light-Commercial Vehicles. (2014), Nr. January (Zitiert auf Seiten 25 und 26.)
- [77] UMWELTBUNDESAMT.AT: *CO₂-Grenzwerte bei Pkw.* http://www.umweltbundesamt.at/umweltschutz/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2_pkw_2008/. Version: 2017 (Zitiert auf Seite 1.)
- [78] VENU, MANOJ KUMAR K.: *Wet Clutch Modelling Techniques - Design Optimization of Clutches in an Automatic Transmission*, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Diss., 2013. – 56 S. (Zitiert auf Seite 30.)
- [79] WALKER, PD ; ZHANG, N ; TAMBA, RT: Control Of Gear Shifts In Dual Clutch Transmission Powertrains. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011), Nr. 6, S. 1923–1936 (Zitiert auf Seite 49.)
- [80] WATTER, Holger: *Hydraulik und Pneumatik.* 2015. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07860-7>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07860-7>. – ISBN 978-3-658-07859-1 (Zitiert auf Seite 8.)
- [81] WILL, Dieter ; GEBHARDT, Norbert ; STRÖHL, Hubert: *Hydraulik.* 2007. – ISBN 9783540343226 (Zitiert auf Seite 9.)
- [82] WILL, Dieter ; GEBHARDT, Norbert: *Hydraulik.* 2011. – 520 S. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-17243-4>. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-17243-4>. – ISBN 978-3-642-17242-7 (Zitiert auf Seiten 8 und 9.)
- [83] WIRASINGHA, S. G. ; EMADI, A.: Classification and Review of Control Strategies for Plug-In Hybrid Electric Vehicles. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 60 (2011), S. 111–122 (Zitiert auf Seite 86.)
- [84] WWW.PROSA.ORG: *Beispiel Lebenszykluskosten dreier Pkw.* <http://www.prosa.org/index.php?id=193> (Zitiert auf Seite 3.)
- [85] YOLGA, Muammer: Novel gear selection algorithm without shift maps. In: *CTI Symposium.* Berlin : Car Training Institute - A division of EUROFORUM Deutschland GmbH, 2017 (Zitiert auf Seite 33.)
- [86] YUAN, Yiqing ; ATTIBELE, Pradeep ; DONG, Yu: CFD simulation of the flows within disengaged wet clutches of an automatic transmission. In: *Engineering* 2003 (2003), Nr. 724. <http://dx.doi.org/10.4271/2003-01-0320>. – DOI 10.4271/2003-01-0320 (Zitiert auf Seite 37.)

- [87] ZUNK, B M. ; GRBENIC, S ; BAUER, U: *Kostenrechnung: Einführung - Methodik - Anwendungsfälle ; "klassische" Kostenrechnungsmethodik und ausgewählte Anwendungsfälle ; Ausblick auf "moderne" Kostenrechnungskonzepte ; zahlreiche Beispiele mit Lösungsvorschlägen.* LexisNexis-Verlag ARD Orac, 2013 <https://books.google.at/books?id=206XngECAAJ>. – ISBN 9783700754756 (Zitiert auf Seite 23.)