Technische Universität München
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

Experimentelle Reibleistungsuntersuchungen an Kettentrieben im Verbrennungsmotor

Dipl.-Ing. (Univ.)
Johannes Heinrich Pfalzgraf

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

Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:	Univ.-Prof. Dr. phil. Klaus Bengler
Prüfer der Dissertation:	1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
	2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn

Die Dissertation wurde am 16.02.2011 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 27.06.2011 angenommen.

Widmung

Gewidmet ist diese Arbeit meiner 2006 verstorbenen Freundin Michaela Hoffmann.
Sie bleibt immer in meinem Herzen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner dreijährigen Tätigkeit am INI.TUM, dem wissenschaftlichen Kompetenzzentrum der Technischen Universität München in Ingolstadt. Sie ist damit das Ergebnis einer engen Zusammenarbeit des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München und der Abteilung Entwicklung Grundmotor Reihenottomotoren (I/EA-11) der technischen Entwicklung der Audi AG in Ingolstadt.

Allen voran möchte ich mich bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister bedanken, der nicht nur mit der Übernahme des Gutachtens, sondern auch durch seine stete Diskussionsbereitschaft das Gelingen dieser Arbeit erst ermöglichte. Für die Übernahme des Koreferats danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn.

Darüber hinaus gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Böhme für das mir entgegengebrachte Vertrauen und seine wohlwollende Unterstützung. Erst dadurch wurden die organisatorischen Randbedingungen geschaffen, die es mir gestatteten die Thematik der Kettentriebe innerhalb der Abteilung Entwicklung Grundmotor Reihenottomotoren (I/EA-11) in der erforderlichen Tiefe zu untersuchen. Danksagen möchte ich in diesem Zusammenhang auch Herrn Dipl.-Ing. A. Eiser für die Förderung der Arbeit.

Ganz wesentlich zum Erfolg der Arbeit beigetragen haben die Kollegen der Abteilung Mechanik Grundmotor Reihenottomotoren (I/EA-112). Die Integration im Team, die kollegiale Arbeitsatmosphäre, die fachlichen Ratschläge sowie die Versorgung mit Motoren und Prüfständen bildeten die Grundlage für die Verwirklichung der umfangreichen experimentellen Untersuchungen. Mein ausdrücklicher Dank gebührt an dieser Stelle Herrn Dipl.-Ing. M. Jung, in seiner Rolle als Teamleiter, und meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. H. Müller für die fortwährende Diskussionsbereitschaft, konstruktive Kritik und fachlichen Anregungen.

Nicht minder wichtig waren die Verfügbarkeit geeigneter Hard- und Software für den Aufbau eines Kettentriebsmodells sowie die Unterstützung während der Validierung der Simulationsergebnisse. Hierfür bedanke ich mich bei den Mitarbeitern der Abteilung Grundmotorberechnung (I/EA-143), vor allem bei den Herren Dr.-Ing. P. Klumpp, Dipl.-Ing. A. Abt und Dipl.-Ing. P. Balazs. Ohne das abteilungsübergreifende Wohlwollen hilfsbereiter Kollegen wäre das Gelingen einer derartigen Arbeit nicht möglich gewesen.

Ferner möchte ich ebenfalls den Mitarbeitern der Abteilung Prüffeld Motor Ingolstadt (I/EA-531) meinen Dank aussprechen. Hervorzuheben ist in diesem Zusammenhang Herr R. Lechermann, dessen Geduld und handwerkliches Geschick den Aufbau und die erfolgreiche Inbetriebnahme des Reibleistungs-Messmotors erst erlaubten.

Nicht zu vergessen sind auch die sieben Diplomanden, die mir in Konstruktion, Berechnung und Versuch, vielfach bis in die späten Abendstunden, zugearbeitet haben.

Der größte Dank gilt meinen lieben Eltern, die mich stets unterstützt, motiviert und gefördert haben.

Ingolstadt im Februar 2011

Johannes Pfalzgraf

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit Reibungsuntersuchungen an den mit Zahnketten aufgebauten Steuer-, Ausgleichswellen- und Ölpumpentrieben eines direkteinspritzenden 1,8 l Vierzylinder-Ottomotors mit Turboaufladung. Zentrale Zielsetzungen waren einerseits die Identifikation und Quantifizierung bestehender Verlustleistungspotenziale. Andererseits stand mit der Isolation der vom verbrennungsmotorischen Steuerkettentrieb verursachten Reibleistung die Beurteilung des in seinen Einzelkontakten vorherrschenden Reibungszustands im Mittelpunkt des Interesses.

Für eine erste Bewertung von Letztgenanntem wurden Modellversuche mit Zahnkettengliedern und -bolzen durchgeführt. Die Ergebnisse deuteten darauf hin, dass die Reibungskraft in jenen für die Gesamtreibung des Kettentriebs maßgebenden Tribosystemen fast nur von der Normalkraft und nicht von der Relativgeschwindigkeit der Reibpartner abhängt. Ausgehend von dieser Erkenntnis wurden anhand von Dynamikmessungen die wesentlichen belastungsrelevanten Einflussgrößen im verbrennungsmotorischen Kettentrieb aufgezeigt. Unterteilt in Wellenanregungen und Reaktionskräfte am Spannelement konnten die Auswirkungen des Motordrehmoments, der Unrundheit des Antriebskettenrads, der Ventilsteuerzeiten, des Kraftstoffeinspritzdrucks sowie des Ölversorgungsdrucks, der Federvorspannkraft und der Leckagen des Kettenspanners auf die mittlere Lostrumkraft des Steuerkettentriebs belegt werden.

Die Beurteilung ihrer Einflussnahme auf die Kettentriebsreibung erforderte die Konzeption, rechnerische Auslegung und Konstruktion von zwei Prüfaufbauten unterschiedlicher Abstraktionsgrade und Intentionen. In einem ersten Schritt diente ein Motorschleppprüfstand unter der Einschränkung nicht vollkommen realistischer Drehanregungen zur Ermittlung von Reibleistungspotenzialen infolge derjenigen Parametervariationen, die nicht zwingend an einen befeuerten Betrieb geknüpft waren. Seine hohe Ergebnisreproduzierbarkeit, die es erlaubte selbst marginale Reibmomentdifferenzen verlässlich auszuweisen, wurde ferner genutzt, um alternative Zugmittel wie Hülsen- und Rollenketten sowie nasslaufende Zahnriemen hinsichtlich ihres Reibungsverhaltens mit der Zahnkette zu vergleichen. Die dieser Gegenüberstellung zugrunde gelegte Vorgehensweise schloss zugmittelspezifische Dimensionierungen und Kettenspannerabstimmungen ein und gewährleistete damit die Ableitung aus Anwendersicht relevanter Aussagen.

Die Kompensation der messprinzipimmanenten Nachteile des Schleppprüfstands gestattete ein zweiter Prüfaufbau. Dieser Reibleistungs-Messmotor genügte nicht nur dem Anspruch, die Auswirkungen der mit dem Verbrennungsprozess verbundenen Parameter - effektives Motordrehmoment und Kraftstoffeinspritzdruck - zu beziffern. Die Einbindung der auf Basis von Dynamiksimulationen belastungsgerecht ausgelegten Drehmomentaufnehmer in die An- und Abtriebswellen des Steuertriebs ermöglichte zudem die isolierte Erfassung der verbrennungsmotorischen Kettentriebsreibung und demnach die Untersuchung des Einflusses der Motordrehzahl.

Insbesondere der Reibleistungs-Messmotor konnte die Thesen der Modellversuche anschaulich auf den Steuertrieb übertragen. Die nachweislich ausgeprägte Proportionalität zwischen dem extrahierten Reibmoment des Kettentriebs und der mittleren Lostrumkraft folgte weitgehend dem Coulombschen Reibungsgesetz. Darüber hinaus untermauerte die Unabhängigkeit des Reibmoments von der Motordrehzahl die Dominanz der Festkörpertraganteile in den Einzelkontakten des Zahnkettentriebs. Mit den dargelegten Zusammenhängen gelang es, die primäre Stellschraube für systematische Reibungsoptimierungen an Kettentrieben zu identifizieren und damit einen Beitrag zum Erreichen zukünftiger Emissionsgrenzwerte von schnelllaufenden Verbrennungsmotoren zu leisten.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen **XVII**

Abbildungsverzeichnis **XXXI**

1 Einleitung **1**

2 Stand der Technik - Vorüberlegungen zur Arbeit **5**
2.1 Kettentriebe - Grundlagen . . . 5
2.1.1 Bauarten von Stahlgelenkketten . . . 6
2.1.1.1 Buchsen- und Hülsenkette . . . 8
2.1.1.2 Rollenkette . . . 8
2.1.1.3 Zahnkette . . . 9
2.1.2 Werkstoffe und Fertigung . . . 11
2.1.3 Grundlagen zur Berechnung von Kettentrieben . . . 13
2.1.3.1 Kräfte und Relativgeschwindigkeiten im Kettengelenk . . . 13
2.1.3.2 Kräfte und Relativgeschwindigkeiten zwischen Kette und Kettenrad . . . 17
2.1.3.3 Kräfte und Relativgeschwindigkeiten zwischen Kette und Führungselement 20
2.1.3.4 Dynamik von Kettentrieben . . . 23
2.1.4 Tribologie von Kettentrieben . . . 27
2.1.4.1 Tribologie als Systemeigenschaft . . . 27
2.1.4.2 Verschleiß . . . 31
2.1.4.3 Reibung . . . 33
2.2 Zugmitteltriebe im schnelllaufenden Verbrennungsmotor . . . 37
2.2.1 Geschichtlicher Rückblick . . . 37
2.2.2 Anforderungen an verbrennungsmotorische Zugmitteltriebe und aktuelle Entwicklungsschwerpunkte . . . 39
2.3 Experimentelle Auslegung verbrennungsmotorischer Kettentriebe . . . 42
2.3.1 Erfassung kettentriebsdynamischer Größen . . . 42
2.3.1.1 Kraftmessung . . . 42
2.3.1.2 Wegmessung . . . 42
2.3.1.3 Drehzahlmessung . . . 43
2.3.2 Verfahren zur Erfassung der Verlustleistung im Verbrennungsmotor . . . 44
2.3.3 Drehmomentmessung . . . 46
2.3.3.1 Verfahren der Verdrehungsmessung . . . 47
2.3.3.2 Verfahren auf Basis magnetoelastischer Effekte . . . 48
2.3.3.3 Verfahren der Verformungsmessung . . . 50
2.3.3.4 Bewertung der Verfahren . . . 51
2.3.4 Messsignalübertragung . . . 53
2.4 Simulatorische Auslegung verbrennungsmotorischer Kettentriebe . . . 55

3 Aufbau und Ziele der Arbeit **59**

4 Identifikation reibungsrelevanter Parameter im verbrennungsmotorischen Kettentrieb 63
4.1 Integration von Messwertaufnehmern zur Erfassung der Kettentriebsdynamik 63
4.1.1 Drehzahlmessung 63
4.1.2 Wegmessung 65
4.1.3 Kraftmessung 66
4.2 Einflussgrößen auf die Relativgeschwindigkeit der Reibpartner 68
4.3 Einflussgrößen auf die Kontaktkräfte der Reibpartner 69
4.3.1 Anregungen der Kurbelwelle 69
4.3.1.1 Motordrehmoment 69
4.3.1.2 Unrundes Kettenrad 70
4.3.2 Anregungen der Abtriebswellen 74
4.3.2.1 Ventilbetätigung und Ventilsteuerzeiten 74
4.3.2.2 Kraftstoffhochdruckpumpe 76
4.3.2.3 Weitere Anregungsquellen 77
4.3.3 Reaktionskräfte des Spannelements 78
4.3.3.1 Federvorspannkraft des Spannelements 78
4.3.3.2 Dämpfungskraft des Spannelements 80
4.3.3.3 Ölversorgungsdruck des Spannelements 82
4.4 Einflussgrößen auf die Relativgeschwindigkeit und die Kontaktkräfte der Reibpartner . . . 84
4.4.1 Substitution der Zahnkette im Steuertrieb 84
4.4.1.1 Auslegungskriterien und konstruktive Umsetzung von Zahn-, Hülsen- und Rollenkettentrieb 84
4.4.1.2 Festlegung kettentriebsdynamischer Grenzwerte 90
4.4.1.3 Ergebnisse der dynamischen Abstimmung des Spannelements 92
4.4.2 Substitution der Zahnkette im Ausgleichswellentrieb 95
4.4.3 Substitution der Zahnkette im Ölpumpentrieb 96

5 Schlussfolgerungen für die Gestaltung der Prüfstandsaufbauten 99

6 Ermittlung von Reibleistungspotenzialen in den Kettentrieben des geschleppten Verbrennungsmotors 101
6.1 Prüftechnik und Messprozedere 101
6.1.1 Konzeption des Motorschleppprüfstands 101
6.1.2 Motor- und Prüfstandsperipherie 105
6.1.3 Messgrößen 107
6.1.4 Messprozedere 107
6.1.5 Beurteilung der erreichbaren Ergebnisreproduzierbarkeit 110
6.2 Reibleistungsdifferenzen durch Parametervariation im Zahnkettentrieb 111
6.2.1 Einfluss des unrunden Kettenrads 112
6.2.2 Einfluss der Ventilsteuerzeiten 113
6.2.3 Einfluss der Federvorspannkraft des Spannelements 115
6.2.4 Einfluss der Dämpfungskraft des Spannelements 117
6.2.5 Einfluss des Ölversorgungsdrucks des Spannelements 118
6.2.6 Zusammenfassung der Messergebnisse 119
6.3 Reibleistungsdifferenzen durch Substitution der Zahnkettentriebe 122
6.3.1 Hülsen-, Rollen- und Zahnkette im Steuertrieb 122
6.3.2 Zahnriemen und Zahnkette im Ausgleichswellentrieb 124
6.3.3 Zahnriemen und Zahnkette im Ölpumpentrieb 126
6.3.4 Zusammenfassung der Messergebnisse 126

7 Ermittlung der isolierten Kettentriebsreibung im geschleppten und befeuerten Verbrennungsmotor 129
7.1 Experimentelle Gegenüberstellung von Mess- und Signalübertragungstechniken 129
7.1.1 Integration der Mess- und Signalübertragungstechniken im Zylinderkopf 130
7.1.2 Ergebnisse und Schlussfolgerungen aus dem Messtechnikvergleich 132
7.2 Aufbau eines Simulationsmodells auf Basis des geschleppten Steuerkettentriebs 137
7.2.1 Systemgrenzen und Kettentriebsanregungen 137
7.2.2 Modellierungselemente 138
7.2.3 Abgleich zwischen Messung und Berechnung 141
7.3 Konzeption und Aufbau des Reibleistungs-Messmotors 142
7.3.1 Innermotorische Drehmomentaufnehmer 143
7.3.1.1 Konstruktive Umsetzung 143
7.3.1.2 Applikation und Verschaltung 145
7.3.1.3 Methoden der Kalibrierung 146
7.3.2 Integration der Mess- und Signalübertragungstechnik im Verbrennungsmotor . . . 148
7.4 Messergebnisse im geschleppten und befeuerten Motorbetrieb 151
7.4.1 Separation der Reibung zwischen Kettentrieb und Zylinderkopf 151
7.4.2 Einfluss des Motoröldrucks 154
7.4.3 Einfluss des Kraftstoffeinspritzdrucks 155
7.4.4 Einfluss des Motordrehmoments 157
7.5 Zusammenfassung der Messergebnisse 159

8 Zusammenfassung und Ausblick 163

Literaturverzeichnis 166

Formelzeichen und Abkürzungen

Allgemeine Schreibweise

Skalar	lateinische und griechische Schriftzeichen, normale Schrift
Vektor oder Matrix	lateinische und griechische Schriftzeichen, fette Schrift

Lateinische Formelzeichen

A	$[m^2]$	allgemein für Fläche
A_C	$[m^2]$	Fläche der Festkörpertraganteile
A_{Fzg}	$[m^2]$	Bezugsfläche des Fahrzeugs
A_{Kugel}	$[m^2]$	Querschnittsfläche der Kugel im Rückschlagventil
A_N	$[m^2]$	Fläche der hydrodynamischen Traganteile
$A_{nominell}$	$[m^2]$	nominelle Kontaktfläche
A_{real}	$[m^2]$	reale Kontaktfläche
a	$[m]$	Abstand der Schwerpunkte der Führungslaschenpakete
Δa	$[m]$	Achsabstandsänderung bei gelängter Kette
a_{Abbau}	$[-]$	Abbaufaktor
a_{Fzg}	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Fahrzeugbeschleunigung
a_0	$[m]$	Achsabstand bei nicht gelängter Kette
B	$[T]$	magnetische Flussdichte
B_R	$[T]$	remanente, magnetische Flussdichte
$b_{AG,a}$	$[m]$	Außenbreite Außenglied
$b_{AG,L}$	$[m]$	Laschenbreite Außenglied
$b_{AG,ZL}$	$[m]$	Breite Zahnlasche Außenglied
b_{FL}	$[m]$	Breite Führungslasche
b_{ges}	$[m]$	Gesamtbreite der Kette
$b_{IG,i}$	$[m]$	Innenbreite Innenglied
$b_{IG,L}$	$[m]$	Laschenbreite Innenglied
$b_{IG,ZL}$	$[m]$	Breite Zahnlasche Innenglied
$\mathbf{C}$		Steifigkeitsmatrix

$c_{A,ges}$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Steifigkeit des Zahnketten-Außenglieds
c_F	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Steifigkeit des Führungslaschenpakets
c_{Feder}	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Federsteifigkeit
$c_{I,ges}$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Steifigkeit des Zahnketten-Innenglieds
c_W	$[-]$	Luftwiderstandsbeiwert
$c_{Z,A}$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Steifigkeit des Zahnlaschenpakets, Außenglied
$c_{Z,I}$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Steifigkeit des Zahnlaschenpakets, Innenglied
$c_{ZK,ges}$	$\left[\frac{N}{m}\right]$	Steifigkeit eines Zahnkettenkomplexes, bestehend aus Außen- und Innenglied
$\mathbf{D}$		Dämpfungsmatrix
d	$[m]$	Teilkreisdurchmesser
d_a	$[m]$	Kopfkreisdurchmesser
d_B	$[m]$	Bohrungsdurchmesser
d_b	$[m]$	Bolzendurchmesser
$d_{Dämpfung}$	$\left[\frac{Ns}{m}\right]$	Dämpferkonstante
d_f	$[m]$	Fußkreisdurchmesser
$d_{H,a}$	$[m]$	Außendurchmesser Hülse
d_{lh}	$[\%]$	Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese
$d_{R,a}$	$[m]$	Außendurchmesser Rolle
E	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Elastizitätsmodul
$\boldsymbol{e}$		Einheitsvektor
F	$[N]$	allgemein für Kraft
$\boldsymbol{F}_A$		Vektor der eingeprägten Kräfte
ΔF_{Drift}	$[N]$	Temperatureinfluss auf das Nullpunktsignal des Kraftsensors
$\Delta F_{Empf.}$	$[N]$	Temperatureinfluss auf die Empfindlichkeit des Kraftsensors
$\Delta F_{Empf.,rel}$	$[\%]$	relativer Temperatureinfluss auf die Empfindlichkeit des Kraftsensors
F_F	$[N]$	Fliehkraft
F_F	$[N]$	Führungslaschenkraft
$F_{FE,i}$	$[N]$	Kraft zwischen dem i-ten Kettenglied und dem Führungselement
F_{Feder}	$[N]$	Federkraft
ΔF_{Feder}	$[N]$	Veränderung der Federkraft
$F_{Feder,Nenn}$	$[N]$	nominelle Federkraft im Auslegungspunkt
$\Delta F_{Feder,Nenn}$	$[N]$	Veränderung der nominellen Federkraft im Auslegungspunkt
$F_{Feder,Vor}$	$[N]$	Federvorspannkraft

F_F	$[N]$	Fliehkraft
F_{Fl}	$[N]$	Fliehkraftzug Kettenrad
$F_{Fl,FE}$	$[N]$	Fliehkraftzug Führungselement
$\boldsymbol{F}_{GG}$		Vektor der resultierenden Kraft im Kettengelenk
F_i	$[N]$	Kettenlängskraft im i-ten eingelaufenen Kettenglied
F_{Kette}	$[N]$	Kettenkraft
$F_{Kette,Lasttrum}$	$[N]$	Kettenkraft im Lasttrum
$F_{Kette,Leertrum}$	$[N]$	Kettenkraft im Leertrum
$F_{Kette,Max}$	$[N]$	Verlauf der Maximalwerte der Kettenkraft
$\check{F}_{Kette,Max}$	$[N]$	Maximalwert der Kettenkraft aus dem Motordrehzahlbereich
$F_{Kette,Min}$	$[N]$	Verlauf der Minimalwerte der Kettenkraft
F_N	$[N]$	Normalkraft
F_Q	$[N]$	Querkraft
F_R	$[N]$	Reibungskraft
$\emptyset F_R$	$[N]$	arithmetischer Mittelwert der Reibungskraft
F_{Rest}	$[N]$	Restkraft
$F_{schwingend}$	$[N]$	schwingende Kräfte
$F_{Spanner}$	$[N]$	allgemein für die Kraft zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements (Spannerkraft)
$F_{Spanner,AGW}$	$[N]$	Kraft zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements im Ausgleichswellentrieb
$F_{Spanner\ Max}$	$[N]$	Verlauf der Maximalwerte der zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements wirksamen Kraft
$\Delta F_{Spanner\ Max}$	$[N]$	Verlauf der Differenz der maximalen Spannerkräfte
$\emptyset F_{Spanner\ Max}$	$[N]$	arithmetischer Mittelwert des Verlaufs der maximalen Spannerkraft
$F_{Spanner\ Min}$	$[N]$	Verlauf der Minimalwerte der zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements wirksamen Kraft
$\check{F}_{Spanner\ Min}$	$[N]$	Minimalwert der Spannerkraft aus dem Motordrehzahlbereich
$\emptyset F_{Spanner\ Min}$	$[N]$	arithmetischer Mittelwert des Verlaufs der minimalen Spannerkraft
$\check{F}_{Spanner\ Min,erf}$	$[N]$	erforderlicher Minimalwert der Spannerkraft im Motordrehzahlbereich
$F_{Spanner\ Mittel}$	$[N]$	Verlauf der arithmetischen Mittelwerte der zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements wirksamen Kraft
$\emptyset F_{Spanner\ Mittel}$	$[N]$	arithmetischer Mittelwert des Verlaufs der mittleren Spannerkraft
$\Delta F_{Spanner\ Mittel}$	$[N]$	Verlauf der Differenz der mittleren Spannerkräfte
$\emptyset \Delta F_{Spanner\ Mittel}$	$[N]$	durchschnittliche Veränderung der zwischen der Spannschiene

		und dem Kolben des Spannelements wirksamen Kraft
$F_{Spanner,Steuertrieb}$	$[N]$	Kraft zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements im Steuerkettentrieb
$F_{Spanner,\Sigma}$	$[N]$	Spektrum der Spannerkraft (Amplituden der Summenwerte)
$F_{Spanner,2.MO}$	$[N]$	Spektrum der Spannerkraft (Amplituden der 2. Motorordnung)
$\Delta F_{Spanner,2.MO}$	$[N]$	Veränderung der Spannerkraftamplituden der 2. Motorordnung
$\emptyset\Delta F_{Spanner,2.MO}$	$[N]$	durchschnittliche Veränderung der Spannerkraftamplituden der 2. Motorordnung
$F_{Spanner,4.MO}$	$[N]$	Spektrum der Spannerkraft (Amplituden der 4. Motorordnung)
$\Delta F_{Spanner,4.MO}$	$[N]$	Veränderung der Spannerkraftamplituden der 4. Motorordnung
$F_{Spanner,6.MO}$	$[N]$	Spektrum der Spannerkraft (Amplituden der 6. Motorordnung)
F_{St}	$[N]$	Stützzug
$F_{stoß}$	$[N]$	stoßartige Kräfte
F_U	$[N]$	Umfangszugkraft
$F_{U,St,V}$	$[N]$	aus Umfangszugkraft, Stützzug und Vorspannkraft resultierende Kettenkraft
F_V	$[N]$	Vorspannkraft
$F_{Z,i}$	$[N]$	Kraft zwischen dem i-ten eingelaufenen Kettenglied und der Kettenradverzahnung
f_A	$[Hz]$	Abtastfrequenz
f_R	$[-]$	Rollreibungskoeffizient
f_0	$[Hz]$	Eigenfrequenz
G	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Schubmodul
g	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Erdbeschleunigung
H	$\left[\frac{A}{m}\right]$	magnetische Feldstärke
H_u	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	Heizwert
$\boldsymbol{h}$		Kraftvektor (Zentrifugalkräfte, gyroskopische Effekte) der Bewegungsgleichungen
h_{Kl}	$[m]$	Höhe der Kettenlasche
h_{Max}	$[m]$	maximale Filmdicke
I	$[A]$	elektrische Stromstärke
$\boldsymbol{I}$		Massenträgheitstensor
I_{NW}	$\left[kgm^2\right]$	Massenträgheitsmoment der Nockenwelle
$i_{\frac{Kettenkraft}{Spannerkraft}}$	$[-]$	Verhältnis von Kettenkraft zu Spannerkraft
$\boldsymbol{J}_R$		JACOBI-Matrix der Rotation

$\boldsymbol{J}_T$		JACOBI-Matrix der Translation
$\boldsymbol{J}_{TG}$		JACOBI-Matrix der Translation des Kettengelenkpunkts
k	$[-]$	Dehnungsempfindlichkeit metallischer DMS (k-Faktor)
L	$[H]$	Induktivität
$\dot{\boldsymbol{L}}$		Vektor der zeitlichen Änderungen des Drehimpulses
Δl	$[m]$	Längenänderung der Kette
Δl_{rel}	$[\%]$	prozentuale Kettenlängung
$\Delta l_{rel,Messung}$	$[\%]$	prozentuale Kettenlängung während der Messwertaufnahme
l_T	$[m]$	horizontaler Abstand der Trumführungspunkte
l_0	$[m]$	Länge der nicht gelängten Kette
M	$[Nm]$	allgemein für Drehmoment
$\boldsymbol{M}$		Massenmatrix
$\boldsymbol{M}_A$		Vektor der eingeprägten Drehmomente
M_e	$[Nm]$	effektives Motordrehmoment
$M_{Feder,Nenn}$	$[Nm]$	nominelles Drehmoment der Feder im Auslegungspunkt
$\check{M}_{Max}$	$[Nm]$	Maximalwert des Drehmoments aus Zeitverlauf
$\check{M}_{Min}$	$[Nm]$	Minimalwert des Drehmoments aus Zeitverlauf
M_{Nenn}	$[Nm]$	Nenndrehmoment - Messbereich eines Drehmomentsensors
M_R	$[Nm]$	Reibmoment
$\emptyset M_R$	$[Nm]$	arithmetischer Mittelwert der in mehreren Messungen ermittelten Reibmomente
$\Delta\emptyset M_R$	$[Nm]$	Differenz der arithmetischen Mittelwerte der in mehreren Messungen ermittelten Reibmomente
$\emptyset\left(\Delta\emptyset M_R\right)$	$[Nm]$	durchschnittliche Differenz der arithmetischen Mittelwerte der in mehreren Messungen ermittelten Reibmomente
$\emptyset\left(\frac{\Delta\emptyset M_R}{\Delta F_{Spanner\ Mittel}}\right)$	$\left[\frac{Nm}{N}\right]$	durchschnittliche Auswirkung einer Veränderung der mittleren Spannerkraft auf den arithmetischen Mittelwert des Reibmoments
$\emptyset\Delta M_{R,berechnet}$	$[Nm]$	durchschnittliche Veränderung des berechneten Reibmoments
$M_{R,GG}$	$[Nm]$	Reibmoment im Kettengelenk
$M_{R,Kettentrieb}$	$[Nm]$	isoliertes Reibmoment des Steuerkettentriebs
M_S	$[Nm]$	allgemein für Schnittmoment
$\widehat{M}_{2.MO}$	$[Nm]$	Drehmomentamplitude (2. Motorordnung)
$\widehat{M}_{4.MO}$	$[Nm]$	Drehmomentamplitude (4. Motorordnung)
$\emptyset\Delta M_{2.MO}$	$[Nm]$	durchschnittliche Veränderung der Drehmomentamplituden der 2. Motorordnung

m	$[kg]$	allgemein für Masse
$\dot{m}_B$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Brennstoffmassenstrom
$\dot{m}_{B,fossil}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenstrom fossiler Brennstoffe
$\dot{m}_{B,regenerativ}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenstrom regenerativer Brennstoffe
m_{Fzg}	$[kg]$	Fahrzeugmasse
m_{Kugel}	$[kg]$	Masse der Kugel im Rückschlagventil
m_{rot}	$[kg]$	Massenträgheitsmomente von Motor, Getriebe und Antriebsstrang (reduziert auf die Raddrehzahl) bezogen auf das Quadrat des Radradius
n	$[-]$	Anzahl der mit dem Führungselement in Kontakt stehenden Kettenglieder
n	$\left[\frac{1}{min}\right]$	allgemein für Drehzahl
$\boldsymbol{n}_F$		Kraftrichtungsvektor des Führungslaschenpakets
n_{krit}	$\left[\frac{1}{min}\right]$	resonanzkritische Drehzahl
P_D	$[N]$	Dauerfestigkeit (formuliert als zulässige Kettenkraft bei schwellender Beanspruchung)
P_e	$[W]$	effektive Leistung
P_i	$[W]$	indizierte Leistung
P_R	$[W]$	Reibleistung
$\Delta\emptyset P_R$	$[Nm]$	Differenz der arithmetischen Mittelwerte der in mehreren Messungen ermittelten Reibleistungen
$P_{R,Kettentrieb}$	$[W]$	isolierte Reibleistung des Steuerkettentriebs
p	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Flächenpressung
p	$[m]$	Kettenteilung
$\dot{\boldsymbol{p}}$		Vektor der zeitlichen Änderungen des Impulses
$p_{Einspitz}$	$[bar]$	Kraftstoffeinspritzdruck
p_{HDK}	$[bar]$	Öldruck in der Hochdruckkammer
p_{me}	$[bar]$	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	$[bar]$	indizierter Mitteldruck
p_{mr}	$[bar]$	Reibmitteldruck
p_{NDK}	$[bar]$	Öldruck in der Niederdruckkammer
$\emptyset p_{NDK}$	$[bar]$	durchschnittlicher Öldruck in der Niederdruckkammer
$\emptyset p_{Ölfilter}$	$[bar]$	durchschnittlicher Öldruck vor Motoreintritt
p_{Pumpe}	$[bar]$	Pumpenförderdruck

q	$\left[\frac{kg}{m}\right]$	Streckenlast der Kette
$\boldsymbol{q}$		Vektor der generalisierten Koordinaten
R	$[\Omega]$	ohmscher Widerstand
R_a	$[m]$	Mittenrauhwert
R_z	$[m]$	gemittelte Rauhtiefe
r	$[m]$	Teilkreisradius
r_C	$[m]$	Radius des Kontaktpunkts auf der Zahnflanke
r_{FE}	$[m]$	Kontaktkreisradius des Führungselements
r_0	$[m]$	arithmetischer Mittelwert des Teilkreisradius eines unrunden Kettenrads (0. Ordnung)
r_1	$[m]$	Rollenbettradius / Zahnfußradius
r_2	$[m]$	Zahnflankenradius
$\widehat{r}_{2.MO,KW}$	$[m]$	Radiusamplitude des biovalen Kurbelwellenkettenrads
r_3	$[m]$	Kopfabrundungsradius
s		allgemein für Standardabweichung
$s_{in.}$	$[Nm]$	Standardabweichung der Drehmomente innerhalb einer Messreihe
s_{rel}	$[\%]$	relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit
$s_{zw.}$	$[Nm]$	Standardabweichung der Drehmomente zwischen unterschiedlichen Messreihen
$\Delta T_{FS,mitte}$	$[°C]$	Temperaturdifferenz der Führungsschiene (Messstelle Mitte)
$\Delta T_{FS,oben}$	$[°C]$	Temperaturdifferenz der Führungsschiene (Messstelle oben)
$\Delta T_{FS,unten}$	$[°C]$	Temperaturdifferenz der Führungsschiene (Messstelle unten)
$\emptyset T_{Kühlmittel}$	$[°C]$	durchschnittliche Kühlmitteltemperatur vor Motoreintritt
$T_{Öl}$	$[°C]$	Öltemperatur
$\emptyset T_{Ölfilter}$	$[°C]$	durchschnittliche Öltemperatur vor Motoreintritt
$\emptyset \Delta T_{Schienen}$	$[°C]$	über sämtliche Messstellen gemittelte Temperaturdifferenz der Führungs- und Spannschienen
$\Delta T_{SS,unten}$	$[°C]$	Temperaturdifferenz der Spannschiene (Messstelle unten)
TK_C	$[\%]$	Temperatureinfluss auf den Kennwert
TK_0	$[\%]$	Temperatureinfluss auf den Nullpunkt
t	$[s]$	Zeit
U	$[V]$	allgemein für elektrische Spannung
U_A	$[V]$	Ausgangsspannung
U_B	$[V]$	Brückenspeisespannung
U_{Hall}	$[V]$	HALL-Spannung

V_H	$[m^3]$	Hubvolumen
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	Summe der Leckagevolumenströme durch gehäuse- und kolbenseitige Drosselscheiben
$\dot{V}_{Labyrinth,1}$	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	Leckagevolumenstrom durch gehäuseseitige Drosselscheibe
$\dot{V}_{Labyrinth,2}$	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	Leckagevolumenstrom durch kolbenseitige Drosselscheibe
v	$\left[\frac{m}{s}\right]$	allgemein für Geschwindigkeit
v_A	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit des einlaufenden Kettenglieds
$v_{C,FE}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Relativgeschwindigkeit zwischen Kettenglied und Führungselement
$v_{C,KR}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit des Kontaktpunkts auf der Zahnflanke
v_{Fzg}	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_G	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Relativgeschwindigkeit im Kettengelenk
$v_{H,HK}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Relativgeschwindigkeit zwischen Hülse und Kettenradverzahnung beim Einlaufvorgang eines Hülsenketten-Innenglieds
$v_{H,RK}$	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Relativgeschwindigkeit zwischen Hülse und Schonrolle beim Einlaufvorgang eines Rollenketten-Innenglieds
v_N	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit normal zur Zahnflanke
v_T	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit tangential zur Zahnflanke
v_v	$\left[\frac{\%}{s}\right]$	Verschleißgeschwindigkeit
$\boldsymbol{W}$		Bindungsmatrix
W_R	$[J]$	Reibungsarbeit
w	$[m]$	Verschiebung
x	$[m]$	allgemein für Weg
x_{FE}	$[m]$	Gleitweg auf dem Führungselement
x_G	$[m]$	Gleitweg im Kettengelenk
x_{Sensor}	$[m]$	Messwert des Wegsensors
$x_{Spanner}$	$[m]$	allgemein für die Position des Kolbens des Spannelements
$x_{Spanner\ Mittel}$	$[m]$	Verlauf der arithmetischen Mittelwerte der Position des Kolbens des Spannelements
$\Delta x_{Spanner,\Delta l}$	$[m]$	Veränderung der Position des Kolbens des Spannelements infolge von verschleißbedingter Kettenlängung
$\check{x}_{Spanner,\Sigma,Max}$	$[m]$	Maximalwert der Schwingwegamplituden des Kolbens des Spannelements aus Spektrum (Summenwerte)
$x_{Spanner,2.MO}$	$[m]$	Spektrum der Position des Kolbens des Spannelements (Amplituden der 2. Motorordnung)
$\check{x}_{Spanner,2.MO,Max}$	$[m]$	Maximalwert der Schwingwegamplituden des Kolbens des Spann-

		elements aus Spektrum (2. Motorordnung)
$x_{Spanner,4.MO}$	$[m]$	Spektrum der Position des Kolbens des Spannelements (Amplituden der 4. Motorordnung)
$x_{Spanner,6.MO}$	$[m]$	Spektrum der Position des Kolbens des Spannelements (Amplituden der 6. Motorordnung)
Z	$[m]$	Einzelrauhtiefe
z	$[-]$	Zähnezahl
z	$[-]$	Anzahl der Kurbelwellenumdrehungen pro Arbeitsspiel

Griechische Formelzeichen

α	$[°]$	halber Teilungswinkel
α_{FE}	$[°]$	fiktiver, halber Teilungswinkel am Führungselement
$\alpha_{Steigung}$	$[°]$	Steigungswinkel der Fahrbahn
β	$[°]$	Umschlingungswinkel
X	$[°]$	Rollenbettwinkel / Zahnfußwinkel
χ	$[°]$	Winkel zur geometrischen Beschreibung der Lage des Kontaktpunkts zwischen Zahnkette und Kettenrad in Anlehnung an [Rac61]
ε	$[°]$	von der Zahnkettengeometrie abhängiger Winkel
ε	$[-]$	allgemein für Dehnung
$\emptyset\varepsilon_{DMS}$	$[-]$	über die Auflagefläche eines DMS gemittelte Dehnung
ε_{ges}	$[-]$	für das Messsignal relevante Gesamtdehnung sämtlicher applizierter DMS
$\emptyset\varepsilon_{Schersteg}$	$[-]$	Mittelwert der Dehnung von zwei auf einem Schersteg applizierten DMS
Φ	$[Wb]$	magnetischer Fluss
φ	$[°]$	Schwenkwinkel
φ	$[°]$	Torsionswinkel
φ	$[°]$	Winkelposition
$\varphi_{\Sigma}(t)$	$[°]$	Zeitverlauf der Winkelposition
$\varphi_{\Sigma,SW}$	$[°]$	Spektrum des Schwingwinkels (Amplituden der Summenwerte)
$\widehat{\varphi}_{\Sigma,SW}$	$[°]$	Schwingwinkelamplitude (Summenwert)
$\varphi_{\Sigma,SW}(t)$	$[°]$	Zeitverlauf des Schwingwinkels
$\check{\varphi}_{\Sigma,SW,Max(t)}$	$[°]$	Maximalwert des Schwingwinkels aus Zeitverlauf
$\check{\varphi}_{\Sigma,SW,Min(t)}$	$[°]$	Minimalwert des Schwingwinkels aus Zeitverlauf
$\widehat{\varphi}_{\Sigma,VW}$	$[°]$	Verdrehwinkelamplitude (Summenwert)

$\varphi_{\Sigma,VW}(t)$	$[°]$	Zeitverlauf des Verdrehwinkels
$\check{\varphi}_{\Sigma,VW,Max}$	$[°]$	Maximalwert des Verdrehwinkels aus Spektrum (Amplituden der Summenwerte)
$\check{\varphi}_{\Sigma,VW,Max(t)}$	$[°]$	Maximalwert des Verdrehwinkels aus Zeitverlauf
$\check{\varphi}_{\Sigma,VW,Min(t)}$	$[°]$	Minimalwert des Verdrehwinkels aus Zeitverlauf
$\varphi_{2.MO,SW}$	$[°]$	Spektrum des Schwingwinkels (Amplituden der 2. Motorordnung)
$\widehat{\varphi}_{2.MO,SW}$	$[°]$	Schwingwinkelamplitude (2. Motorordnung)
$\check{\varphi}_{2.MO,VW,Max}$	$[°]$	Maximalwert des Verdrehwinkels aus Spektrum (Amplituden der 2. Motorordnung)
$\varphi_{4.MO,SW}$	$[°]$	Spektrum des Schwingwinkels (Amplituden der 4. Motorordnung)
$\varphi_{6.MO,SW}$	$[°]$	Spektrum des Schwingwinkels (Amplituden der 6. Motorordnung)
γ	$[°]$	Phasenwinkel
$\overline{\gamma}$	$[°]$	Gleitung
γ_W	$[°]$	wirksamer Flankenwinkel
$\gamma_{2.MO,KW}$	$[°]$	Phasenwinkel für die Positionierung des maximalen Radius des biovalen Kurbelwellenkettenrads
$\gamma_{2.MO,KW,max.Radius}$	$[°]$	Phasenwinkel für die Positionierung des maximalen Radius des biovalen Kurbelwellenkettenrads, formuliert als Winkel zwischen dem maximalen Radius und der Kurbelwellenkröpfung des ersten Zylinders
η	$\left[\frac{Ns}{m^2}\right]$	dynamische Viskosität
$\eta_{Antriebsstrang}$	$[-]$	Wirkungsgrad des Antriebsstrangs
η_e	$[-]$	effektiver Wirkungsgrad
η_i	$[-]$	indizierter Wirkungsgrad
η_m	$[-]$	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_{m,Kettentrieb}$	$[-]$	mechanischer Wirkungsgrad des Steuerkettentriebs
$\eta_{m,Pumpe}$	$[-]$	mechanischer Pumpenwirkungsgrad
$\eta_{vol,Pumpe}$	$[-]$	volumetrischer Pumpenwirkungsgrad
λ	$[-]$	Koeffizient zur Beschreibung des Abstands zwischen dem Bolzenmittelpunkt und dem Kontaktpunkt zwischen Zahnkette und Kettenrad in Anlehnung an [Rac61]
$\boldsymbol{\lambda}$		Vektor der skalaren Kontaktkräfte
μ	$[-]$	allgemein für Reibungskoeffizient
μ_{FK}	$[-]$	sich in lokalen Festkörperkontakten einstellender Reibungskoeffizient
μ_0	$\left[\frac{Vs}{Am}\right]$	relative Permeabilität
ν	$[-]$	Querkontraktionszahl

ϑ	$[°]$	Winkel zur geometrischen Beschreibung der Lage des Kontaktpunkts zwischen Kette und Kettenrad in Anlehnung an [Rac61]
ρ	$[\Omega m]$	spezifischer Widerstand
ρ_L	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Luftdichte
σ	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Normalspannung
σ_b	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Normalspannung infolge Biegung
τ	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Schubspannung
τ	$[°]$	Teilungswinkel
ω	$\left[\frac{1}{s}\right]$	allgemein für Winkelgeschwindigkeit
$\Delta\widehat{\omega}$	$[\%]$	Amplitudenfehler bei der Winkelgeschwindigkeitsmessung
ω_0	$\left[\frac{1}{s}\right]$	arithmetischer Mittelwert der Winkelgeschwindigkeit (0. Ordnung)
$\omega_{2.MO}$	$\left[\frac{1}{s}\right]$	Spektrum der Winkelgeschwindigkeit (Amplituden der 2. Motorordnung)
ξ	$[-]$	spezifischer Stützzug
ξ_R	$[-]$	Verhältnis von Reib- zu Brennstoffleistung
ψ	$[°]$	Winkel zur geometrischen Beschreibung der Lage des Kontaktpunkts zwischen Zahnkette und Kettenrad in Anlehnung an [Rac61]
ζ_N	$[-]$	Koeffizient zur Beschreibung der Normalgeschwindigkeit zwischen Kettenglied und Kettenrad
ζ_T	$[-]$	Koeffizient zur Beschreibung der Tangentialgeschwindigkeit zwischen Kettenglied und Kettenrad

Über die Aufstellung hinausgehend verwendete Formelzeichen sind in den entsprechenden Abbildungen und Textpassagen definiert und bleiben auf diese beschränkt.

Indizierung ...

... linksseitig unten am Formelzeichen

F	bezogen auf das Referenzsystem eines Führungslaschenpakets
G	Repräsentant für die Referenzsysteme von Führungs- und Zahnlaschenpaketen bei Summenbildung über die Einzelkörper
I	bezogen auf das inertiale Koordinatensystem
Z	bezogen auf das Referenzsystem eines Zahnlaschenpakets

... rechtsseitig unten am Formelzeichen

Ab	angetriebenes Kettenrad
$AGWA$	Auslassseitige Ausgleichswelle

An	antreibendes Kettenrad
berechnet	berechnete Größe
F	Führungslaschenpaket
G	Repräsentant für die Führungs- und Zahnlaschenpakete bei Summenbildung über die Einzelkörper
gemessen	gemessene Größe
HDP	Hochdruckpumpe
HK	Hülsenkette
KW	Kurbelwelle
Max	Maximalwert(e)
Min	Minimalwert(e)
Mitte	Mittelwert(e)
NW	Nockenwelle
NWA	Auslassnockenwelle
NWE	Einlassnockenwelle
ÖP	Ölpumpe
RK	Rollenkette
ST+NW	Steuerketten- und Ventiltrieb
Vapu	Vakuumpumpe
Z	Zahnlaschenpaket
ZK	Zahnkette
ZMS	Zweimassenschwungrad
ZR	Zwischenrad
Z,A	Zahnlaschenpaket, Außenglied
Z,I	Zahnlaschenpaket, Innenglied

Mathematische Operatoren

$\ldots^T$	Transponierte von Vektor oder Matrix
$\dot{\ldots}$	erste Ableitung nach der Zeit
$\ddot{\ldots}$	zweite Ableitung nach der Zeit
$\tilde{\ldots}$	Kreuzprodukt als Matrixprodukt formuliert
$\hat{\ldots}$	Amplitude (diskreter Wert)
$\check{\ldots}$	Extremwert (diskreter Wert)

Abkürzungen

AGW	Ausgleichswellen
Aö	Auslassventile öffnen
As	Auslassventile schließen
CFD	Computational Fluid Dynamics
DI	Direct Injection (Benzindirekteinspritzung)
DKD	Deutscher Kalibrierdienst
DMS	Dehnungsmessstreifen
Eö	Einlassventile öffnen
Es	Einlassventile schließen
FFT	Fast Fourier Transformation
HDK	Hochdruckkammer
HK	Hülsenkette
$^\circ KW$	Grad Kurbelwelle
LWOT	oberer Totpunkt, bei dem der Ladungswechsel erfolgt
MKS	Mehrkörpersimulation
NDK	Niederdruckkammer
$^\circ NW$	Grad Nockenwelle
NWA	Auslassnockenwelle
NWE	Einlassnockenwelle
OT	oberer Totpunkt der Kolbenbewegung
PA	Polyamid
RK	Rollenkette
SAW	Surface Acoustic Wave
TFSI	Turbo Fuel Stratified Injection (Benzindirekteinspritzung mit Turboaufladung)
ZK	Zahnkette
ZKG	Zylinderkurbelgehäuse
ZMS	Zweimassenschwungrad
ZOT	oberer Totpunkt, bei dem die Zündung erfolgt
ZSB	Zusammenbau

Abbildungsverzeichnis

1.1 Auswirkungen des weltweiten Ölverbrauchs auf den Rohölpreis und die verkehrsbedingten Schadstoffemissionen [Umw08] [Ene06] [Eur06a] . . . 2
1.2 Ansatzpunkte zur fahrzeug- und motorseitigen Verbrauchsreduktion am Beispiel eines Vierzylinder-Ottomotors . . . 3
1.3 Marktanteile verschiedener Zugmittel in Verbrennungsmotoren [EvK09] . . . 4

2.1 Einteilung von Ketten nach Aufbau und Einsatzzweck . . . 7
2.2 Aufbau von Buchsen- und Hülsenketten [DIN99a] [DIN99b] . . . 9
2.3 Aufbau der einfachen Rollenkette und charakteristische Größen zur Beschreibung der Kettenradverzahnung [DIN96] [DIN98a] . . . 10
2.4 Aufbau von Zahnketten mit Bolzen- und Wiegegelenk [DIN98b] . . . 11
2.5 Kettenkräfte bei Vernachlässigung von dynamischen Kräften und Reibungskräften . . . 14
2.6 Kraftübertragung zwischen Hülsenkette und Kettenradverzahnung [Rac62] . . . 15
2.7 Kraftübertragung zwischen Zahnkette und Kettenradverzahnung [Rac62] . . . 16
2.8 Kinematische Verhältnisse beim Einlauf eines Hülsen- und Zahnkettenglieds in die Kettenradverzahnung [Rac62] . . . 18
2.9 Zwischen Kettenglied und Führungselement wirkende Kräfte . . . 21
2.10 Möglichkeiten der Einflussnahme auf die Kräfte und die Relativgeschwindigkeiten in Kettentrieben . . . 22
2.11 Mechanisches Ersatzmodell einer Zahnkette nach [Hös05] . . . 25
2.12 Systemanalyse nach [ZG83] - angewendet auf das tribologische System Kettentrieb . . . 28
2.13 Schichtaufbau von metallischen Werkstoffoberflächen [Sch36] . . . 29
2.14 Nominelle und reale Kontaktfläche . . . 30
2.15 Dominante Bewegungsformen und -abläufe in ausgewählten Kontaktstellen eines Kettentriebs . . . 31
2.16 Verlauf der Kettenlängung über Laufzeit . . . 33
2.17 Im Stribeck-Diagramm dargestellte Reibungs- und Schmierungszustände [ZG83] . . . 35
2.18 Rädertrieb [HBN+04] . . . 38
2.19 Vierzylinder-Glas-Motor von 1961 [KM04] . . . 38
2.20 Beispiele ausgeführter verbrennungsmotorischer Kettentriebe [Sch06] . . . 39
2.21 Gegenüberstellung von Zahnriemen- und Kettentrieben [Arn95] [Bec98] [BFLN05] [Sch07b] 41
2.22 Gegenüberstellung unterschiedlicher Verfahren zur Bestimmung der Reibleistung von Verbrennungsmotoren . . . 45
2.23 Zusammenhänge zwischen Verdrehwinkel, Oberflächendehnung, mechanischer Spannung und der wirksamen Belastung für verschiedene Torsionsfedern [Imd97] . . . 47
2.24 Verfahren der Winkeldifferenz- und Phasendifferenzmessung [Imd97] [Win07] . . . 48
2.25 Auf Magnetoelastizität basierende Messverfahren [Roh66] [Jäh84] [Win07] . . . 49
2.26 Weltweite Marktanteile von Drehmomentmessverfahren [Win07] . . . 50
2.27 Verfahren der Verformungsmessung [Roh66] [MEG+90] [Imd97] [DB02] [Win07] . . . 51
2.28 DMS-Applikationen zur Erfassung von Drehmomenten [Roh66] [Hof87] [SS81] [SW02] . . . 52

2.29 Gegenüberstellung standardisierter Drehmomentaufnehmer auf Basis von Herstellerangaben [Hotd] [Hote] [Hotf] [Hotg] [SW02] [Mag07] [Bär08] [Non08b] 53
2.30 Verfahren der Energie- und Messsignalübertragung [Hotc] [Jor] [Rei08] 55

3.1 Die Zahnkettentriebe des 1,8 l TFSI-Motors 59
3.2 Aufbau und Ziele der vorliegenden Dissertation 60

4.1 Messkette zur Erfassung der Winkelgeschwindigkeiten von Kurbelwelle, Nocken- und Ausgleichswellen [Rot04b] [Rot04a] [Kis05b] 64
4.2 Messkette zur Erfassung der Kolbenbewegungen des Spannelements [Micb] 65
4.3 Messkette zur Erfassung der Kontaktkraft zwischen der Spannschiene und dem Spannelement [Kis05a] 66
4.4 Untersuchung systematischer und zufälliger Messabweichungen bei der Aufnahme der Kontaktkraft zwischen Spannschiene und Spannelement 67
4.5 Ermittlung der Kettenlängskraft 68
4.6 Verhalten der mittleren Spannerkraft im Motorkennfeld 69
4.7 Zeitsignal der Spannerkraft bei 2 200 $^1/_{\text{min}}$ 70
4.8 Abhängigkeit von Kurbelwellendrehungleichförmigkeit und mittlerer Spannerkraft vom Motordrehmoment 70
4.9 Ordnungsspektrum der Spannerkraft 71
4.10 Auslegung unrundes Kurbelwellenkettenrad 72
4.11 Beeinflussung der mittleren Spannerkräfte mit einer durch Curve Fitting optimierten Ovalität des Kurbelwellenkettenrads bei maximalem Motordrehmoment 73
4.12 Öffnungszeitpunkt der Einlassventile im Motorkennfeld 74
4.13 Gegenüberstellung kinetischer Kettentriebsanregungen unterschiedlicher Ventilsteuerzeiten 75
4.14 Einfluss der Ventilsteuerzeiten auf die Amplituden und Mittelwerte der Spannerkraft (gemessen bei maximalem Motordrehmoment) 76
4.15 Betätigung der Kraftstoffpumpe durch die Auslassnockenwelle 77
4.16 Einfluss des Kraftstoffeinspritzdrucks auf die Amplituden und Mittelwerte der Spannerkraft (gemessen bei $n = 1\,000\,^1/_{\text{min}}$, $M_e = 100\,\text{Nm}$) 78
4.17 Aufbau Steuertriebskettenspanner 79
4.18 Einfluss der Federkraft des Kettenspanners auf die Mittelwerte der Spannerkraft (gemessen bei maximalem Motordrehmoment) 79
4.19 Mechanismen zur gezielten Einstellung des Dämpfungsvermögens, veranschaulicht am Kettenspanner des Steuertriebs 80
4.20 Aufteilung der Leckagevolumenströme am Steuertriebskettenspanner (bei 19,2 $^{\text{cm}^3}/_{\text{s}}$) . . . 81
4.21 Einfluss der Leckagevolumenströme des Kettenspanners auf Kolbenbewegung und Spannerkraft (bei maximalem Motordrehmoment und einer Öltemperatur von 90 °C) 81
4.22 Unterscheidungsmerkmale zwischen den Prüfstandsaufbauten für den befeuerten und geschleppten Motorbetrieb und ihre Auswirkungen auf die mittlere Spannerkraft 82
4.23 Einfluss eines um 1,8 bar abgesenkten Ölversorgungsdrucks auf die Spannerkraft 83
4.24 Vorgehensweise zur Vorbereitung der Reibleistungsvergleiche von Zahn-, Hülsen- und Rollenketten 85
4.25 Einfluss von Normalkraft und Relativgeschwindigkeit auf die Reibungskräfte zwischen Kettenglied und Führungselement sowie im Kettengelenk aus [GRH07] 86
4.26 Im Steuertrieb maximal auftretende Kettenlängskräfte beim Verbau von Zahn-, Hülsen- und Rollenketten (gemessen bei maximalem Motordrehmoment) 87
4.27 Vorgehensweise bei der Auslegung der Kettenräder und Führungselemente 88
4.28 Ausgleich der maximalen Kettenlängung im Hülsen- und Rollenkettentrieb 89

4.29 Korrelation zwischen minimaler Spanner- und nomineller Federkraft 90
4.30 Maximal zulässige und tatsächlich auftretende Kettenlängungen 91
4.31 Messumfang und -ergebnisse der dynamischen Abstimmung des Spannelements auf Zahn-, Hülsen- und Rollenketten 93
4.32 Der dynamischen Abstimmung zugrunde liegende Beurteilungskriterien 94
4.33 Abhängigkeit der mittleren Spannerkräfte von Kettenart und dynamischer Abstimmung des Spannelements 94
4.34 Ergebnis der konstruktiven Umsetzung und dynamischen Abstimmung des Ausgleichswellentriebs mit Zahnkette und Zahnriemen 95
4.35 Ergebnis der konstruktiven Umsetzung und dynamischen Abstimmung des Ölpumpentriebs mit Zahnkette und Zahnriemen 97

5.1 Zielsetzungen der umgesetzten tribologischen Prüftechniken 99

6.1 Abschätzung der zu erwartenden Reibmomentdifferenzen 101
6.2 Lastenheftanforderungen an ein Verfahren zur reproduzierbaren Erfassung von Reibleistungspotenzialen in verbrennungsmotorischen Kettentrieben 102
6.3 Konstruktive Umsetzung des Gestells für den Motorschleppprüfstand 103
6.4 Ausrichtung des Lagermoduls und Ausgleich von Axial-, Radial- und Winkelversätzen . . 103
6.5 Simulatorische Bewertung der Eigenfrequenzen des Messstrangs 104
6.6 Motor- und Prüfstandsperipherie des Reibleistungsprüfstands 106
6.7 Auf dem Reibleistungsprüfstand erfasste Messgrößen 107
6.8 Kalibrierung des Drehmomentmessflansches auf dem Reibleistungsprüfstand 108
6.9 Grundlegender Ablauf der Reibleistungsmessung 109
6.10 Untersuchungen zu den Ergebnisreproduzierbarkeiten auf dem Reibleistungsprüfstand anhand des Steuerkettentriebs 110
6.11 Reibmomente mit und ohne Kurbelwellenanteil 111
6.12 Auswirkung des unrunden Kurbelwellenkettenrads auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene 112
6.13 Auswirkung der Ventilsteuerzeiten auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene 114
6.14 Auswirkung der Federkraft des Kettenspanners auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene 115
6.15 Auswirkung der Leckagevolumina des Kettenspanners auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene 116
6.16 Mit einer separaten Öldruckversorgung des Spannelements realisierte Druckvorgaben und deren Auswirkungen auf die mittleren Spannerkräfte 117
6.17 Auswirkung des Ölversorgungsdrucks auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene 118
6.18 Einfluss der Ventilsteuerzeiten auf die Reibleistung im Teillastbereich 121
6.19 Abhängigkeit der Reibleistung von der Abstimmung des Spannelements bei 2 000 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ und maximalem Motordrehmoment 122
6.20 Gegenüberstellung der von Hülsen-, Rollen- und Zahnketten verursachten Reibmomente und -leistungen im Steuertrieb 123
6.21 Gegenüberstellung der von nasslaufendem Zahnriemen und Zahnketten verursachten Reibmomente und -leistungen im Ausgleichswellentrieb 124
6.22 Bewertung der Reibleistungspotenziale des nasslaufenden Zahnriemens 125
6.23 Gegenüberstellung der von nasslaufendem Zahnriemen und Zahnketten verursachten Reibmomente und -leistungen im Ölpumpentrieb 126

7.1 Grundlegendes Prinzip zur Ermittlung der Reibleistung im Steuerkettentrieb 129
7.2 Umfang der Gegenüberstellung von magnetostriktivem Messverfahren und DMS 130
7.3 Grundlegender Aufbau der Schleppattrappe 130
7.4 Integration der Messwertaufnehmer und Signalübertragungssysteme in die Auslassnockenwelle [Man06] [Hotb] 131
7.5 Kenngrößen der eingesetzten Messketten 132
7.6 Notwendigkeit und Möglichkeiten der Ermittlung der Nullpunktsignale nach der Integration der Drehmomentaufnehmer im Zylinderkopf 133
7.7 Einfluss der Temperatur auf Nullpunktsignal und Empfindlichkeit 134
7.8 Untersuchungen zu den erreichbaren Ergebnisreproduzierbarkeiten der Messsysteme bei geschleppter Auslassnockenwelle 135
7.9 Zusammenfassende Beurteilung von Dehnungsmessstreifen und magnetostriktivem Messverfahren 136
7.10 Schnittgrößen an den Systemgrenzen des Steuertriebsmodells 138
7.11 Ermittlung der Kettensteifigkeit im Zugversuch 139
7.12 Abbilden der Konturen von Zahnlaschen und Kettenradverzahnungen in KetSim 140
7.13 Verifikation des KetSim-Steuertriebsmodells anhand berechneter und gemessener Größen an Spannelement und Nockenwellen (Motorschleppbetrieb) 141
7.14 Lastenheftanforderungen an ein Verfahren zur reproduzierbaren Erfassung der isolierten Reibung im verbrennungsmotorischen Steuerkettentrieb 142
7.15 Maßgebliche Randbedingungen für die konstruktive Ausführung der in den Nockenwellenkettenrädern integrierten Torsionsfedern 143
7.16 Konstruktive Ausführung der im Kurbelwellenkettenrad integrierten Torsionsfeder 144
7.17 Elektrische Verschaltung und Anordnung der DMS auf den Torsionsfedern 145
7.18 Anbindung im Hebelarm-Masse-System 146
7.19 Ergebnisse des Kalibriervorgangs im Hebelarm-Masse-System im Vergleich mit einem berechneten, im Messbetrieb zu erwartenden Ausgangssignal 146
7.20 Berücksichtigung der Auswirkungen von Querkräften auf den Drehmomentmesswert - dargestellt für das Kettenrad der Auslassnockenwelle 147
7.21 Anbindung von Messkettenrädern und Telemetriesystemen an Zylinderkopf und Nockenwellen 149
7.22 Anbindung von Messkettenrad und Telemetriesystem an Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwelle 150
7.23 Überprüfung der Nullpunktsignale der Drehmomentaufnehmer im Reibleistungsmotor . . 151
7.24 Chronologischer Ablauf von Messwertaufnahmen und Datennachbereitung zur Bestimmung der isolierten Steuertriebsreibung 152
7.25 Auswirkungen der Motordrehzahl auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs 153
7.26 Auswirkungen des Motoröldrucks auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs 155
7.27 Auswirkungen des Kraftstoffeinspritzdrucks auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs 156
7.28 Auswirkungen des Motorlastzustands auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs 158

1 Einleitung

Von jeher hegen Menschen den Wunsch, sich, im Idealfall ohne körperliche Anstrengung, möglichst schnell und weit bewegen zu können. Dessen Erfüllung begann bereits vor 4 000 Jahren mit der Erfindung des Rades. Die daraus in den folgenden Jahrtausenden entstehende Vielzahl von Fahrzeugen wurde zunächst ausschließlich von menschlicher oder tierischer Muskelkraft bewegt, bevor mit der Eisenbahn zu Beginn des 19. Jahrhunderts erstmals ein Verkehrsmittel mit maschinellem Antrieb zur Verfügung stand. Ebenfalls von Dampfmaschinen angetrieben, entstanden nahezu zeitgleich die ersten nicht schienengebundenen Gefährte. Erst die Substitution dieser dampfgetriebenen Wärmekraftmaschinen durch den Verbrennungsmotor legte 1896 den Grundstein für die technische Entwicklung des Automobils in seiner heutigen Form, das aufgrund seiner individuellen und flexiblen Einsetzbarkeit bis heute als das weltweit am meisten genutzte Verkehrsmittel gilt. [BS03]

Die damit gewonnene Mobilität des Einzelnen ist einerseits Voraussetzung für Wohlstand und Wertschöpfung der Industrienationen, andererseits sind mit dem hohen Motorisierungsgrad auch diverse Nachteile verbunden. Nach [BS94] handelt es sich bei den direkt aus dem Straßenverkehr resultierenden Nachteilen in erster Linie um Unfälle, Ressourcenbedarf und Schadstoffemissionen. Die unter ökologischen Gesichtspunkten negativen Effekte erstrecken sich dabei über den gesamten Produktlebenszyklus des Automobils, welcher neben der Rohstoffgewinnung dessen Herstellung, Betrieb und Entsorgung umfasst. Das Aufstellen der Energiebilanz zeigt jedoch, dass mehr als 80 % der eingesetzten Energie auf die Verbrennung der Kraftstoffe während des Fahrzeugbetriebs entfallen [Aud07]. Diese liegen zumeist in flüssiger Form vor und werden vorwiegend aus dem Primärenergieträger Rohöl gewonnen. Der Verbrauch dieses Brennstoffs hat sich auch infolge der Massenmotorisierung, die in den Schwellen- und Entwicklungsländern erst jetzt einzusetzen beginnt, bereits in den letzten vier Jahrzehnten verdreifacht (vgl. Abbildung 1.1). Trotz Weiterentwicklung der Explorations- und Förderverfahren ist eine unmittelbare Folge die zunehmende Verknappung der globalen Erdölreserven. Weiterhin ist die Massenmotorisierung eng mit der Verschlechterung der Luftqualität verknüpft. So verdeutlicht Abbildung 1.1 am Beispiel der Bundesrepublik Deutschland, dass der Anstieg des motorisierten Individualverkehrs bis 1985 mit einer Zunahme lokal wirkender Schadstoffemissionen verbunden ist. Diese setzen sich aus Kohlenstoffmonooxid (CO), unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC), Stickoxiden (NO_x) sowie Rußpartikeln zusammen und machen 1 Volumenprozent der aus der Oxidation der fossilstämmigen Energieträger resultierenden Rohemissionen aus [Wac07]. Negative Effekte stellen sich vor allem durch die toxische Wirkung des CO auf den Menschen und die Reaktionsaffinität der NO_x- zu den Wassermolekülen ein, die einer der Hauptverursacher des für Baumbestände schädlichen sauren Regens ist [BS02]. Daher wurden und werden von Seiten der Gesetzgeber systematisch Schadstoffgrenzwerte definiert, deren Einhaltung über die Höhe der zu entrichtenden Kraftfahrzeugsteuer entscheidet. So wurde im Jahr 1992 in der Europäischen Staatengemeinschaft die Euro-Norm umgesetzt, die entsprechend Abbildung 1.1 bis 2014 eine schrittweise Reduzierung der CO-, HC- und NO_x-Emissionen von Personenkraftwagen um bis zu 85 % vorsieht [Umw06] [Eur06b].

Die weiteren Verbrennungsprodukte Stickstoff, Wasser und Kohlenstoffdioxid (CO_2) sind für den Menschen nicht unmittelbar schädlich. Jedoch bewirkt ein Anstieg der CO_2-Konzentration in der Atmosphäre eine zunehmende Absorption der von der Erde reflektierten Infrarotstrahlung und fördert damit eine Erwärmung von Troposphäre und Erdoberfläche. Tatsächlich belegen statistische Auswertungen weltweit erfasster Klimadaten der letzten Jahre eine Temperaturerhöhung und es verdichten sich die Anzeichen, dass die Klimaveränderung auf menschliche Aktivitäten, insbesondere auf die Verbrennung

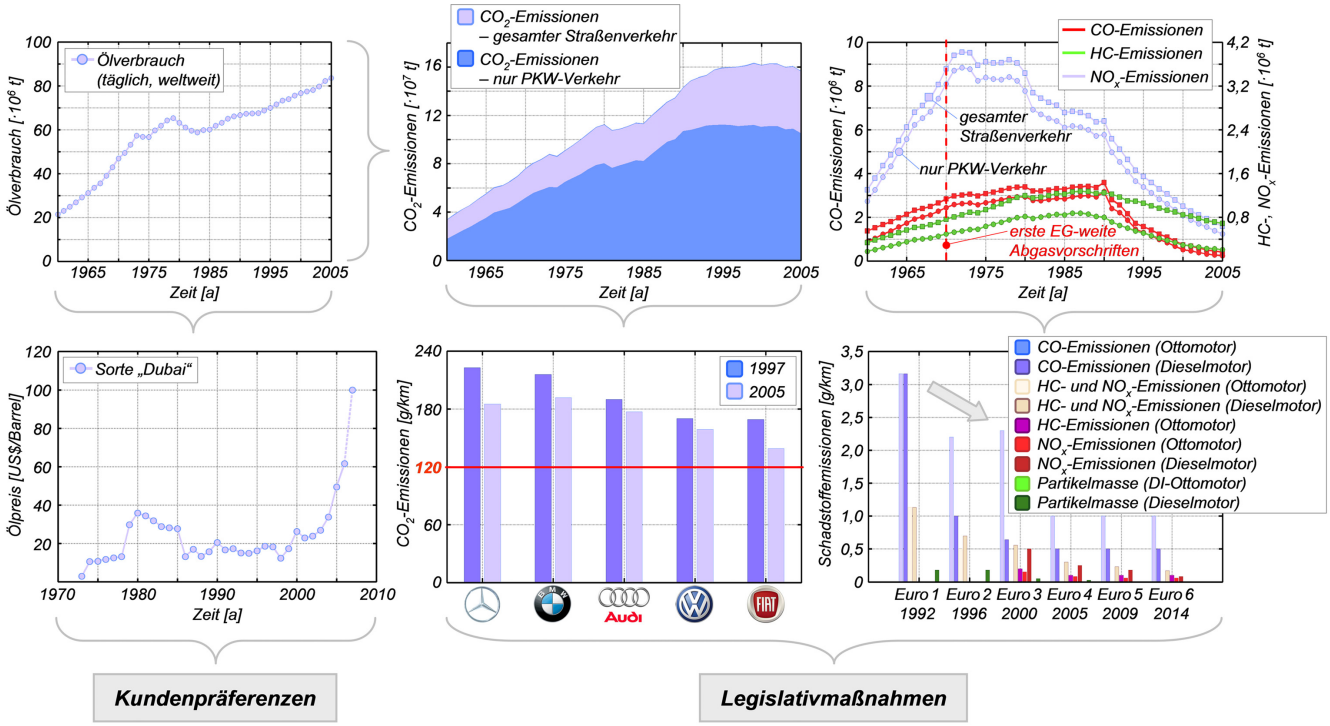


Abbildung 1.1: Auswirkungen des weltweiten Ölverbrauchs auf den Rohölpreis und die verkehrsbedingten Schadstoffemissionen [Umw08] [Ene06] [Eur06a]

der fossilen Brennstoffe, zurückzuführen ist. Dominiert wird der anthropogene Treibhauseffekt von den OECD-Staaten. Exemplarisch verdeutlicht Abbildung 1.1, dass sich der straßenverkehrsbedingte CO_2-Ausstoß in Deutschland seit 1960 vervierfacht hat. Gleiches gilt für den PKW-Verkehr, der mit 12 % an den Gesamtemissionen (2005) nicht der hauptsächliche, aber ein maßgeblicher Verursacher klimawirksamer Schadstoffe ist. Hinzu kommt die tendenzielle Zunahme des Verkehrsanteils an den weltweiten Klimalasten, die den Handlungsbedarf im Verkehrssektor evident erscheinen lässt. [SFB+06] Folgerichtig fordert die Kommission der Europäischen Gemeinschaften in [Kom07] bis 2012 eine Verringerung des CO_2-Ausstoßes bei neuen Personenkraftwagen auf 120 g CO_2 pro gefahrenem Kilometer. Überschreitungen dieses Grenzwerts sollen mit Bußgeldern verknüpft werden, die von den Automobilherstellern zu entrichten sind.

In Analogie zur Luftverschmutzung spiegelt sich die steigende Nachfrage nach fossilen Brennstoffen auch in der Entwicklung des Ölpreises wider, der zwischen 1997 und 2007 eine Zunahme um 500 % auf 100 US$ und bis Mitte 2008 einen weiteren Anstieg auf 140 US$ verzeichnet hat. Trotz seines Verfalls im Zuge der Immobilienkrise konnte er bereits im Januar 2010 erneut ein Niveau von 80 US$ erreichen. [Deu06] [com10] Sollten zu den dadurch steigenden Betriebskosten eines Personenkraftwagens die Strafzahlungen für die Nichteinhaltung gesetzlicher CO_2-Vereinbarungen auf den Preis eines Neufahrzeugs umgelegt werden, gewinnen demgegenüber emissions- und verbrauchsarme Automobile für den Endkunden an Attraktivität. Diese Szenarien erfordern in erster Linie von den Herstellern schwerer und leistungsorientierter Fahrzeuge, deren durchschnittliche CO_2-Emissionen im Bereich von 180 g/km liegen, zusätzliche Anstrengungen. Während den restriktiveren Schadstoffgrenzwerten durch Weiterentwicklung der Abgasnachbehandlungsmaßnahmen Rechnung getragen werden kann, ist das Erreichen der CO_2-Ziele entweder an eine Verbrauchsreduktion fossiler Brennstoffe oder an die Verwendung regenerativer und damit CO_2-neutraler Brennstoffe gekoppelt. Zu Letztgenannten zählen im Wesentlichen synthetische Kraftstoffe und Biokraftstoffe. Nachteile bestehen in diesem Zusammenhang in den begrenzten Angebotspotenzialen, der

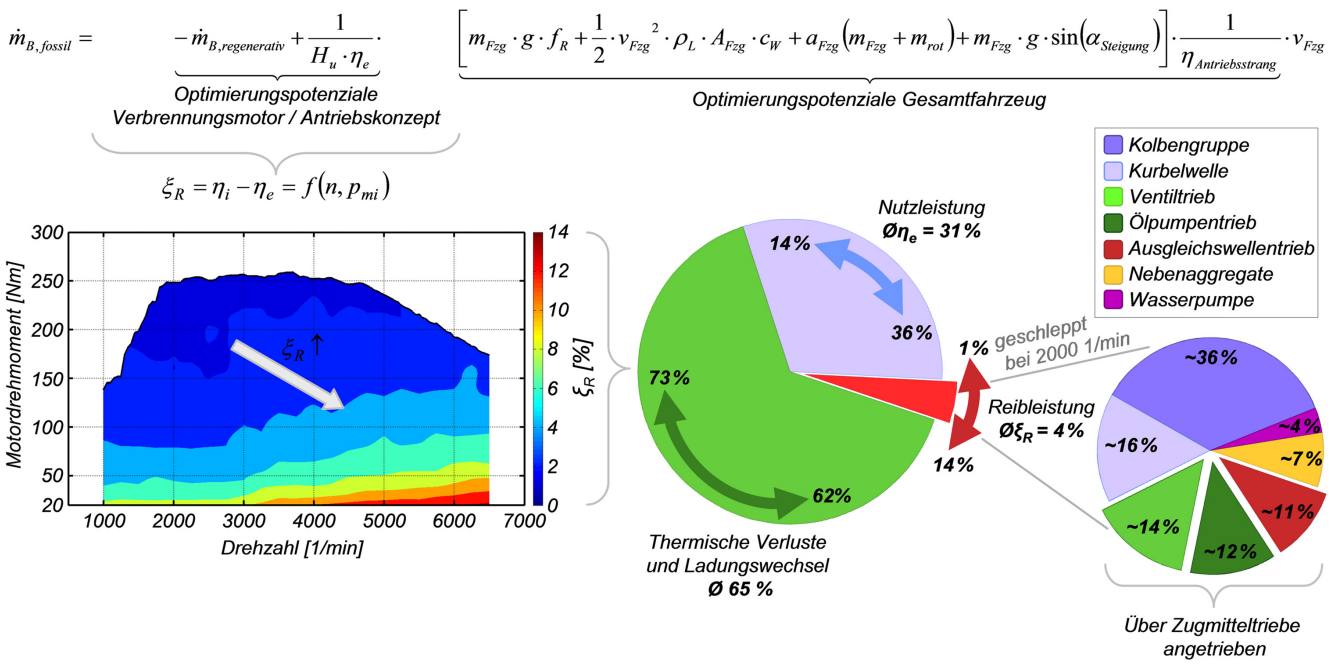


Abbildung 1.2: Ansatzpunkte zur fahrzeug- und motorseitigen Verbrauchsreduktion am Beispiel eines Vierzylinder-Ottomotors

sich ergebenden Bodenbelastung und der je nach Prozesskette variierenden Energiebedarfe ihrer Her- und Bereitstellung, die zu einer Schmälerung der Einsparpotenziale führen können [SFB+06].

Hinsichtlich der Verbrauchsreduzierung fossiler Brennstoffe existieren entsprechend der Fahrwiderstandsgleichung in Abbildung 1.2 zwei wesentliche Ansatzpunkte. Zum einen besteht die Möglichkeit, den tatsächlichen Leistungsbedarf des Fahrzeugs durch fahrzeugseitige Maßnahmen wie Gewichtsreduzierung, Verringerung von Luft- und Rollwiderstand sowie durch Optimierungen am getriebeseitigen Antriebsstrang zu senken. Zum anderen hängt die Menge des eingesetzten Kraftstoffs von der Art des Verbrennungsmotors und dessen effektivem Wirkungsgrad ab, der die Nutzleistung des Antriebsaggregats auf die zugeführte Kraftstoffleistung bezieht. Ursächlich für die Differenz sind hauptsächlich die im indizierten Wirkungsgrad zusammengefassten thermischen Verluste und die Ladungswechselarbeit. Hinzu kommen die Reibungsverluste, deren Quantifizierung in Abbildung 1.2 anhand eines Verlustfaktors erfolgt, welcher das Verhältnis von Reibleistung zur Brennstoffleistung beschreibt. Aufgrund der weitgehenden Konstanz der Reibungsverluste über dem Motordrehmoment und deren Zunahme mit steigender Drehzahl erhöht sich der zur Überwindung der Reibleistung eingesetzte Anteil der Kraftstoffleistung mit abnehmendem Mitteldruck und zunehmender Drehzahl. Untersuchungen an einem Vierzylinder-Ottomotor haben gezeigt, dass je nach Kennfeldpunkt zwischen 1 und 14 %, unter Berücksichtigung der besonderen Relevanz von Betriebspunkten bei niedrigen Drehzahlen und Lastzuständen durchschnittlich mindestens 4 % der Brennstoffleistung zur Überwindung der Reibleistung aufgewendet werden.

Die Verringerung der Motorreibung bietet gegenüber thermodynamischen Maßnahmen, wie der Vergrößerung von Spitzendruck und Spitzentemperatur, den Vorteil, dass die Verbesserung des effektiven Wirkungsgrads nicht mit erhöhten Bauteilbelastungen einhergeht. Abbildung 1.2 verdeutlicht, dass im lastlosen Motorbetrieb bei 2 000 1/min, neben Kolbengruppe und Kurbelwelle, der Ventiltrieb, die Ausgleichswellen sowie die Ölpumpe inklusive ihrer Zugmitteltriebe mit etwa einem Drittel die Hauptverursacher der Motorreibung sind. Für den Antrieb letztgenannter Baugruppen setzen die Automobilhersteller mit dem Fokus auf geringen Bauraumbedarf und Wartungsfreiheit vermehrt Kettentriebe ein (vgl. Abbildung 1.3), die in der Vergangenheit vorwiegend bezüglich akustischer Kriterien und Verschleißverhalten optimiert wurden.

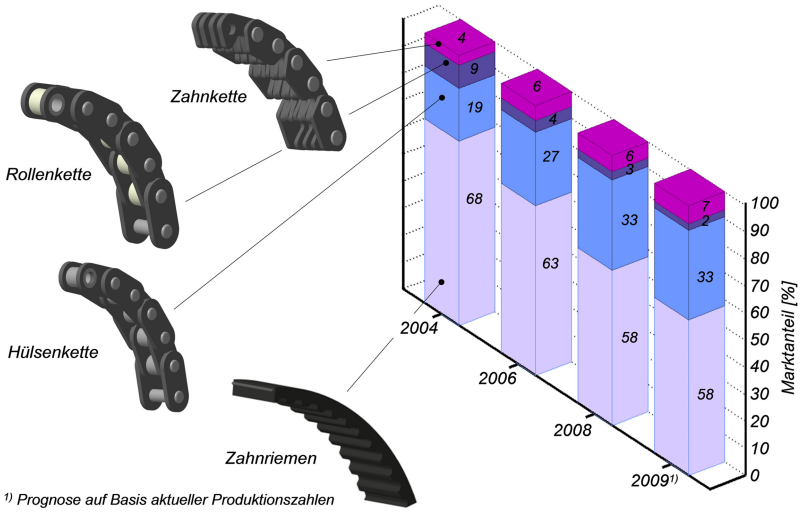


Abbildung 1.3: Marktanteile verschiedener Zugmittel in Verbrennungsmotoren [EvK09]

Eine genaue Erfassung, als Voraussetzung für eine gezielte Minimierung, der von den in Verbrennungskraftmaschinen verbauten Zugmitteltrieben verursachten Reibleistung ist bisher mit einigen Einschränkungen verbunden. Gemäß der Darstellung der einzelnen Reibungsanteile in Abbildung 1.2 erlauben bisherige Messverfahren ausschließlich die kumulative Erfassung der Verlustleistung von Kettentrieb und angetriebenen Motorbauteilen. Hinzu kommen die nicht ausreichenden Reproduziergenauigkeiten der Messverfahren und Prüfstandsaufbauten, die vor dem Hintergrund eines bereits hohen Entwicklungsgrads und geringer Optimierungspotenziale einzelner Maßnahmen verlässliche Aussagen nur bedingt zulassen. Zusätzlich eingeschränkt wird die Aussagekraft von Reibleistungsmessungen an verbrennungsmotorischen Zugmitteltrieben, die messprinzipbedingt a priori im geschleppten Motorbetrieb erfolgen müssen, durch die nur begrenzt realistischen Rahmenbedingungen.

Dem widersprechend setzt aber die konsequente Erschließung sämtlicher Potenziale zur Verbrauchs- und damit Emissionsreduktion in modernen Verbrennungskraftmaschinen zunehmend die Beseitigung der genannten Einschränkungen voraus. Sie verlangt demnach eine in erster Linie zuverlässige, möglichst separate, im Idealfall im befeuerten Motorbetrieb vorgenommene Ermittlung der Reibleistung der einzelnen Motorkomponenten. Deren Realisierung erfordert im Fall der Kettentriebsreibung zunächst die Kenntnis der Möglichkeiten aktueller Berechnungsmethoden und Messverfahren, die neben den Grundlagen der Kettentriebe im anschließenden Kapitel dargelegt werden.

2 Stand der Technik - Vorüberlegungen zur Arbeit

2.1 Kettentriebe - Grundlagen

Ausgrabungen belegen, dass die ersten Ketten, die bereits in der Bronzezeit von Menschenhand hergestellt wurden, zunächst als Schmuckstücke dienten. Erst im weiteren Verlauf von Altertum und Antike entwickelten sie sich zu einem der bedeutendsten Maschinenelemente [MHK+83]. So waren die Assyrer bereits im 1. Jahrhundert v. Chr. mit dem Feuerschweißen von Eisen vertraut und nutzten diese Fertigungstechnik zur Herstellung ihrer Schiffsketten. Als erste schriftliche Erwähnung von Ketten in Gestalt von Transmissionselementen gilt die Überlieferung des griechischen Mechanikers Philon von Byzanz 225 v. Chr., die den Verbau von Gliederketten in Schöpfwerken in Babylon und Assyrien beschreibt. Obwohl sie in den folgenden Jahrhunderten in unterschiedlichen Kulturen vermehrt Verwendung fanden, lassen sich weiterführende Gedanken erst wieder in den Skizzen des italienischen Gelehrten Leonardo da Vinci (1452 - 1519) erkennen. In seinen Zeichnungen sind mit block-, flyer- und zahnkettenähnlichen Zugmitteln erstmals Ketten zu sehen, die der Familie der Gelenkketten angehören. Trotz deren Vorteile sollte der breite Einsatz dieser Kettenart bis Mitte des 19. Jahrhunderts auf sich warten lassen. Folgerichtig handelt es sich ebenso bei den frühesten mit Kettentrieben in Zusammenhang stehenden Patenten um Weiterentwicklungen der bekannten Gliederkette. Hierzu zählt auch die erste eiserne Ankerkette, die sich Philip White 1634 patentrechtlich schützen ließ.

Im 18. Jahrhundert stellten die Erfindung der Dampfmaschine und die einsetzende industrielle Revolution neue Anforderungen an die Übertragungsmechanismen hinsichtlich Verschleiß, Belastbarkeit und Trumgeschwindigkeit. Um diesen zu genügen, erfand Jacques de Vocanson 1750 zunächst die aus Draht gefertigte Haken- oder Bandkette, die vorwiegend den Antrieb diverser Produktionsanlagen sicherstellte. 1813 gelang es Thomas Brunton durch das Verstärken der Kettenglieder in der Augenmitte mit Stegen, ein Zuziehen derselben sowie ein Festsetzen der einzelnen Glieder zu vermeiden und trieb damit die Entwicklung der Gliederkette weiter voran. Eine zusätzliche Erhöhung der Festigkeit konnte im Jahr 1822 durch James Gladstone erreicht werden, der eine geschweißte Kette mit doppelten Gliedern präsentierte.

Tatsächliche wirtschaftliche Bedeutung erlangten Kettentriebe erst mit der Umsetzung der Stahlgelenkketten. Ihren frühesten Vertreter, die zur Familie der Bolzenketten gehörende Gallkette, meldete der französische Medailleur André Galle am 18. Juli 1829 zum Patent an. Ebenfalls mit einem Stahlgelenk ausgestattet waren die im Jahr 1873 eingeführten gegossenen und zerlegbaren Stahlketten. Sie ermöglichten einen problemlosen Austausch beschädigter Glieder und erfreuten sich daher insbesondere als Antriebselemente in Erntemaschinen, die in staubiger und damit verschleißfördernder Umgebung eingesetzt wurden, großer Beliebtheit. Ihrer hohen Verschleißbeständigkeit stand die konstruktionsbedingt geringe Festigkeit gegenüber. Durch die Verwendung von separaten Bolzen zur Verbindung der Glieder, in Analogie zur Gallkette, ließen sich deutliche Festigkeitssteigerungen bei gleichzeitig niedrigen Verschleißraten erzielen. In die Laschen eingepresste Buchsen aus gehärtetem Stahl erlaubten es, die betriebsbedingte Längung der Ketten weiter zu reduzieren und führten zur Buchsen- bzw. Hülsenkette. Die Herstellung der Kettenglieder, die bis zu diesem Zeitpunkt meist schmiede- oder gießtechnisch erfolgte, veränderte sich mit der Rollenkette grundlegend. Die von Hans Renold 1880 patentierte Kettenart setzte sich aus einzelnen, einfach aufgebauten Stahlbauteilen zusammen, welche die Grundlage für eine industrielle Massenfertigung legten. Sie revolutionierte in den folgenden Jahren in erster Linie den Fahrradbau, bevor sich ihr Anwendungsgebiet Anfang des 20. Jahrhunderts auch auf Fahrzeuge und Flugzeuge

erweiterte. Die herstellungstechnischen Vorteile der Rollenkette wurden sukzessive auf die Buchsenkette übertragen, um der steigenden Nachfrage nach Transport- und Antriebsketten für industrielle Fertigungsanlagen gerecht zu werden.

Parallel zur schrittweisen Entstehung der angesprochenen konventionellen Gelenkketten vollzog sich die Entwicklung der Zahnkette. Diese ebenfalls zu den Stahlgelenkketten zählende Kette kam erstmalig im Jahr 1843 im Passagierschiff SS Great Britain zur Anwendung, in welchem sie die Drehmomentübertragung zwischen Dampfmaschine und Propellerwelle sicherstellte. Seit dem Beginn des 20. Jahrhunderts konzentrieren sich die Anstrengungen auf Detailverbesserungen von Zahnprofilen und Kettengelenk. Aus den damit einhergehenden längeren Wartungsintervallen, größeren Dauerfestigkeiten und der gesteigerten Laufruhe von Zahnkettentrieben folgte ihr vermehrter Einsatz als Antriebskette in Druck-, Textil- und Werkzeugmaschinen sowie als Transportkette.

Aufgrund ihrer vielseitigen Einsatzmöglichkeiten, ihrer Vorteile gegenüber Riementrieben hinsichtlich Wartungsfreiheit und nicht zuletzt wegen der bereits 1913 beginnenden Standardisierung in zahlreichen Normen finden sich Kettentriebe heute in der gesamten Antriebstechnik wieder. Hierzu zählt vermehrt der mechanische Antrieb verschiedener Baugruppen in Verbrennungsmotoren. Ursächlich für diesen Trend sind, neben den Weiterentwicklungen der letzten Jahrzehnte im Bereich der Werkstoffbehandlung und der prozesssicher erreichbaren Fertigungsqualitäten der Ketten, vor allem die Fortschritte von Messtechnik und Berechnungsmethodik. Erst sie erlauben neben der effektiven Untersuchung des gesamten Kettentriebs anwendungsspezifische Detailoptimierungen an bestehenden Kettenbauarten. [Fun95] [Ame06]

2.1.1 Bauarten von Stahlgelenkketten

Der nachfolgende Überblick über die wichtigsten Kettenbauarten erhebt aufgrund der großen Anzahl unterschiedlichster Kettentypen nicht den Anspruch einer lückenlosen Darstellung sämtlicher Bauformen. Dazu sei auf die entsprechende Fachliteratur verwiesen.

Es ist offensichtlich, dass die Einteilung der Ketten grundsätzlich der Präferenz des Betrachters unterliegt und sich folglich je nach Veröffentlichung an verschiedenen Aspekten, wie den erforderlichen Produktionsschritten, den eingesetzten Werkstoffen, dem Aufbau und der Verbindung der Kettenglieder, dem Einsatzzweck etc. orientiert. Aus Anwendersicht bietet sich eine Klassifizierung anhand der beiden letztgenannten Merkmale an. Demnach werden die Ketten in Abbildung 2.1 zum einen nach konstruktiven Merkmalen in die Gruppen „einfache Ketten“, „Gelenkketten“ und „Sonderbauformen“ eingeteilt. Zum anderen berücksichtigt die Differenzierung nach dem Einsatzzweck die wesentlichen Anwendungen als Last- bzw. Zugketten, Antriebsketten sowie Transportketten.

Der bedeutendste Vertreter der einfachen Ketten ist die Rundstahlkette. Ihre direkt ineinandergreifenden Kettenglieder mit zwei parallelen Schenkeln bestehen aus gebogenem Rundstahl, dessen Enden mit Pressstumpf- oder Abbrennstumpfschweißverfahren gefügt werden. Sie finden in erster Linie als Last- oder Anschlagketten in Hebevorgängen Anwendung. Darüber hinaus erlaubt die Form ihrer Kettenglieder das Kämmen mit Kettenrädern und damit ihren Gebrauch als Zugmittel in Förderanlagen. Die dabei an die Ketten und deren Einzelteile gestellten Anforderungen hinsichtlich Werkstoffen, Fertigungsverfahren, Maßen sowie mechanisch-technologischen Eigenschaften sind grundsätzlich in [DIN81] festgelegt. Auf konkrete Anwendungsfälle bezogene Vorschriften sind in weiterführenden Normen enthalten. Rundstahlketten, deren Glieder mit einem Steg versehen sind, werden als Stegketten bezeichnet. Dieser verleiht dem Glied eine höhere Formbeständigkeit, sodass Stegketten auch hohen Belastungen, wie sie beispielsweise beim Verankern von Schiffen auftreten, ohne plastische Verformung widerstehen. Demgegenüber sind Ketten mit nicht geschlossenen Gliedern nur für geringe Belastungen geeignet. Gleiches gilt für die aus gestanztem Blech gefertigten Patentketten. Beide Kettenarten dienen als Zierketten sowie zur Befestigung leichter Gegenstände, z. B. Verschlussstopfen in Waschbecken.

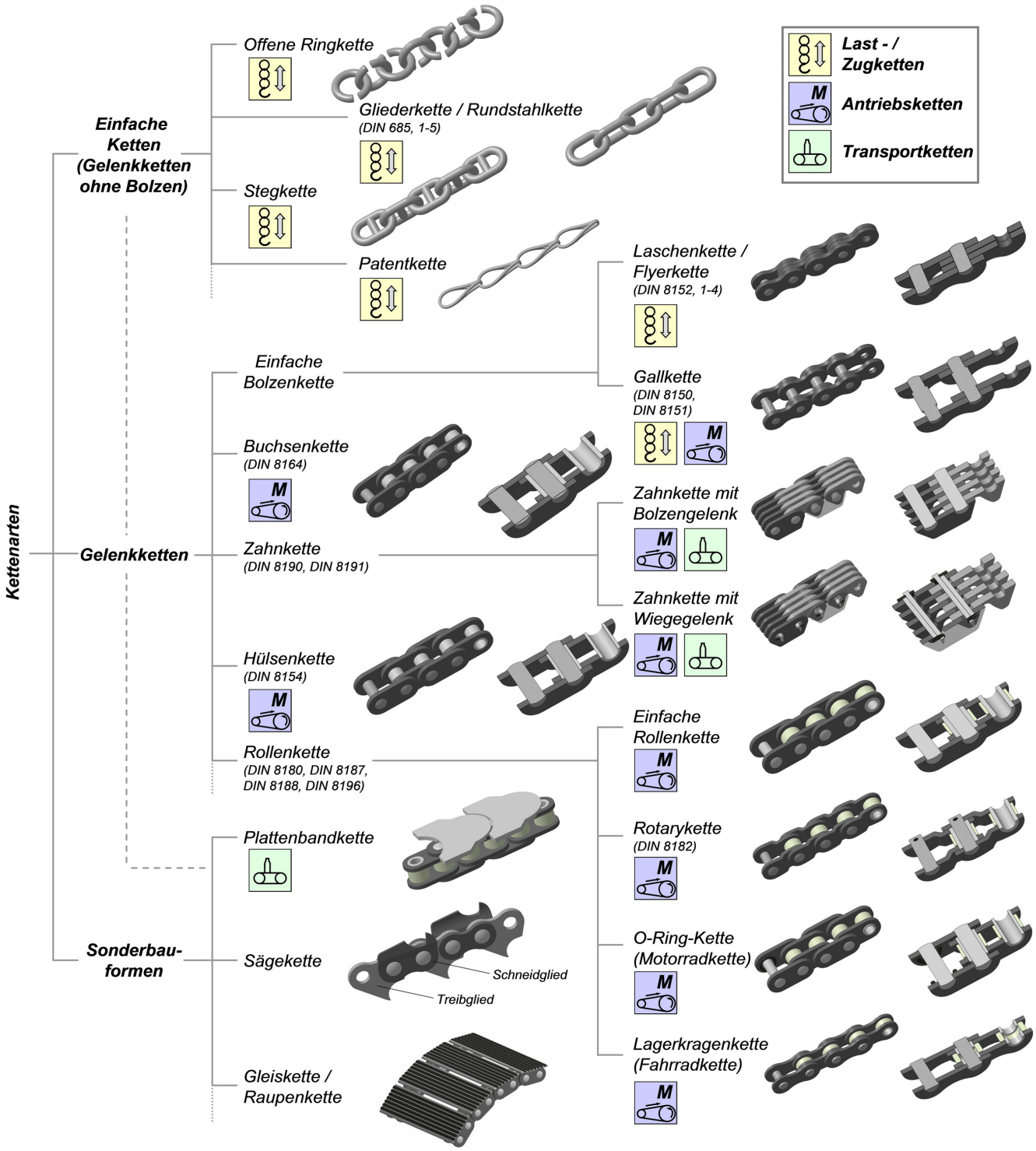


Abbildung 2.1: Einteilung von Ketten nach Aufbau und Einsatzzweck

Sonderbauformen von Ketten sind per Definition bereits dann erforderlich, wenn die Umgebungsbedingungen spezielle Anforderungen an Abmaße, Verschleißbeständigkeit und Dauerfestigkeit stellen, deren Erfüllung mit standardisierten Ketten nicht zu erreichen ist. Diese Fälle erfordern meist nur geometrische Anpassungen der Kettenglieder oder die Variation der eingesetzten Werkstoffe einer existenten Kettenbauart. Sie bedingen daher keine separate Bauform und sollen gemäß Abbildung 2.1 nicht zu den Sonder-

bauformen zählen. Gemeint sind hiermit vielmehr Ketten, deren Verwendung nicht ihrem ursprünglich vorgesehenen Einsatzzweck entspricht, sondern die durch grundlegende konstruktive Veränderungen einer neuen Funktion zugeführt werden. Ein Beispiel dafür ist die auf der Rollenkette beruhende Plattenbandkette, auf deren Außengliedern Stahl- oder Kunststoffplatten angebracht werden. Aufgrund ihrer Flexibilität erlaubt sie die Realisierung verschlungener Transportanlagen in der Lebensmittelindustrie und der Verpackungstechnik. Eine zweite Modifikation von Stahlgelenkketten stellt die Sägekette dar. Sie wird für die Bearbeitung verschiedener Werkstoffe genutzt, wobei erst die mit Schneiden versehenen Außenglieder den Materialabtrag gewährleisten und die als Treibglieder ausgeformten Innenglieder den Formschluss mit den Kettenrädern herstellen. Erweitert wird der Anwendungsbereich der Ketten ebenfalls von den Gleisketten, die als kettenartig verbundene Platten, über Kettenräder angetrieben, die Bewegung von Fahrzeugen in unwegsamem Gelände sicherstellen. Die drei Beispiele verdeutlichen, dass Kettentriebe zahlreiche Aufgaben erfüllen können, der prinzipielle Aufbau der einzelnen Varianten aber nicht selten auf den einfachen Ketten oder den Stahlgelenkketten basiert.

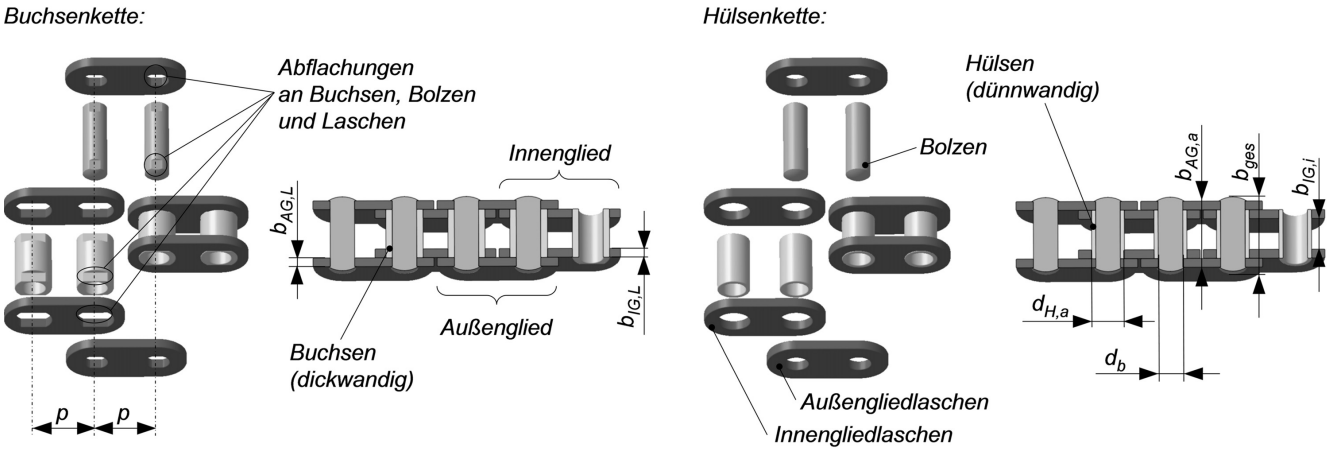
Der Begriff Gelenkkette fasst eine Fülle von Kettentypen zusammen, die als Zug-, Transport-, vor allem aber als Antriebselemente zur Anwendung kommen. Ihr konstruktiv einfachster Vertreter ist die Laschenkette. Die Innen- und Außenglieder der Laschenkette bestehen aus identischen, über ein Bolzengelenk verbundenen Laschen. Die unmittelbar nebeneinander angeordneten Laschen verhindern den Eingriff in ein Kettenrad und damit die Übertragung von Drehmomenten. Infolgedessen dient die Laschenkette ausschließlich zum Heben von Lasten, weist im Vergleich zu Rundstahlketten gleichen Querschnitts eine höhere Zugfestigkeit und einen größeren Verschleißwiderstand auf. Diese Eigenschaften können weitestgehend auf die Gallkette übertragen werden. Hinzu kommt im Fall der Gallkette, dass der Abstand zwischen ihren Innengliedlaschen das Kämmen mit einem Kettenrad ermöglicht. Aufgrund ihres im Vergleich zu Buchsen-, Rollen- und Zahnketten geringen Verschleißwiderstands sind Gallketten als Antriebsketten aber auszuschließen. [MHK+83]

2.1.1.1 Buchsen- und Hülsenkette

Buchsen- und Hülsenketten setzen sich gemäß [DIN99a] bzw. [DIN99b] aus einer alternierenden Folge von Außen- und Innengliedern zusammen. Das Außenglied besteht aus zwei Laschen, die über eingepresste Bolzen verbunden sind. Die hinzukommende Vernietung der Bolzen erfolgt als Sicherung gegen ein Herausfallen des Bolzens nach plastischer Deformation infolge etwaiger Überlastung [Pie53]. Im Fall der Buchsenkette sind die Bolzen durch Abflachungen zusätzlich gegen eine Verdrehung relativ zu den Laschen gesichert. Auf diesen Bolzen sind die Buchsen drehbar gelagert, die mit den Innengliedlaschen ebenfalls kraft- und formschlüssig verbunden sind. Im Gegensatz zu den dickwandigen Buchsen wird die Relativdrehbewegung zwischen den dünnwandigen Hülsen und den Hülsenkettenlaschen wieder nur durch eine Übermaßpassung gewährleistet. Die eine Buchsen- bzw. Hülsenkette charakterisierenden Größen sind aus Abbildung 2.2 ersichtlich.

2.1.1.2 Rollenkette

Der prinzipielle Aufbau der Außenglieder einer Rollenkette nach [DIN96] bzw. [DIN98a] entspricht dem der Hülsenkettenglieder. Auf den Hülsen des Innenglieds sind zusätzliche Rollen gelagert, die sich um die Buchsen drehen lassen. Während bei der Hülsenkette der Kontakt zum Kettenrad über die äußere Mantelfläche der Hülsen hergestellt wird und es zu einer Gleitbewegung zwischen den Kontaktpartnern kommt, kann die Rolle auf der Zahnflanke abrollen [Kra97]. Einerseits wird die Rolle dadurch während der einzelnen Umläufe gleichmäßig über ihren gesamten Umfang beansprucht [Fun95]. Andererseits führt der zwischen Hülse und Rolle vorhandene Schmierstofffilm zu einer Abschwächung des geräuschverursachenden Einlaufstoßes. Beide Effekte tragen zu einer Verschleißverringerung an Kette und Kettenrad im Vergleich zur Hülsenkette bei. Hinzu kommt, dass das durch die Verlagerung der Relativbewegung entstehende Tri-



p	Teilung	$b_{AG,L}$	Laschenbreite Außenglied
$b_{AG,a}$	Außenbreite Außenglied	$b_{IG,L}$	Laschenbreite Innenglied
$b_{IG,i}$	Innenbreite Innenglied		
b_{ges}	Gesamtbreite der Kette		
d_b	Bolzendurchmesser		
$d_{H,a}$	Außendurchmesser Hülse		

Abbildung 2.2: Aufbau von Buchsen- und Hülsenketten [DIN99a] [DIN99b]

bosystem Hülse - Rolle die Speicherung des Zwischenstoffs und damit die Reduktion der Reibung beim Abknicken des Kettengelenks begünstigt [Ame06] [Pie53]. Weiteres Optimierungspotenzial lässt sich in Förderanlagen aus Kettentrieben mit geringen Trumgeschwindigkeiten durch eine Vergrößerung des Rollendurchmessers über die Laschenhöhe hinaus erschließen. Aus der damit verbundenen Substitution der zwischen Kette und Führungselement auftretenden Gleitbewegung durch eine Rollbewegung resultiert eine Verminderung der Verlustleistung in diesem Kontakt [Ame06]. Nachteilig gegenüber der Hülsenkette ist die bei gleicher Teilung kleinere Gelenkfläche der Rollenkette, die tendenziell zu einer geringeren Dauerfestigkeit und größeren verschleißbedingten Kettenlängungen führt.

Abbildung 2.3 zeigt neben den beschriebenen Kettenbestandteilen den Ausschnitt einer in [DIN87] genormten Rollenketten-Kettenradverzahnung, die häufig auch die Grundlage für Hülsenketten-Kettenräder darstellt. Die Lagen der Bolzenmittelpunkte ergeben sich aus der Kettenteilung und der angestrebten Zähnezahl des Kettenrades. Die Beschreibung der Flankenkontur erfolgt grundsätzlich durch die Fuß- und Kopfkreisdurchmesser sowie die Radien zweier tangential ineinander übergehender Kreissegmente, wobei die Norm mit der minimalen und der maximalen Zahnlückenform lediglich zwei Grenzkonturen definiert, innerhalb derer sich die herstellerspezifischen Verzahnungen bewegen. Ebenfalls genormt sind die zur Steigerung des übertragbaren Drehmoments eingesetzten Mehrfachrollenketten sowie die aus gekröpften Kettengliedern bestehenden Rotaryketten [DIN99c]. Darüber hinaus existieren eine Reihe weit verbreiteter, nicht genormter Sonderbauformen wie Lagerkragen- und O-Ring-Ketten, die im Fahrrad- und Motorradbau Verwendung finden (vgl. Abbildung 2.1).

2.1.1.3 Zahnkette

Auch bei der Zahnkette lassen sich entsprechend Abbildung 2.4 Innen- und Außenglieder identifizieren. Jedoch bestehen die einzelnen Kettenglieder aus nebeneinander angeordneten Zahnlaschen, deren Anzahl für die Tragfähigkeit der Kette maßgeblich ist und somit von den auftretenden äußeren Belastungen bestimmt wird. Hinzu kommen außen oder mittig angeordnete Führungslaschen, die ein axiales Wan-

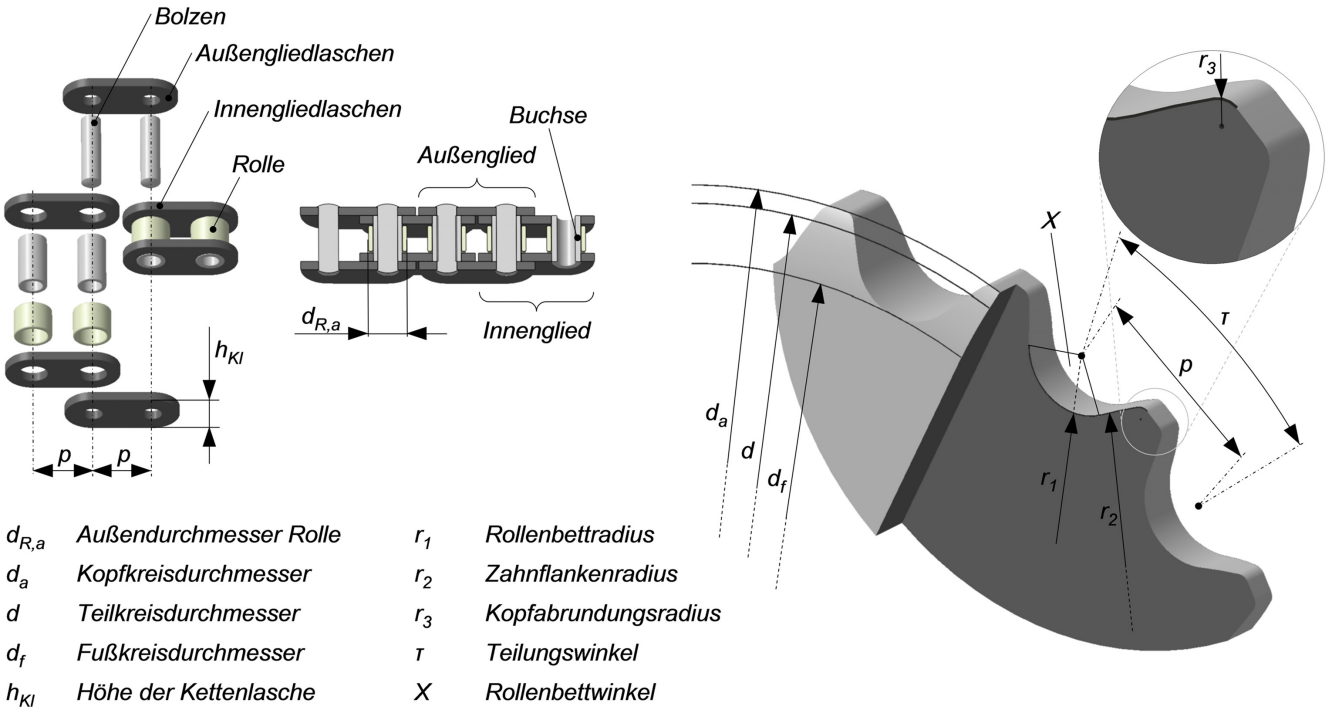
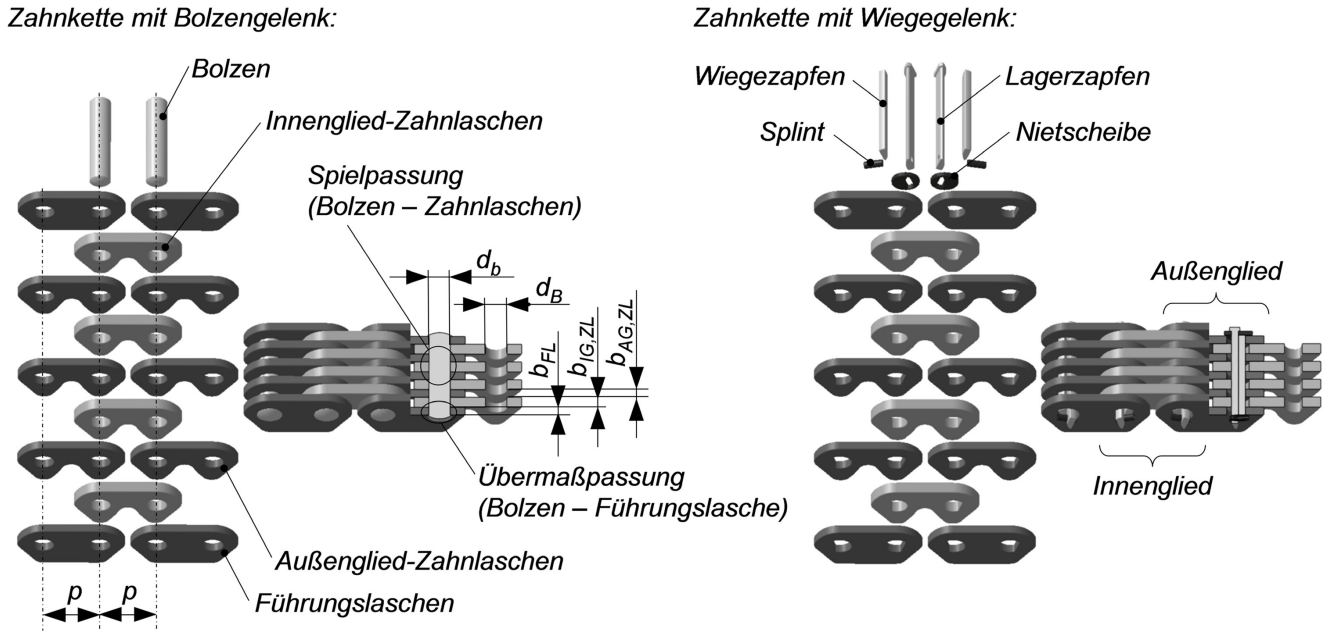


Abbildung 2.3: Aufbau der einfachen Rollenkette und charakteristische Größen zur Beschreibung der Kettenradverzahnung [DIN96] [DIN98a]

dern der Kette verhindern. Das Kettengelenk der Zahnkette kann auf zwei Arten realisiert werden. Zum einen besteht die Möglichkeit, die Kettenglieder über Bolzen zu verbinden, die in den äußeren Laschen des Außenglieds eingepresst und vernietet sind. Demnach findet die Relativbewegung als Gleitbewegung, von Sonderbauformen wie den Buchsenzahnketten, Hülsenzahnketten und Zahnketten mit Lagerschalen abgesehen, unmittelbar und ausschließlich zwischen den Bolzen und den Laschen des Innenglieds statt [Zol66]. Die Folge dieser geringen Gelenkflächen ist ein gegenüber der Rollenkette geringerer Verschleißwiderstand. Zum anderen lässt sich das Abknicken der Zahnkette über ein Wiegegelenk, bestehend aus zwei Gelenkzapfen mit konvexen Wiegeflächen, erreichen. Den Vorteilen der dabei auftretenden Wälzbewegung hinsichtlich Verschleiß und Reibungsverlusten im Kettengelenk steht der Nachteil der Rückensteifigkeit derartiger Ketten gegenüber.

Die Drehmoment- und Bewegungsübertragung erfolgt nicht über Bolzen, Hülsen oder Rollen, sondern kommt durch die Anlage der doppelzahnförmig ausgeprägten Zahnlaschen an den Flanken des Kettenrads zustande. Neben der beabsichtigten Zugbeanspruchung erfahren die Laschen dabei auch eine Belastung auf Biegung. Während im Fall „normaler“ Zahnketten die Zahnflanken gerade sind, werden die Zahnkonturen hochbeanspruchter Zahnketten evolventenförmig hergestellt. Damit lassen sich die kinematischen Verhältnisse beim Anschmiegen der Flanken von Kettenlaschen und Kettenrad, ähnlich wie bei einer Stirnradverzahnung, verbessern. Folglich fallen der beim Abbau der Geschwindigkeitsdifferenz auftretende Impuls und die damit einhergehende Körper- und Luftschallanregung nochmals geringer aus (Amerikanisches Schrifttum [Ame06]: Silent Chain). Darüber hinaus führt die Evolventenform zu einer Reduzierung des Kettengewichts und einer Erhöhung der Bruchlast. Diese erlaubt zusammen mit der Abnahme der dynamischen Blindlasten eine Steigerung der Kettengeschwindigkeiten [HB06] [Rac62]. Aufgrund der signifikanten Auswirkungen der Flankenformgebung auf Akustik und Dynamik sowie der rudimentären Vorgaben in [DIN98b] und [DIN98c] existiert speziell an der Zahnlasche eine Vielzahl herstellerspezifischer Flankenkonturen, welche die Austauschbarkeit von Zahnketten stark einschränken.



d_B Bohrungsdurchmesser

$b_{AG,ZL}$ Breite Zahnlasche Außenglied

$b_{IG,ZL}$ Breite Zahnlasche Innenglied

b_{FL} Breite Führungslasche

Abbildung 2.4: Aufbau von Zahnketten mit Bolzen- und Wiegegelenk [DIN98b]

Trotz optimierter Zahnlaschenformen und Werkstoffe können das geringe Gewicht und die geringen Verschleißraten von Hülsen- und Rollenketten nicht erreicht werden. Dementsprechend kommen Zahnkettentriebe insbesondere dann zur Anwendung, wenn zusätzlich zu hohen Steifigkeiten und Tragfähigkeiten ein nur geringer axialer Bauraum zur Verfügung steht und hohe akustische Anforderungen eine Rolle spielen, die den Aufwand hinsichtlich Fertigung und Wartung rechtfertigen. [Ame06] [Fun95]

2.1.2 Werkstoffe und Fertigung

Bei gegebenem Beanspruchungskollektiv und Umgebungsbedingungen lassen sich angestrebte Dauerfestigkeitswerte und Kettenlängungen durch die Wahl der geeigneten Kettenart, vor allem aber durch vergrößerte Bolzendurchmesser und Laschenbreiten erreichen [DIN99a] [DIN99b] [DIN96] [DIN98c] [Rac62]. Diese können in Kettentrieben zum einen erhöhte dynamische Kräfte bedingen, zum anderen sind sie im Fall beschränkter Platzverhältnisse grundsätzlich nicht umsetzbar. Hohe Bruchkräfte und geringer Gelenkverschleiß bei gleichzeitig kleiner Kettenteilung werden dann mit verbesserten Fertigungsverfahren, einer genaueren Prozessführung während der Wärmebehandlung und der Verwendung von Werkstoffen höherer Qualität für Laschen, Bolzen und Buchsen bzw. Hülsen realisiert.

In schnelllaufenden Ketten bestehen letztgenannte Komponenten daher aus kalt- oder warmgewalzten Einsatz- oder Vergütungsstählen (z. B. C60, 42 CrMo4). Im Gegensatz zu den Hülsen- und Rollenkettenlaschen nehmen Zahnkettenlaschen unmittelbar am Tribosystem Kettengelenk teil und müssen überdies hohen hertzschen Pressungen im Bereich der Bolzenbohrungen standhalten. Daher erfolgt die Herstellung der Zahnketteninnenlaschen hochbelasteter Kettentriebe durch das Feinstanzverfahren. Verglichen mit Normalstanzen oder Nachschneiden entstehen dabei Laschen, die insbesondere im Bereich der Bol-

zenbohrung einen hohen Glattschnittanteil, ein- und abrissfreie Schnittflächen, hohe Ebenheit sowie enge Maß-, Form- und Lagetoleranzen aufweisen [Sch07c]. Eine weitere Vergleichmäßigung der zylindrischen Bohrungsform lässt sich durch nachträgliches Kugelkalibrieren erzielen [Coe84]. Die während dieser Bearbeitungsschritte an der Außenkontur und den Buchsen- und Bolzenbohrungen entstandenen Grate werden durch Trommelgleitschleifen entfernt, bevor die Laschen durch Wärmebehandlung und Kugelstrahlen ihre endgültige Dauerfestigkeit und Härtwerte von 400 bis 600 HV erreichen.

Sowohl die in die Bohrungen der Innengliedlaschen eingepressten Buchsen als auch die darauf angeordneten Schonrollen werden aus Bandmaterial gewickelt oder fließgepresst und typischerweise auf 500 bis 800 HV einsatzgehärtet. Um die infolge des Pressverbandübermaßes an den Buchsenenden entstehende Durchmesserverengung, welche den Materialabtrag an Buchsen und Bolzen beschleunigt, zu reduzieren, empfiehlt Binz in [Bin85] den Einsatz fließgepresster Buchsen mit gekonter Innenkontur. Dieser Effekt wird durch das von einigen Kettenherstellern zur Verringerung der Tönnchenform angewandte Kugeln der Buchse nicht erreicht [Bin85]. Jedoch konnte Gerla in [Ger53] nachweisen, dass die dadurch an der höchstbeanspruchten Laschenstelle entstehenden plastischen Verformungen zu einer Zunahme der Dauerfestigkeit des Ketteninnenglieds führen.

Letzteres gilt auch für die Außengliedlaschen, in welche die Kettenbolzen eingepresst werden. Der zusätzlich durch Verschweißen oder Vernieten in der Lasche festgelegte und als Gegenkörper im Gleitlager Kettengelenk fungierende Bolzen besteht aus Einsatzstählen (z. B. 20 MnCr5) oder leicht legierten Vergütungsstählen (z. B. 40 CrMoV13-9). Zu den verwendeten Halbzeugen zählen Draht oder Stangenmaterialien, die nach dem Kürzen auf die entsprechende Bolzenlänge einen zähen Kern mit einer Härte von 400 bis 500 HV sowie eine harte, verschleißfeste Oberfläche besitzen müssen. Zu den bedeutendsten Wärmebehandlungen, mit denen Oberflächenhärten zu erreichen sind, die um den Faktor 2 bis 5 höher als die des Grundkörpers liegen und damit zwischen 1 000 und 2 000 HV betragen, gehören Borieren, Vernickeln, Inchromieren, Carbonitrieren und Vanadieren. Die im Vergleich zu einsatzgehärteten Bolzen positiven Auswirkungen auf das Verschleißverhalten wurden unter anderem in [Rad95], [Paw90] und [DOR83] experimentell belegt.

Das im Anschluss an die Montage einer Endloskette durchgeführte Vorrecken verursacht weitere plastische Verformungen der Verbindungen zwischen Laschen, Bolzen und Buchsen bzw. Hülsen und damit eine Reduzierung der Einlauflängung (vgl. Abbildung 2.16). Zudem wird der Setzvorgang bereits konstruktiv vorgehalten, sodass die Nennteilung der Kettenglieder erst nach dem Aufbringen dieser Last erreicht wird. Um den daran geknüpften störungsfreien Eingriff der Kette in die Kettenräder während der gesamten Betriebsdauer zu gewährleisten, ist es notwendig, den infolge von hohen Flächenpressungen an den Flanken der Kettenradverzahnung auftretenden Verschleiß durch Vergüten oder Induktionshärten zu begrenzen. In Abhängigkeit von Kettenart, Kettenkraft und Trumgeschwindigkeit liegen die Härtewerte zwischen 400 und 700 HV. Aufgrund der in hochbelasteten Anwendungen notwendigen Wärmebehandlungen werden vorwiegend Einsatz- oder Vergütungsstähle eingesetzt, deren spanende Bearbeitung, meist Wälzfräsen, die Kontur der Kettenradverzahnung erzeugt [Fun95] [WL]. Eine Alternative dazu stellen pulver-metallurgisch hergestellte Kettenräder dar. Die Porosität der eingesetzten Sinter-Eisenwerkstoffe kann zum Erreichen der genannten Oberflächenhärten eine mechanische Verdichtung der Oberfläche im Vorfeld des Härteprozesses erforderlich machen.

Die über die Kettenräder auf die Kette übertragenen Drehanregungen und die daraus resultierenden Transversalschwingungen sind der Grund für den Verbau von Führungs- und Spanneinrichtungen. In schnelllaufenden Trieben handelt es sich bei den mit den Kettengliedern in Kontakt stehenden Belägen, je nach thermischer und mechanischer Belastung, um Polyamide unterschiedlicher Kristallinität. Gering belastete Führungsschienen werden heute meist einteilig im Spritzgussverfahren gefertigt. Höher beanspruchte Spannschienen sind aus einem steifen Grundkörper aus Aluminium oder aus glasfaserverstärktem Polyamid aufgebaut, auf den der Gleitbelag aufgespritzt oder formschlüssig aufgebracht wird [Lee99].

2.1.3 Grundlagen zur Berechnung von Kettentrieben

Aufgrund der in Abschnitt 4.4.1.1 aufgezeigten Relevanz der Kontaktkräfte und Relativgeschwindigkeiten für das tribologische Verhalten der einzelnen Elemente des Kettentriebs werden im Folgenden zunächst die Grundlagen der quasistatischen Berechnung von Kettentrieben aufgezeigt. Diese bereits in den 50-er und 60-er Jahren in Forschungsarbeiten veröffentlichten Ansätze erlauben, trotz Vernachlässigung kinetischer Effekte und der Rückwirkungsfreiheit zwischen Reibungs- und Längskräften, die Identifikation grundsätzlicher Abhängigkeiten der wirkenden Kräfte und auftretenden Geschwindigkeiten von der Geometrie des Kettentriebs sowie der Kettenart. Daran anschließend widmet sich Kapitel 2.1.3.4 den Verfahren zur Berechnung von Schwingungsverhalten und dynamischen Belastungen in Kettentrieben, ausgehend von vereinfachten Ersatzsystemen bis hin zu gekoppelten Schwingungsmodellen. Letztere markierten Ende der 80-er Jahre den Entwicklungsbeginn moderner Simulationsprogramme und stellen heute den Stand der Technik dar.

2.1.3.1 Kräfte und Relativgeschwindigkeiten im Kettengelenk

Mit dem Bestreben, Festigkeitsnachweise für Kettentriebe erbringen zu können, unterteilen Rachner, Müller et al. und Funk die im Kettengelenk zwischen Kettenbolzen und -hülsen bzw. -laschen wirkenden Längskräfte in zügige, stoßartige und schwingende Belastungen [Rac62] [MHK+83] [Fun95]. Auf Basis dieser Trennung lassen sich die Resonanzfrequenzen eines Kettentriebs, die daraus resultierenden Zusatzbelastungen sowie die Kontaktkräfte beim Einlauf der Kette in das Kettenrad abschätzen und die in der Kette wirkenden maximalen Längskräfte für einen quasistatischen Betrieb unter Zugrundelegung weiterer idealisierender Annahmen analytisch bestimmen. Zu diesen zählen die exakte Einhaltung der Zeichnungsmaße, die Konzentration der Kettenmasse im Kettengelenk bzw. Schwerpunkt des Glieds, die Vernachlässigung von Elastizitäten sowie die Reibungsfreiheit der Kontaktstellen. Ausgehend von diesen Annahmen wird im Folgenden auf die zügigen Gelenkkräfte eingegangen. Die Beschreibung stoßartiger Belastungen im Kettengelenk findet sich wegen ihres Entstehungsmechanismus in Kapitel 2.1.3.2.

$$
\left.\begin{array}{lll}
\left.\begin{array}{lll}
\underline{\text{Umfangszugkraft:}} & F_U\left({}_Ix,{}_Iy\right) & = \frac{M_{Ab}}{r_{Ab}\cdot\cos(\varphi)} \\
\underline{\text{Stützzug:}} & F_{St}\left({}_Ix,{}_Iy\right) & = \xi\cdot q\cdot l_T\cdot g \\
\underline{\text{Fliehkraftzug:}} & F_{Fl} & = q\cdot w_{An}^2\cdot r_{An}^2 \\
\underline{\text{Vorspannkraft:}} & F_V\left({}_Ix,{}_Iy\right) & = F_{Feder,Nenn}\cdot i_{\frac{Kettenkraft}{Spannerkraft}}
\end{array}\right\} & \text{Zügige Kräfte} \\
F_{stoß} & \} & \text{Stoßartige Kräfte} \\
F_{schwingend} & \} & \text{Schwingende Kräfte}
\end{array}\right\} F_{Kette}
\tag{2.1}
$$

Die Gleichungen in (2.1) und Abbildung 2.5 veranschaulichen, dass die Kette neben der Umfangszugkraft zusätzliche zügige Belastungen aufnehmen muss, die nicht der Leistungsübertragung dienen. Sie werden als Blindkräfte bezeichnet und durch die Kinematik des Kettentriebs sowie durch eingeprägte und äußere Kräfte hervorgerufen [MHK+83]. Die Bestandteile der einzelnen Belastungsarten können mit den dargelegten Ansätzen nur an **einer** bestimmten Stelle des Kettentriebs ermittelt werden, da abgesehen vom Fliehkraftzug die Wirksamkeit und Größe der übrigen drei Kraftkomponenten stets von der Lage des Glieds im Kettentrieb abhängen. Aufgrund dieser in (2.1) explizit hervorgehobenen Ortsabhängigkeit ist die Angabe **einer** für alle Trume gültigen Berechnungsvorschrift für die Überlagerung zur resultierenden Kettenkraft nicht möglich. Hinzu kommt, dass die Zusammenhänge nur für die in den freien Trumen befindlichen Kettenglieder gültig sind, nicht aber für den mit dem Kettenrad in Kontakt stehenden Kettenzug. Daher werden zunächst die in den Kettentrumen wirksamen Arten von Kettenlängskräften sowie

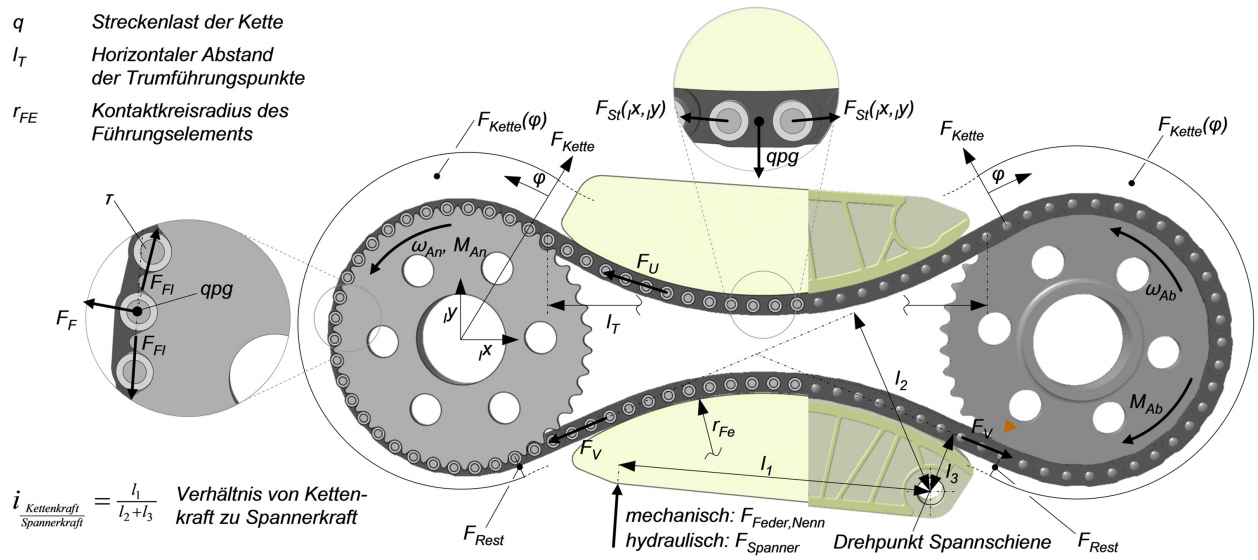


Abbildung 2.5: Kettenkräfte bei Vernachlässigung von dynamischen Kräften und Reibungskräften

deren Ursachen detailliert, bevor auf die Berechnungsvorschriften für deren Kraftänderung während des Kettenradeingriffs eingegangen wird.

Trotz der getroffenen Vereinfachungen ist anhand (2.1) erkennbar, dass über die geometrische Gestaltung einzelner Bestandteile des Kettentriebs eine Absenkung der zügigen Kraftkomponenten vorgenommen werden kann. Insbesondere lässt die Proportionalität der durch das Abtriebsdrehmoment verursachten mittleren Nutzkraft F_U zum reziproken Teilkreisdurchmesser eine Reduzierung der Kettenkraft zu. Darüber hinaus können auch die von der Polygonalität des auf dem Kettenrad aufliegenden Kettenzugs verursachten Amplituden und damit Extrema der Umfangszugkraft durch die Kettenradauslegung, durch Variation der Zähnezahl, beeinflusst werden. Die Größe der im Leertrum eingebrachten zusätzlichen Kettenvorspannkraft F_V orientiert sich an der Restkraft F_{Rest} der in den angrenzenden Trumführungspunkten befindlichen Kettenglieder und soll ein Springen der Kette über die Kettenradverzahnung verhindern. Da die auslegungsrelevante Zielgröße damit ebenfalls eine Kettenlängskraft ist, wird das Reduktionspotenzial ausschließlich durch diesen Grenzwert definiert. Die Federvorspannkraft des Kettenspanners $F_{Feder,Nenn}$ und die Geometrieverhältnisse der Spannschiene dienen lediglich zur Einstellung der erforderlichen Längskraft.

Im Fall geringer Abtriebsdrehmomente und großer Umschlingungswinkel kann die zusätzliche Vorspannkraft entfallen, die der Restkraft entgegenwirkende Komponente wird dann allein durch den Stützzug F_{St} des Kettentrums aufgebracht. Davon abgesehen stellt der Stützzug eine ungewollte Kettenlängskraft dar. Sein Betrag ist zum einen proportional zum Abstand der Trumführungspunkte, zum anderen sind weitere Geometrieinformationen im spezifischen Stützzug ξ enthalten, der eine Funktion des relativen Kettendurchhangs ist [Rac62]. Aufgrund geringer Achsabstände, einer nahezu durchgängigen Unterstützung durch Führungselemente sowie der geringen Masse der in verbrennungsmotorischen Trieben eingesetzten Ketten liefert der Stützzug hier nur einen unbedeutenden Beitrag zur resultierenden Kettenlängskraft. Im Gegensatz dazu führt der aus der Zentrifugalbeschleunigung umgelenkter Kettenglieder resultierende Fliehkraftzug, insbesondere bei hohen Motordrehzahlen, zu einer merklichen Zusatzbelastung, die sich vor allem durch die Verkleinerung des Teilkreisradius verringern lässt. Der Vollständigkeit halber sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die in der Literatur angegebene und in (2.1) zitierte Berechnungsvorschrift für den Fliehkraftzug auf einem konstanten Schwenkwinkel φ von 2α beruht.

Durch die Umfangszugkraft stellt sich im belasteten Trum eine höhere Kraft im Kettengelenk ein, die, wie

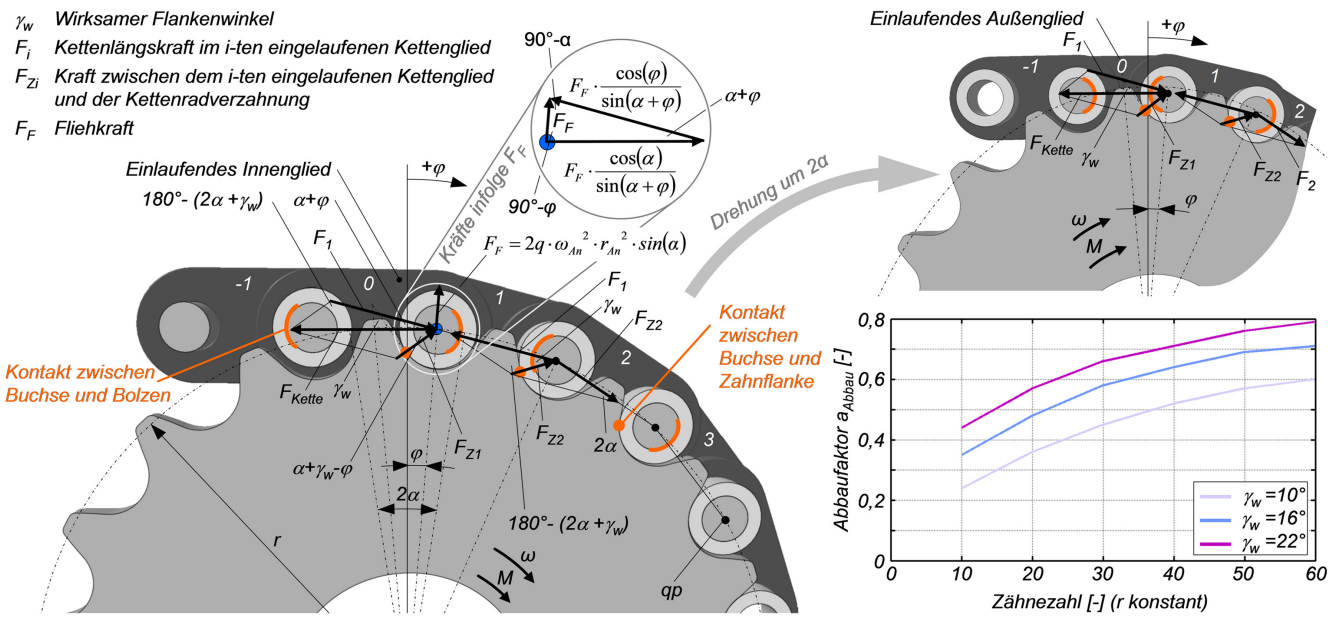


Abbildung 2.6: Kraftübertragung zwischen Hülsenkette und Kettenradverzahnung [Rac62]

in Abbildung 2.5 schematisch dargestellt, vom Kettenradein- bis zum Kettenradauslauf auf das Niveau der Leertrumkraft abgebaut wird. Die getroffenen Annahmen erlauben die Entwicklung der Kettenlängskraft im i-ten eingelaufenen Glied einer Hülsen- bzw. Rollenkette nach einer geometrischen Folge [Rac62], die gemäß [NM85] um den Fliehkraftzug erweitert werden kann. Über deren Quotient in (2.3), den sogenannten Abbaufaktor a_{Abbau}, lässt sich die Abnahme der Kettenlängskraft über dem Drehwinkel φ steuern. Er ist in Abbildung 2.6 für verschiedene konstruktive Kettenradparameter exemplarisch skizziert.

$$F_1 = \underbrace{\left(F_{Kette} - q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2 \cdot \frac{\sin(2\alpha)}{\sin(\alpha+\varphi)}\right)}_{F_{U,St,V}} \cdot \frac{\sin(\alpha+\gamma_w-\varphi)}{\sin(2\alpha+\gamma_w)} + 2q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2 \cdot \frac{\sin(\alpha) \cdot \cos(\varphi)}{\sin(\alpha+\varphi)} \tag{2.2}$$

$$F_i = \left(F_1 - q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2\right) \cdot \underbrace{\left(\frac{\sin(\gamma_w)}{\sin(2\alpha+\gamma_w)}\right)}_{a_{Abbau}}^{i-1} + q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2, \quad -\alpha < \varphi < +\alpha, \quad 2 \leq i \leq n \tag{2.3}$$

Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass für Ermittlung der Kontaktkraft im Kettengelenk des ein- bzw. auslaufenden Glieds in (2.2) zwischen Außen- und Innenglied zu unterscheiden ist. Handelt es sich beim trumführenden Glied um ein Außenglied, wirkt im Kettengelenk bis zum maximalen Schwenkwinkel 2α als Kontaktkraft die konstante Kettenkraft F_{Kette}. Im Gegensatz dazu entspricht die Kraft zwischen Hülse und Bolzen eines trumführenden Innenglieds der Kettenlängskraft F_1, die damit als Funktion des Schwenkwinkels φ erscheint.

$$F_1 = \left(F_{Kette} - q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2 \cdot \frac{\sin(2\alpha)}{\sin(\alpha+\varphi)}\right) \cdot \frac{\sin(30° - \alpha - \varphi)}{\sin(30° + \varepsilon_1)} + q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2 \cdot \frac{\sin(\alpha) \cdot \cos(\varphi)}{\sin(\alpha+\varphi)} \cdot \frac{1}{\sin(30° + \varepsilon_1)} \tag{2.4}$$

Bei den Zahnketten entfällt diese Unterscheidung, da sowohl Innen- als auch Außenglieder mit dem Kettenrad in Kontakt stehen. Die Geometrie der Zahnlaschen bedingt aber, dass der Gelenkmittelpunkt nicht zwangsläufig auf der Wirkungslinie der Zahnkraft liegt, sodass die Längskraft des i-ten eingelaufenen Kettenglieds, wie in Abbildung 2.7 illustriert, nicht in dessen Längsrichtung verläuft. Der sich

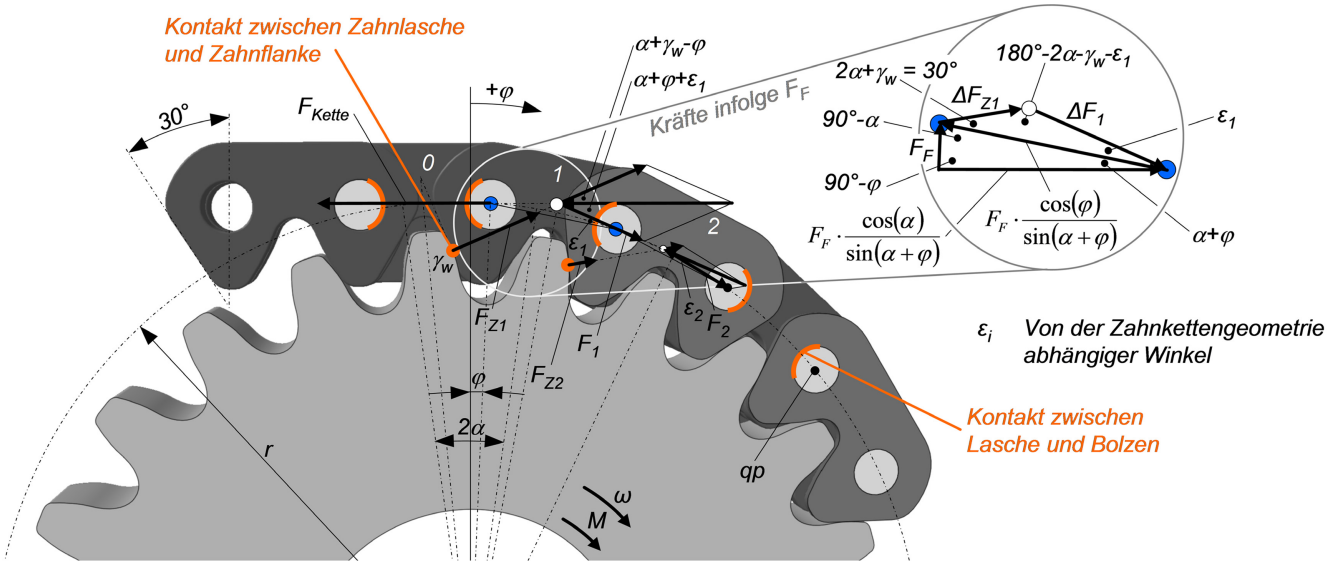


Abbildung 2.7: Kraftübertragung zwischen Zahnkette und Kettenradverzahnung [Rac62]

dadurch einstellende Winkel ε_i verändert sich von Glied zu Glied und führt zu einem nicht konstanten Abbaufaktor. Da dessen Entwicklung über φ maßgeblich von der Kontur der Zahnlasche bestimmt wird, beschränkt sich (2.4) auf die Angabe der Berechnungsvorschrift für die Gelenkkraft der ersten eingelaufenen Zahnlasche, die für eine nach [DIN98b] standardisierte Zahnkontur mit einem Eingriffswinkel von 30 ° gilt.

Bei beiden Berechnungsansätzen (2.2) bzw. (2.3) und (2.4) wird das Niveau der Gelenkkräfte von der Kraft der angrenzenden Kettentrume bestimmt, ihr Verlauf über dem Umschlingungswinkel des Kettenrads ist aber in erster Linie von der Kettenart und der Verzahnungsgeometrie abhängig. Diese auf den Arbeiten von Rachner [Rac62], Binder [Bin56] und Worobjew [Wor53] basierenden Zusammenhänge werden in [NM83a] unter Einbeziehung der Elastizitäten von Kettenglied und Kettenradzahn, unter Berücksichtigung von Reibung im Zahnkontakt sowie unter Beachtung unterschiedlicher Kraftverhältnisse zwischen Leer- und Lasttrum in einem Berechnungsmodell weiterentwickelt und in der späteren Veröffentlichung [NM83b] anhand von Messergebnissen validiert. Dabei zeigt sich, dass der Verlauf der Kettenlängskraft weniger von den Nachgiebigkeiten der Kontaktpartner, sondern neben den bereits in (2.2), (2.3) und (2.4) enthaltenen Flanken- und Teilungswinkeln auch vom Reibungskoeffizient im Kettenradkontakt und von besagtem Belastungsverhältnis abhängt.

Für kleine Werte von $F_{Kette,Leertrum}/F_{Kette,Lasttrum}$ kann von einer über dem Umschlingungswinkel monotonen Kraftentwicklung gemäß [Rac62] ausgegangen werden. Darüber hinaus bildet sich ein Belastungsminimum aus, ab welchem es zu einer Erhöhung der Kettenkraft in den dem Leertrum zugewandten Kettengliedern kommt. Auch die Berechnung dieses Kraftanstiegs basiert auf Gleichung (2.3), mit der Leertrumkraft als Eingangsgröße. Der Einfluss des Kraftverhältnisses wird ebenfalls von Kim in [KJ92] bestätigt, dessen Modell eine genauere Implementierung von Kontaktkonturen und Teilungsfehlern ermöglicht und damit in der Lage ist, den wirksamen Flankenwinkel kettengliedspezifisch zu ermitteln. Ferner zeigen seine Simulationsergebnisse, trotz des Verzichts auf Nachgiebigkeiten in den Kontakten, eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen [NM83b].

Eine Relativbewegung zweier benachbarter Kettenglieder tritt nur während des Abknickens beim Einlauf in ein Kettenrad oder ein Führungselement, beim Auslauf aus einem Kettenrad oder einem Führungselement sowie bei einer Änderung des Kontaktkreisradius eines Führungselements auf. Die kinematischen Größen lassen sich in Anlehnung an [Zec66] entsprechend (2.5) unterteilen. Ist das Übersetzungsverhältnis

vorgegeben, kann eine kleinere Gleitgeschwindigkeit der Reibpartner im Kettengelenk durch einen geringeren Teilkreisdurchmesser des antreibenden Kettenrads oder einen größeren Kontaktkreisradius des Führungselements erreicht werden. Einer ebenfalls zielführenden Verringerung des Bolzendurchmessers steht meist die Abnahme der Dauerfestigkeit der Kette entgegen.

Kettenrad:	Führungselement:	
$x_G(t) = \frac{1}{2}\omega_{An} \cdot t \cdot \frac{r_{An}}{r_{An/Ab}} \cdot d_B$	$x_G(t) \approx \omega_{An} \cdot t \cdot \frac{r_{An}}{2r_{Fe}+h_{Kl}} \cdot d_B,$ falls $p << r_{Fe}$	
$v_G(t) = \frac{1}{2}\omega_{An} \cdot \frac{r_{An}}{r_{An/Ab}} \cdot d_B$	$v_G(t) \approx \omega_{An} \cdot \frac{r_{An}}{2r_{Fe}+h_{Kl}} \cdot d_B,$ falls $p << r_{Fe}$	(2.5)
$\arcsin\left(\frac{p}{2r_{An/Ab}}\right) < \lvert\varphi_{An/Ab}\rvert$	$\arctan\left(\frac{p}{2r_{Fe}+h_{Kl}}\right) < \lvert\varphi_{An/Ab}\rvert$	

2.1.3.2 Kräfte und Relativgeschwindigkeiten zwischen Kette und Kettenrad

Die zügigen Kettenlängskräfte erfahren während des Kettenradeingriffs eine Änderung. Die Kraftdifferenz von Glied zu Glied stützt sich an den Flanken der Kettenradzähne ab und ermöglicht die Drehmomentübertragung zwischen an- und abtreibenden Wellen. Die Ermittlung dieser Kontaktkraft erfolgt auf Basis des im vorhergehenden Kapitel aufgestellten Kräftegleichgewichts zwischen Kette und Kettenrad im quasistatischen Betrieb (vgl. Abbildungen 2.6 und 2.7). Damit können die Zusammenhänge zwischen der Kettenlängskraft des einlaufenden Kettenglieds und der Kontaktkraft am i-ten Kettenradzahn für herkömmliche Stahlgelenkketten unmittelbar angeschrieben werden.

$$F_{Z1} = \underbrace{\left(F_{Kette} - q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2 \cdot \frac{\sin(2\alpha)}{\sin(\alpha+\varphi)}\right)}_{F_{U,St,V}} \cdot \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\sin(2\alpha+\gamma_W)} \tag{2.6}$$

$$F_{Zi} = \left(F_1 - q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2\right) \cdot \left(\frac{\sin(\gamma_w)}{\sin(2\alpha+\gamma_w)}\right)^{i-2} \cdot \frac{\sin(2\alpha)}{\sin(2\alpha+\gamma_w)}, \quad 2 \leq i \leq n \tag{2.7}$$

Anhand von (2.6) ist nachvollziehbar, dass die Belastung des ersten Kettenradzahns mit flacheren Zahnflanken abnimmt. Dieser Zusammenhang behält prinzipiell auch für die Kontaktkräfte der nachfolgenden Kettenradzähne in (2.7) seine Gültigkeit. Jedoch nehmen die für diese Kräfte maßgeblichen Längskräfte der jeweils vorhergehenden Kettenglieder mit größeren Flankenwinkeln stetig zu. Ab welchem Zahn die Zunahme der Kettenlängskraft die Abnahme des zur Zahnflanke normalen Anteils derselben überkompensiert, hängt von den Beträgen der Flanken- und Teilungswinkel ab, sodass die Formulierung einer allgemeingültigen Abhängigkeit der Zahnkraft F_{Zi} vom wirksamen Flankenwinkel γ_W sowie die Ableitung von konstruktiven Empfehlungen verhindert wird. Demgegenüber kann anhand von (2.2), (2.3), (2.6) und (2.7) uneingeschränkt gefolgert werden, dass eine Verringerung des Fliehkraftzugs eine unmittelbare Entlastung der Kettenglieder und Kettenradzähne zur Folge hat.

Wie bereits in Abschnitt 2.1.3.1 anhand der Kettenlängskräfte aufgezeigt, macht die Kontur der Zahnketten einen für jedes einzelne Kettenglied separat zu ermittelnden Abbaufaktor erforderlich. Da er nur von der Geometrie abhängt und eine Normung der meist herstellerspezifischen Laschenformen nicht existiert, beschränkt sich (2.8) auf den ersten Kettenradzahn.

$$F_{Z1} = \left(F_{Kette} - q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2 \cdot \frac{\sin(2\alpha)}{\sin(\alpha+\varphi)}\right) \cdot \frac{\sin(\alpha+\varphi+\varepsilon_1)}{\sin(30^\circ+\varepsilon_1)} + 2q \cdot \omega_{An}^2 \cdot r_{An}^2 \cdot \frac{\sin(\alpha) \cdot \cos(\varphi)}{\sin(\alpha+\varphi)} \cdot \frac{\sin(\varepsilon_1)}{\sin(30^\circ+\varepsilon_1)} \tag{2.8}$$

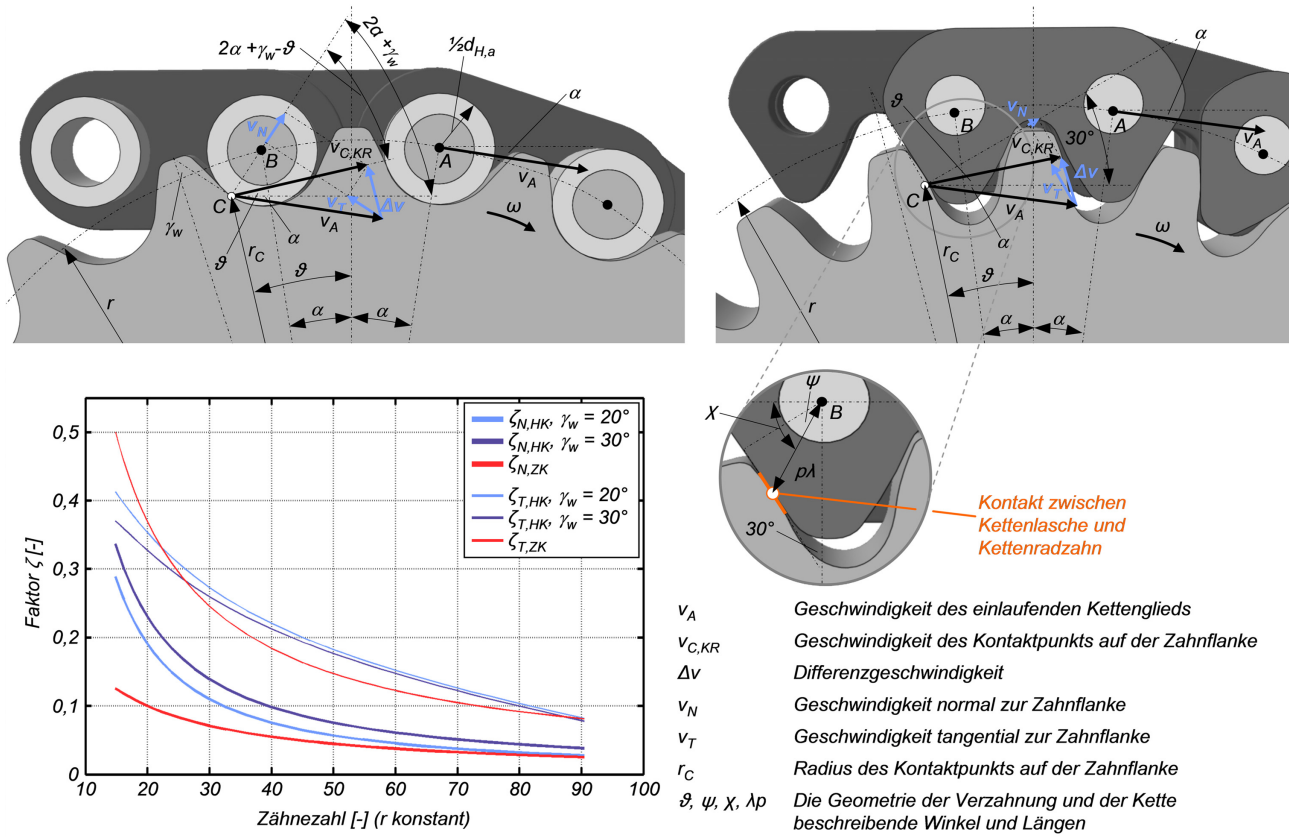


Abbildung 2.8: Kinematische Verhältnisse beim Einlauf eines Hülsen- und Zahnkettenglieds in die Kettenradverzahnung [Rac62]

Der Bestimmung der Kettenlängs- und Zahnkräfte liegen die gleichen vereinfachenden Annahmen zugrunde. Somit können die auf Basis der Forschungsarbeiten [NM83a], [NM83b] und [KJ92] im vorhergehenden Abschnitt zu den Berechnungsansätzen der Kettenlängskraft getroffenen Aussagen auf die der Kontaktkräfte zwischen Kettenglied und Kettenrad weitgehend übertragen werden. Die Arbeiten belegen die grundsätzliche Gültigkeit von (2.6) und (2.7), zeigen aber auch Einschränkungen auf. So führt die Vernachlässigung der Ketten- und Zahnsteifigkeiten in Analogie zu den Kettenlängskräften zu einer feststellbaren, jedoch nur geringen Beeinflussung der Zahnkräfte. Gleiches gilt für die Berücksichtigung der Reibungskräfte im Kontakt von Glied und Zahn, die in Abhängigkeit der Bewegungsvorgänge der Kettenglieder in der Verzahnung mit unterschiedlichen Vorzeichen zu versehen wären und damit eine Unterscheidung zwischen treibendem und angetriebenem Kettenrad notwendig machen würden. Vielmehr wird die globale Lastverteilung über dem Umschlingungswinkel des Kettenrads vom Verhältnis zwischen Leer- und Lasttrumkräften bestimmt. Große Werte führen einerseits zu der in Abschnitt 2.1.3.1 dargelegten Zunahme der Kettenkräfte in den am Leertrum angrenzenden Kettengliedern. Andererseits sind mit einer steigenden Belastung des unbelasteten Trums deren Umlagerung und Anlage an den dem Lasttrum zugewandten Zahnflanken verbunden.

Ob hoher oder niedriger Abstraktionsgrad des verwendeten Berechnungsmodells, die aus den zügigen Belastungen resultierenden Zahnkräfte werden, auch wenn der Anstieg der Zahnkraft auf F_{Z1} nach dem Eintritt der Kettenlasche in das Kettenrad zwischen $-\alpha$ und $+\alpha$ in einem kurzen Zeitintervall erfolgt, nur in seltenen Fällen den stoßartigen Belastungen zugeordnet. Der Impuls, der für die stoßartige Belastung der Kette, von an- und abtriebsseitigen Ungleichförmigkeiten abgesehen, bestimmend ist, hat seine Ursache in den hinsichtlich Betrag und Richtung unterschiedlichen Geschwindigkeiten von Ketten-

glied und Zahnflanke unmittelbar vor dem Einlaufzeitpunkt [BMSV89]. Die schematische Darstellung der Geschwindigkeitsverhältnisse in Abbildung 2.8 veranschaulicht, dass, unter Annahme eines starren Kettentrums, der Kontaktpunkt des möglichst kurz vor dem Einlauf stehenden Kettenglieds der Bewegung des Trumführungspunkts A folgt. Dessen Geschwindigkeit ergibt sich zu $v_A = \omega \cdot r$. Der Kontaktpunkt C auf dem Kettenrad bewegt sich jedoch mit der Geschwindigkeit $v_{C,KR} = \omega \cdot r_C$. Demzufolge besteht die Geschwindigkeitsdifferenz Δv, die mit dem Zusammentreffen von Kette und Zahnflanke dadurch abgebaut wird, dass das Kettenglied und -trum die Geschwindigkeit der Zahnflanke im Punkt C annehmen. Beide müssen demnach in einem endlichen, aber sehr kurzen Zeitraum ihre Geschwindigkeiten ändern. Dies erfolgt durch einen auf die Kette wirkenden Kraftstoß in Richtung der Differenzgeschwindigkeit. Deren zur Kontaktfläche tangentialer Anteil erzeugt eine Verschiebung des Kettenglieds auf der Zahnflanke, der normale Anteil eine zwischen dem Glied und dem Kettenradzahn sowie im Weiteren eine auf das Kettengelenk wirkende Kraft. Für die Ermittlung der für diese Belastung maßgeblichen Geschwindigkeitsdifferenz ist gemäß [Rac62] erneut eine getrennte Betrachtung von Hülsen- und Zahnketten erforderlich.

$$v_{N,HK} = \omega \cdot \left(r_C \cdot \cos\left(2\alpha + \gamma_w - \vartheta\right) - r \cdot \cos\left(3\alpha + \gamma_w\right)\right) \tag{2.9}$$

$$v_{N,ZK} = \omega \cdot \left(r_C \cdot \cos\left(30^\circ - \vartheta\right) - r \cdot \cos\left(30^\circ + \alpha\right)\right) \tag{2.10}$$

Geht man bezugnehmend auf [DIN98b] von einer Zahnkette mit geraden Zahnflanken und einem Eingriffswinkel von 30° aus, unterscheiden sich die Berechnungsvorschriften in (2.9) und (2.10) zunächst einzig durch die Argumente ihrer Winkelfunktionen. Sie bilden die Richtungsdifferenz von v_N und $v_{C,KR}$ ab, die infolge der ungleichen Verzahnungs- und Gliedkonturen von Hülsen- und Zahnkette grundsätzlich bestehen muss. Durch die Substitution von r_C und ϑ können die Normalgeschwindigkeiten allein durch die Standardmaße von Kettenrad und -glied ausgedrückt werden. Für die ausführliche Herleitung der Zusammenhänge sei auf die Literaturquellen [Rac62], [MHK+83] und [Wor53] verwiesen.

$$v_{N,HK} = \omega_{An} \cdot r_{An} \cdot \underbrace{2\sin\left(\alpha\right) \cdot \sin\left(2\alpha + \gamma_w\right)}_{\zeta_{N,HK}} \tag{2.11}$$

$$v_{N,ZK} = \omega_{An} \cdot r_{An} \cdot \underbrace{\sin\left(\alpha\right) \cdot \left(1 + \lambda \cdot \cos\left(\chi\right) - \sqrt{3}\lambda \cdot \sin\left(\chi\right)\right)}_{\zeta_{N,ZK}} \tag{2.12}$$

Bei konstanter Antriebsdrehzahl und unveränderlichem Übersetzungsverhältnis ist es möglich, die Stoßgeschwindigkeit einer Hülsenkette über die alleinige Veränderung von Teilkreisradius, Kettenteilung, Teilungs- oder Flankenwinkel gezielt zu beeinflussen. Für Zahnketten nach [DIN98b] ist der Eingriffswinkel vorgegeben, hier steht aber mit der Kontur der Zahnkettenlasche ein zusätzlicher konstruktiver Freiheitsgrad zur Verfügung. Die Auswirkungen veränderter Teilungs- und Flankenwinkel sind in Abbildung 2.8 anhand der in (2.11) und (2.12) mit ζ_N gekennzeichneten Koeffizienten über der Zähnezahl für einen konstanten Teilkreisradius exemplarisch dargestellt. Die der Ermittlung von λ und χ zugrunde liegenden, von der Kettenteilung abhängigen Abmessungen entsprechen denen genormter Zahnkettenverzahnungen. Sowohl bei Hülsen- als auch bei Zahnketten kann $\zeta_{N,ZK}$ und somit die Normalgeschwindigkeit mit einer Verringerung des Teilungswinkels reduziert werden. Dabei liegt die von den Zahnketten verursachte Stoßgeschwindigkeit auch wegen deren, bei geringen Zähnezahlen gegenüber der Hülsenkette, kleineren Flankenwinkeln durchgängig auf einem niedrigeren Niveau [Rac62].

Abgesehen von der Normalgeschwindigkeit wird die Schwere des Impulses von der am Stoß beteiligten Kettenmasse bestimmt. Eine exakte Quantifizierung dieser sogenannten effektiven Masse ist Thema zahlreicher Veröffentlichungen. So wird sie von Chew [Che85] am Modell einer einseitig eingespannten Rollenkette, die am freien Ende mit einem Stoß in transversaler Richtung beaufschlagt wird, ermittelt. Dabei stellt sich heraus, dass die effektive Masse mit zunehmender Kettenlänge abnimmt, sie für

praktische Betrachtungen aber mit der Masse einer Schonrolle gleichgesetzt werden kann. Gleichzeitig verweist CHEW auf Forschungsarbeiten, welche die effektive Masse mit Werten zwischen 65 % der Kettengliedmasse und 14 % der Masse des Kettentrums belegen und eine Erhöhung derselben mit zunehmender Trumlänge beschreiben. Der Betrag der berechneten Aufschlagkraft hängt demnach von der jeweils gewählten Modellierung sowie den Randbedingungen ab. Die Veröffentlichungen stimmen aber überein, dass bei Vernachlässigung von Kontaktsteifigkeit und -dämpfung eine Reduktion der Kettengliedmasse tendenziell zu einer Verringerung der Aufschlagkraft führt. Weitere Absenkungen lassen sich durch die Vergrößerung von Zähnezahl und Flankenwinkel erreichen.

Die Betrachtung der Gleitgeschwindigkeit zwischen Kettenglied und Verzahnung soll sich auf den Ein- bzw. Auslaufvorgang beschränken. Die Ermittlung der während der dazwischenliegenden Drehung des Kettenrads auftretenden Verlagerungen des Kontaktpunkts von Hülse oder Lasche auf der Zahnoberfläche setzen zumindest Annahmen zu den Teilungsabweichungen von Kette und Kettenradverzahnung voraus [KJ92]. Dann ergibt sich eine erste gleitende Bewegung zwischen Verzahnungskontur und Kette unmittelbar aus dem tangentialen Anteil der Relativgeschwindigkeit kurz vor dem Eingriffsbeginn.

$$v_{T,HK} = \omega \cdot r \cdot \underbrace{\left[\sin\left(3\alpha + \gamma_w\right) - \tan\left(2\alpha + \gamma_w - \vartheta\right) \cdot \left(\cos\left(3\alpha + \gamma_w\right) - 2\sin\left(\alpha\right) \cdot \sin\left(2\alpha + \gamma_w\right)\right)\right]}_{\zeta_{T,HK}} \tag{2.13}$$

$$v_{T,ZK} = \omega \cdot r \cdot \underbrace{\left[\sin\left(30^\circ + \alpha\right) - \tan\left(30^\circ - \vartheta\right) \cdot \left(\cos\left(30^\circ + \alpha\right) - \sin\left(\alpha\right) \cdot \tan\left(30^\circ - \vartheta\right)\right)\right]}_{\zeta_{T,ZK}} \tag{2.14}$$

Bedingt die Vergrößerung des Flankenwinkels im Gegensatz zur Zunahme der normalen eine Abnahme der tangentialen Geschwindigkeitskomponente, behalten die übrigen zur Abhängigkeit der Stoßgeschwindigkeit getroffenen Aussagen ebenso in Bezug auf die Gleitgeschwindigkeiten aus (2.13) und (2.14) weitgehend ihre Gültigkeit. Folgerichtig können die Tangentialgeschwindigkeiten ebenfalls durch größere Zähnezahlen verringert werden (vgl. Abbildung 2.8). Eine zweite Gleitbewegung findet während des Einlaufens durch den Schwenkvorgang eines Hülsenketten-Innenglieds statt. Entsprechend der unveränderlichen Ausrichtung des freien Kettentrums in Abbildung 2.6 ändert sich die Lage der mit dem Innenglied drehfest verbundenen Hülse relativ zur Kettenradverzahnung zwischen $-\alpha$ und $+\alpha$ nach (2.15).

$$v_{H,HK}\left(t\right) = \frac{1}{2}\omega_{An} \cdot \frac{r_{An}}{r_{An/Ab}} \cdot d_{H,a}, \qquad \arcsin\left(\frac{p}{2r_{An/Ab}}\right) < \left|\varphi_{An/Ab}\right| \tag{2.15}$$

Dieser Zusammenhang trifft auch auf die Innenglieder einer Rollenkette zu. Die Bewegung passiert hier aber zwischen den Mantelflächen von Rolle und Hülse. Hingegen stellt die Zahnkette den Kontakt zum Kettenrad unabhängig vom Gliedtyp über die Außenseiten ihrer Kettenlaschen her. Demnach verbleibt als Relativgeschwindigkeit idealerweise nur die tangentiale Komponente $v_{T,ZK}$ während des Einlaufstoßes.

2.1.3.3 Kräfte und Relativgeschwindigkeiten zwischen Kette und Führungselement

Je nach Ausrichtung eines Führungselements zum Kettentrum kann sich ein Teil der Gewichtskraft eines Kettenglieds be- oder entlastend auf die Kontaktkraft zwischen Laschen- und Schienenoberflächen auswirken. Möglichkeiten, diese eingeprägte Kraft zu reduzieren, beschränken sich in erster Linie auf die Verringerung der Kettenmasse. Aufgrund der im Vergleich zu den übrigen Belastungen geringen Gewichtskraft der in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren eingesetzten Ketten, soll ihre Auswirkung als Kontaktkraft wie bereits in den vorhergehenden Kapiteln in den folgenden Betrachtungen vernachlässigt werden. Dann setzt sich die Reaktionskraft am Führungselement aus den zur Schienenoberfläche normalen Komponenten der zügigen Kettenlängskräfte sowie der infolge der Umlenkung des Kettenzugs

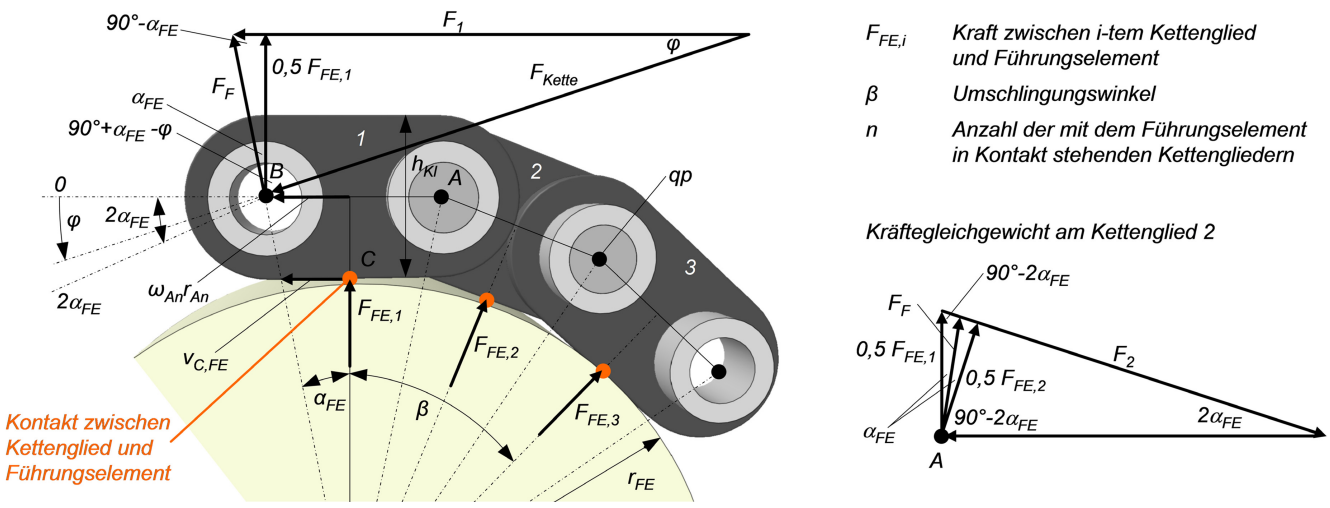


Abbildung 2.9: Zwischen Kettenglied und Führungselement wirkende Kräfte

entstehenden Zentrifugalkraft zusammen. Die Wirkrichtung Letztgenannter bedingt zum einen eine Entlastung des Führungselements, zum anderen erhöht der Fliehkraftzug unmittelbar die Kettenlängs- und damit Kontaktkräfte. Unter den Prämissen, dass die Berührung im Gegensatz zum Kontakt mit der Kettenradverzahnung über die Stirnseiten der Kettenlaschen erfolgt sowie einer unveränderlichen Ausrichtung der an die Kettenführung angrenzenden freien Trume, kann die Aufteilung der Gesamtkraft auf die einzelnen Kettenglieder für eine aus Kreissegmenten aufgebaute Schienenkontur entsprechend (2.16) angegeben werden.

$$
\begin{aligned}
F_{FE,i,ungerade} &\approx 2\underbrace{\left(F_{Kette} - 2q\cdot\omega_{An}^2\cdot r_{An}^2\cdot\sin\left(\alpha_{FE}\right)\cdot\frac{\cos\left(\alpha_{FE}\right)}{\sin\left(\varphi\right)}\right)}_{F_{U,St,V}}\cdot\sin\left(\varphi\right)\\
F_{FE,i,gerade} &\approx 2\overbrace{\left(F_{Kette} - 2q\cdot\omega_{An}^2\cdot r_{An}^2\cdot\sin\left(\alpha_{FE}\right)\cdot\frac{\cos\left(\alpha_{FE}\right)}{\sin\left(\varphi\right)}\right)}\cdot\sin\left(2\alpha_{FE}-\varphi\right)\\
&\quad +4q\cdot\omega_{An}^2\cdot r_{An}^2\cdot\sin\left(\alpha_{FE}\right)\cdot\frac{\cos\left(\alpha_{FE}\right)}{\sin\left(\varphi\right)}\cdot\sin\left(2\alpha_{FE}-\varphi\right)\\
&\quad 0\le\varphi\le 2\alpha_{FE},\quad 0\le i\le n,\quad \alpha_{FE}=\arctan\left(\frac{p}{2r_{FE}+h_{Kl}}\right)=\frac{\beta}{2(n-1)}
\end{aligned}
\tag{2.16}
$$

Die zwischen den Kettengelenken vereinfachend als mittig angenommene Lage des Linienkontakts (vgl. Abbildung 2.9) macht eine Unterscheidung bei der Berechnung der an einem einzelnen Kettenglied angreifenden Kontaktkraft erforderlich. Hinzu kommt, dass sich analog zur Kettenradverzahnung die wirkenden Kräfte während des Ein- und Auslaufvorgangs verändern. Trotzdem lassen sich unter Vernachlässigung der Fliehkräfte anhand der in (2.16) formulierten Zusammenhänge leicht konstruktive Empfehlungen ableiten, um z. B. die Kontaktkräfte zu reduzieren. Hierzu zählen neben der Verkleinerung von Umschlingungswinkel oder Kettenteilung die Vergrößerung von Kettenlaschenhöhe oder Schienenradius. Zu beachten ist jedoch der mit der Erhöhung des Kontaktkreisradius einhergehende Anstieg der Relativgeschwindigkeit zwischen Kettenglied und Führungselement gemäß (2.17).

$$
v_{C,FE} = \omega_{An}\cdot r_{An}\cdot\frac{r_{FE}}{r_{FE}+\frac{1}{2}h_{Kl}} \tag{2.17}
$$

Zielgröße			Einflussnahme über: Betriebsbedingungen		Kettenrad			Kette						Führungselement		Triebgeometrie		Kettenspanner		$F_{U,St,V}$, $F_{Fl,FE}$	F_{Fi}
			ω_{An}	M_{ab}	γ_W	r_{An} (α konstant)	r_{Ab} (α konstant)	α (r_{An}, r_{Ab} konstant)	p (r_{An}, r_{Ab} konstant)	d_B	$d_{H,a}$	q	h_{Kl}	r_{FE}	n	β	l_T	$F_{Feder,Mem}$	$F_{Kettenkraft/Spannerkraft}$		
F_U ↓				↓ [*1]			↑	↓	↓												
F_{St} ↓												↓ [*1]					↓ [*1]				
F_V ↓																		↓ [*1]	↓ [*1]		
F_{Fl}	infolge Kettenrad ↓	HK, ZK	↓ [*2]			↓ [*2]						↓ [*1]									
$F_{Fl,FE}$	infolge Führungselement ↓	HK, ZK	↓ [*2]			↓ [*2]						↓ [*1]									
F_i	Glied 1 ↓	HK																		↓	↓
		ZK																		↓	↓
	Niveau der Gelenkkraft (ab 2. Glied) ↓	HK																		↓	↓
	Abbaugeschwindigkeit der Gelenkkraft ↑	HK																			
F_{Zi}	Zahnkraft Zahn 1 ↓	HK																		↓	→
		ZK																		↓	↓
	Niveau der Zahnkraft (ab 2. Zahn) ↓	HK																		↓	↓
	Abbaugeschwindigkeit der Zahnkraft ↑	HK																			
$F_{stoß}$ ↓		HK	↓ [*1]		↓	↓ [*1]		↓	↓			↓									
		ZK	↓ [*1]			↓ [*1]		↓	↓			↓									
F_{FE} ↓																				↓	↓
v_G	Kettenrad ↓	HK, ZK	↓ [*1]							↓ [*1]											
	Führungselement ↓	HK, ZK	↓ [*1]			↓ [*1]				↓ [*1]			↑	↑							
v_T ↓		HK	↓ [*1]		↑	↓ [*1]		↓	↓												
		ZK	↓ [*1]			↓ [*1]		↓	↓												
$v_{H,HK/RK}$ ↓			↓ [*1]								↓ [*1]										
$v_{C,FE}$ ↓			↓ [*1]			↓ [*1]							↑	↓							

↓ [*1] — qualitativer Zusammenhang mit der Zielgröße; quantitativer Zusammenhang mit der Zielgröße

Zusammenhang mit der Zielgröße vorhanden, analytisch nicht näher bestimmt

Hülsenkette: $10 \leq z \leq 60$
$\gamma_{w,Min} \leq \gamma_w \leq \gamma_{w,Max}$ [DIN87]

Zahnkette: $10 \leq z \leq 30$
$2\alpha + \gamma_w = 30°$, [DIN98b]
$0° \leq \varepsilon \leq 15°$, [Rac62]

Abbildung 2.10: Möglichkeiten der Einflussnahme auf die Kräfte und die Relativgeschwindigkeiten in Kettentrieben

Ohne den Anspruch auf Vollständigkeit zu erheben, unternimmt Abbildung 2.10 für Hülsen-, Rollen- und Zahnketten nach [DIN96], [DIN87] und [DIN98b] den Versuch die in den vorhergehenden Passagen dargelegten Zusammenhänge zusammenzufassen. Dabei orientieren sich die für diese Aufstellung gewählten Maße von Ketten, Kettenrädern und Führungselementen an den für verbrennungsmotorische Kettentriebe relevanten Größenordnungen. Während die grün hinterlegten Felder anhand der Gleichungen (2.1) bis (2.17) eindeutig identifizierbare Zusammenhänge zwischen den jeweiligen Betriebsbedingungen

bzw. konstruktiven Parametern und den Kräften bzw. Geschwindigkeiten qualitativ bewerten, zeigen die grün-schwarz strukturierten Felder nur das prinzipielle Vorliegen von Abhängigkeiten auf. Eine qualitative Beurteilung erfordert in diesen Fällen jedoch eine integrale Betrachtung über dem Schwenkwinkel, die aufgrund der sich auf Basis der vereinfachenden Annahmen an den Integrationsgrenzen einstellenden mathematischen Undefiniertheit nicht möglich ist. Folglich gestattet die Tabelle, stets unter Berücksichtigung der vereinbarten quasistatischen Prämissen, „lediglich“ eine erste Einschätzung, wie sich Variationen von Antriebsdrehzahl und Abtriebsdrehmoment sowie Veränderungen ausgewählter konstruktiver Parameter auf Kräfte und Geschwindigkeiten auswirken. Umfassende und detaillierte Aussagen verlangen von den Berechnungsvorschriften, neben der Beachtung von Reibungsvorgängen, Struktur- und Kontaktsteifigkeiten mit dem Abbilden von Interaktionen zwischen den einzelnen Teilbereichen eines Kettentriebs, insbesondere die gesamtheitliche Betrachtung der Dynamik desselben.

2.1.3.4 Dynamik von Kettentrieben

Mit der Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Zugmitteltrieben haben sich in der Vergangenheit zahlreiche Forschungsarbeiten befasst. Da die Anwendung der Simulationstechnik nur ein kleiner Themenbereich der vorliegenden Arbeit ist, beschränkt sich der Abschnitt auf die elementaren Grundlagen des eingesetzten Mehrkörpersimulationsprogramms. Die diesem vorausgegangenen Entwicklungsschritte in der Berechnungstechnik werden zuvor in einem kurzen Abriss zusammengefasst, ohne dem Anspruch auf Vollständigkeit genügen zu wollen. Innerhalb der thematisch abgegrenzten Absätze sind die Veröffentlichungen chronologisch geordnet.

Bereits Anfang des 20. Jahrhunderts beschreibt Cautley in seiner Arbeit über den Aufbau und die Einsatzmöglichkeiten von Rollenketten [Cau14] auch das Auftreten von Schwingungen in ungeführten Kettentrumen, die vorzeitig starke Schädigungen der Zugmittel hervorrufen. Mangelnde Erfahrungswerte und fehlende physikalische Modelle standen einer verlässlichen Abschätzung der kritischen Drehzahlen und der sich einstellenden Kettenkräfte entgegen. Die umfangreichen Arbeiten von Worobjew [Wor53] und Rachner [Rac62] gehen auf die dynamischen Laufeigenschaften von Kettentrieben ein und identifizieren neben den zügigen und stoßartigen Belastungen die schwingenden Kräfte. Anhand vereinfachter Modelle eines einzelnen Kettentrums leiten sie Zusammenhänge zur isolierten Beschreibung von longitudinalen und transversalen Schwingungen ab. Schwerpunkt der Berechnungen ist die Identifikation von Resonanzdrehzahlen. Diese werden für Drehschwingungen hinsichtlich der relevanten inneren Kraft- und Weganregungen infolge Polygoneffekt, Einlaufstoß, Rundlauffehler, Teilungsfehler von Kette und Kettenrad sowie äußerer Anregungen unterschieden. Die zur Berechnung der Drehschwingungen auf Basis eines Zwei-Massen-Schwingers abgeleiteten Ansätze zur Bestimmung der Eigenfrequenzen sowie der auftretenden Winkel- und Kraftamplituden detailliert Rachner in einem weiteren Werk [Rac61] und belegt seine Berechnungsergebnisse mit Messwerten. Eine enge Eingrenzung der die Drehschwingungen anregenden Drehzahlen in Analogie zu den Resonanzfrequenzen longitudinaler und transversaler Schwingungen kann nicht erreicht werden. Als Ursache nennt Rachner, dass Letztere von den in weiten Bereichen veränderlichen Massenträgheitsmomenten der an- und abtreibenden Wellen abhängen, während das für die Schwingungen in Längs- und Querrichtung des Trums maßgebliche Verhältnis zwischen Steifigkeit und Masse des Zugmittels für Ketten gleicher Teilung nahezu konstant ist.

Weitere Untersuchungen zu den durch innere Anregungen verursachten Drehschwingungen führen Morrison [Mor52] sowie Bouillon und Tordion [BT65] durch. Ausgehend von einem isolierten Trum zeigen sie die Abhängigkeit von Ungleichförmigkeitsgrad und Kettenradverdrehwinkeln vom Verhältnis zwischen Trumlänge und Kettenteilung auf. Chen und Freudenstein [CF88] verallgemeinern diesen Zusammenhang, indem sie den Achsabstand der Kettenräder als Berechnungsgrundlage heranziehen.

Transversale Schwingungen in Kettentrieben werden von Nicol und Fawcett [NF77] sowie von Heil und Savci thematisiert. Sie formulieren in [HS75] eine linearisierte Bewegungsgleichung für ein infinite-

simales Kettenstück in transversaler Richtung. Das Gleichsetzen der sich daraus berechnenden Eigenfrequenzen mit den Erregerfrequenzen innerer Anregungen erlaubt die Identifikation kritischer Umlaufgeschwindigkeiten mit der Kettenmasse und der Kettenlängskraft als Parameter.

Neben den in Kapitel 2.1.3.2 referenzierten Arbeiten von Worobjew, Rachner und Chew befassen sich unter anderem auch Ryabov [Rya68] und Das Gupta [DG70] mit der Dynamik des Zahneingriffs. Ein vollständiger Literaturüberblick zur Schwingungsentstehung in Kettentrieben findet sich in [WL91] von Wang und Liu . In Folgearbeiten führen Wang et al. [WLHC92] und Liu et al. [LWH+97] die Diskrepanzen zwischen den Ergebnissen bisheriger Berechnungsmodelle und Messwerte auf die fehlende Kopplung von globaler Kettentriebsdynamik und Zahneingriff zurück.

Den in den zuvor aufgeführten Berichten abgeleiteten Modellen ist gemein, dass Interaktionen zwischen Kettengeschwindigkeit, longitudinaler und transversaler Kettendynamik, rotatorischer Kettenraddynamik sowie Kontaktvorgängen nur getrennt abgebildet werden. Die vollständige Berücksichtigung dieser Effekte bei gleichzeitiger Einbeziehung sämtlicher Kettentriebskomponenten führt zu komplexen Differenzialgleichungssystemen, die erst mit der fortschreitenden Entwicklung und Verfügbarkeit von Rechnerkapazitäten numerisch gelöst werden konnten. So nutzten Schlottmann et al. [SKW87b] [SKW87a] Rechenprogramme auf Kleinrechnern, um das Verhalten von Resonanzfrequenzen gekoppelter Longitudinal- und Torsionsschwingungen eines Zweirad-Rollenkettentriebs zu untersuchen und mit Messungen zu verifizieren. Neben inneren und äußeren Anregungen ist in ihrem Modell auch die von einem Spannsystem auf die Kette wirkende Federkraft implementiert. Unter Vernachlässigung derselben belegt und quantifiziert Wang [Wan91] [Wan92] in seinem nichtlinearen Kettentriebsmodell den Einfluss kinetischer Wellenanregungen auf die longitudinalen und transversalen Trumschwingungen sowie auf die Amplituden der Kettenlängskraft. Die in den Arbeiten noch fehlende Formulierung des Kontakts zwischen Kettengliedern und Führungselementen ergänzen Gregori und Hirschfelder [GH93] in ihrem Finite-Elemente-Modell eines Vierrad-Kettentriebs. Das Spannelement wird als Maxwell-Element ausgeführt und verfügt demnach über eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfung. Eine weitere Detaillierung des Spannelements durch Betrachtung von Öffnungs- und Schließvorgängen im Rückschlagventil sowie Leckageströmungen im Ringspalt zeigt Heiduk in [Hei95]. Das Umlaufen der Kette sowie Kontaktvorgänge zwischen der aus diskreten Einzelmassen bestehenden elastisch modellierten Kette und den Kettenradflanken werden dabei nicht berücksichtigt. Auch Ross und Meyer benutzen in [RM96] ein hydraulisches Spannermodell. Sie tragen aber zusätzlich der Absolutgeschwindigkeit der Kette Rechnung und bilden die Kontakte zwischen Kette, Kettenrad und Führungselement als Feder-Dämpfer-Elemente ab. Diese Effekte sind ebenso in den Mehrkörpersimulationsmodellen von Fritz [Fri98] und Lach [Lac99] enthalten.

Das von Fritz entwickelte Programm KetSim ermöglicht den Aufbau zweidimensionaler, anwendungsspezifischer Kettentriebskonfigurationen mit Hülsen- oder Rollenketten. Die Elastizität der mit Massen und Trägheitsmomenten belegten Kettenglieder wird in Form eines Kraftgesetzes in die Kettengelenke verlagert. Über die Abmessungen der Kettenglieder hinaus, lassen sich die Konturen von Führungselementen und Kettenrädern durch Kontaktkreise exakt vorgeben. Ein Kraftgesetz aus parallel geschalteten Feder- und Dämpfungselementen charakterisiert das vereinfachte Spannelement. Das genauere hydraulische Modell umfasst die Kompressibilität des Öl-Luftgemischs, den Leckagevolumenstrom, die Druckänderungen in Versorgungs- und Hochdruckkammer sowie idealisiert die Durchströmung des Rückschlagventils durch Blendengleichungen. Auf dieser Basis fügen Post et al. [PBP99] Erweiterungen zur Modellierung standardisierter Spannelemente hinzu. Eine weitere Erhöhung der Detaillierungsstufe erlaubt die Co-Simulation mit HySim, einem Simulationsprogramm für ölhydraulische Systeme. Beliebige Kombinationen von Leitungen, Ventilen, kompressiblen und inkompressiblen Volumina etc. lassen eine modulare und damit verfeinerte Nachbildung von Spannelementen zu. Durch Integration von KetSim in HySim kann die Kraftberechnung des Spannelements, ausgehend von den kinematischen Eingangsgrößen aus der Mehrkörpersimulation, in der Hydrauliksimulation, unter Beachtung des Einflusses der Spannerar-

chitektur auf fluiddynamische Vorgänge, erfolgen. Die theoretischen Grundlagen der Modellierung und Anwendungsbeispiele sind in [UEG05], [Eng07] und [Hös05] ausführlich beschrieben.

Darüber hinaus implementiert HÖSL [Hös05] die Modellierung elastischer Führungsschienen. Verformungen von Führungselementen aus Kunststoffmaterialien, die durch das Auftreten hoher Lasten und reduzierter Elastizitätsmodule infolge hoher Temperaturen verursacht werden, sowie deren Rückwirkungen auf die Triebdynamik können damit in die Berechnung mit einbezogen werden. Ein weiterer wesentlicher Bestandteil von [Hös05] ist die exakte Abbildung der Kettenart der Zahnkette. Die Konturen ihrer Laschen sowie der Zahnflanken, die zu einer deutlich komplexeren Eingriffskinematik im Vergleich zu den konventionellen Stahlgelenkketten führen, sind vollständig parametriert. Ferner schließt die Simulation sowohl eine realistische Formulierung der Einzelkontakte zwischen Kettenlasche und Verzahnung als auch eine Unterscheidung zwischen Zahn- und Führungslaschen ein. Weitere Berichte von FRIEDRICH und ULBRICH [FU05] sowie ENGELHARDT [Eng07] dokumentieren mit der Einbindung unrunder Kettenräder und der Möglichkeit einer simultanen Dynamikberechnung von Ketten- und Ventiltrieb die Weiterentwicklung von KETSIM.

Die mathematischen Formulierungen zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens der einzelnen Kettentriebskomponenten mit KETSIM finden sich in den zuvor angeführten Arbeiten. Da der simulierte Kettentrieb mit einer Zahnkette ausgeführt ist, soll die prinzipielle Vorgehensweise zur Herleitung der Bewegungsgleichungen anhand eines Zahnkettenglieds gemäß [Hös05] exemplarisch aufgezeigt werden. Grundlage ist die Projektion des in euklidischen Koordinaten angeschriebenen Drall- und Impulssatzes in die generalisierten Koordinaten des Kettenglieds nach NEWTON-EULER.

$$\boldsymbol{J}_T^T \cdot (\dot{\boldsymbol{p}} - \boldsymbol{F}_A) + \boldsymbol{J}_R^T \cdot \left(\dot{\boldsymbol{L}} - \boldsymbol{M}_A\right) = \boldsymbol{0} \tag{2.18}$$

Das Zahnkettenmodell fasst die einzelnen Zahnlaschen (vgl. Abbildung 2.4) von Innen- und Außenglied jeweils zu einem Starrkörper zusammen. Die elastische Längsdehnung der Zahnlaschen wird im mechanischen Ersatzmodell nach Abbildung 2.11 auf die beiden Kettengelenke aufgeteilt. Nach dem Durchlaufen des fertigungsbedingten Spiels zwischen Zahnlasche und Bolzen bestimmt sich die Gelenkkraft aus einer konstanten Materialdämpfung sowie einem Steifigkeitspolynom, das die nichtlineare Kraft-Dehnungs-Charakteristik des Zahnlaschenpakets von Innen- und Außenglied approximiert. Die Übermaßpassung zwischen Bolzen und Bohrung verhindert bei den Führungslaschen eine analoge Vorgehensweise. Um ihre Elastizität zu berücksichtigen, besteht die Führungslasche aus den zwei Hälften $F1$ und $F2$, zwischen denen das Feder-Dämpfer-Element angeordnet ist. Die Massen der Zahnlaschen sowie des Führungslaschen-Bolzen-Komplexes sind im jeweiligen Schwerpunkt konzentriert. Die unterschiedliche Modellierung der Laschen führt zu den folgenden generalisierten Koordinaten.

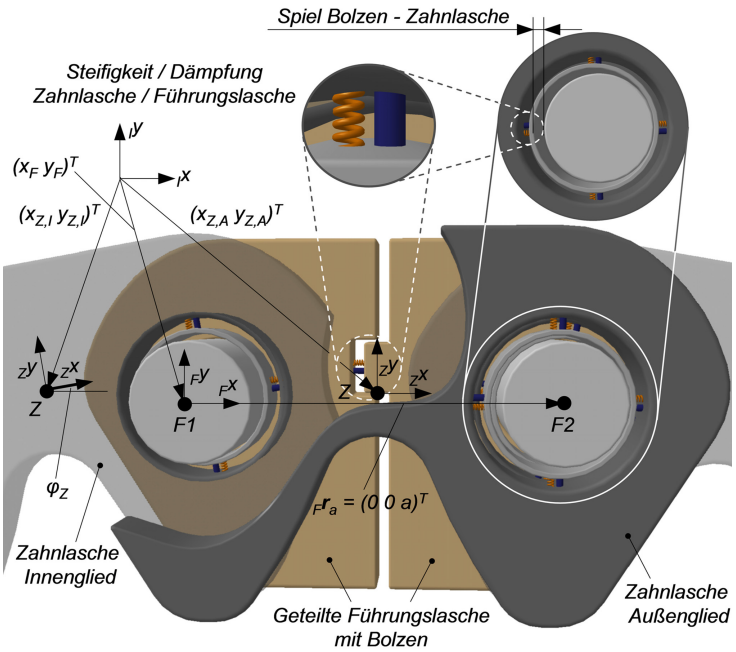


Abbildung 2.11: Mechanisches Ersatzmodell einer Zahnkette nach [Hös05]

$$\boldsymbol{q}_Z = (x_Z \; y_Z \; \varphi_Z)^T \qquad\qquad \boldsymbol{q}_F = (x_F \; y_F \; \varphi_Z \; a)^T \tag{2.19}$$

Der zusätzliche Freiheitsgrad a in $\boldsymbol{q}_F$ kennzeichnet den Abstand der Schwerpunkte von $F1$ und $F2$ und erfasst die Relativbewegung der beiden Laschenhälften. Mit (2.19) und den im Inertialsystem angeschriebenen Schwerpunktsgeschwindigkeiten

$$_I\boldsymbol{v}_{Z,F1} = \begin{pmatrix} \dot{x}_{Z,F1} \\ \dot{y}_{Z,F1} \\ 0 \end{pmatrix} \qquad _I\boldsymbol{v}_{F2} = \begin{pmatrix} \dot{x}_{F1} + \dot{a} \cdot \cos(\varphi) - a \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin(\varphi) \\ \dot{y}_{F1} + \dot{a} \cdot \sin(\varphi) - a \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos(\varphi) \\ 0 \end{pmatrix} \qquad \boldsymbol{\omega}_{Z,F} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\varphi}_{Z,F} \end{pmatrix} \tag{2.20}$$

können die Funktionalmatrizen der Translation und Rotation unmittelbar abgeleitet werden.

$$\begin{aligned}
\boldsymbol{J}_{TZ} &= \frac{\partial \boldsymbol{v}_Z}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}_Z} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} & \boldsymbol{J}_{RZ} &= \frac{\partial \boldsymbol{\omega}_Z}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}_Z} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \\
\boldsymbol{J}_{TF1} &= \frac{\partial \boldsymbol{v}_{F1}}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}_{F1}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} & \boldsymbol{J}_{RF1} &= \frac{\partial \boldsymbol{\omega}_Z}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}_{F1}} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \\
\boldsymbol{J}_{TF2} &= \frac{\partial \boldsymbol{v}_{F2}}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}_{F2}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -a \cdot \sin(\varphi) & \cos(\varphi) \\ 0 & 1 & a \cdot \cos(\varphi) & \sin(\varphi) \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} & \boldsymbol{J}_{RF2} &= \frac{\partial \boldsymbol{\omega}_Z}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}_{F2}} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}
\end{aligned} \tag{2.21}$$

Im Folgenden repräsentiert der Index G die unterschiedlichen Laschentypen Z, $F1$ und $F2$, die Summation erfolgt über die im berechneten Kettenglied enthaltenen Einzelkörper i. Damit lautet die absolute Impulsänderung eines Kettenglieds unter Berücksichtigung von (2.20) und (2.21):

$$_I\dot{\boldsymbol{p}}_G = \sum_i m_G \cdot \boldsymbol{J}_{TG} \cdot \ddot{\boldsymbol{q}}_G + m_G \cdot \dot{\boldsymbol{J}}_{TG} \cdot \dot{\boldsymbol{q}}_G \tag{2.22}$$

Die Änderung des Drehimpulses wird in den Koordinaten der gliedfesten Basis angegeben.

$$_G\dot{\boldsymbol{L}}_G = \sum_i \boldsymbol{I}_G \cdot \boldsymbol{J}_{RG} \cdot \ddot{\boldsymbol{q}}_G + \boldsymbol{I}_G \cdot \dot{\boldsymbol{J}}_{RG} \cdot \dot{\boldsymbol{q}}_G + \widetilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \boldsymbol{I}_G \cdot \boldsymbol{\omega}_G \tag{2.23}$$

Nach dem Einsetzen von (2.22) und (2.23) in (2.18) ergeben sich die Bewegungsgleichungen für die Außen- und Innenglieder.

$$\begin{aligned}
&\sum_i \underbrace{\left(m_G \cdot \boldsymbol{J}_{TG}^T \cdot \boldsymbol{J}_{TG} + \boldsymbol{J}_{RG}^T \cdot \boldsymbol{I}_G \cdot \boldsymbol{J}_{RG}\right)}_{\boldsymbol{M}(\boldsymbol{q}_G,t)} \cdot \ddot{\boldsymbol{q}}_G = \\
&\quad \sum_i \underbrace{-m_G \cdot \boldsymbol{J}_{TG}^T \cdot \dot{\boldsymbol{J}}_{TG} \cdot \dot{\boldsymbol{q}}_G - \boldsymbol{J}_{RG}^T \cdot \left(\widetilde{\boldsymbol{\omega}}_G \cdot \boldsymbol{I}_G \cdot \boldsymbol{\omega}_G + \boldsymbol{I}_G \cdot \dot{\boldsymbol{J}}_{TG} \cdot \dot{\boldsymbol{q}}_G\right)}_{\boldsymbol{h}(\boldsymbol{q}_G,\dot{\boldsymbol{q}}_G,t)} + \\
&\qquad \sum_i \underbrace{m_G \cdot \boldsymbol{J}_{TG}^T \cdot \boldsymbol{g}}_{\textit{Gravitationskräfte}} \pm \underbrace{\boldsymbol{J}_{TGG}^T \cdot \boldsymbol{F}_{GG}}_{\textit{Gelenkkräfte}} + \underbrace{\left(\boldsymbol{J}_{TF1}^T - \boldsymbol{J}_{TF2}^T\right) \cdot \boldsymbol{n}_{F1,2} \cdot F_{F1,2}}_{\textit{Kräfte in der Führungslasche}} + \underbrace{\boldsymbol{W} \cdot \boldsymbol{\lambda}}_{\textit{Kontaktkräfte}} \pm \\
&\qquad\qquad \sum_i \underbrace{\boldsymbol{J}_{RG}^T \cdot \boldsymbol{e}_z \cdot M_{R,GG}}_{\textit{Reibmomente}}
\end{aligned} \tag{2.24}$$

Die linke Seite von (2.24) beinhaltet mit der Massenmatrix $\boldsymbol{M}$ und den Beschleunigungen der Bewegungskoordinaten die auf das Kettenglied wirkenden Trägheitskräfte. Auf der rechten Seite fasst der

Vektor $\boldsymbol{h}$ die aus der Kinematik resultierenden Zentrifugalkräfte und gyroskopischen Effekte zusammen. Aufgrund der zeitlichen Konstanz der Jacobimatrizen von Z und $F1$ gehen sie nur im Fall des linken Führungslaschen-Bolzen-Komplexes in das Kräftegleichgewicht ein. Hinzu kommen die Gravitationskräfte sowie die in den Kettengelenken und zwischen den Führungslaschen wirksamen Kräfte. Deren Ermittlung erfordert die Auswertung der Kopplungskraftgesetze auf Grundlage relativkinematischer Eingangsgrößen. Auf die gleiche Weise werden die in $\boldsymbol{\lambda}$ enthaltenen skalaren Kontaktkräfte zwischen dem Kettenglied und einem Nachbarkörper bestimmt, die mit der Bindungsmatrix $\boldsymbol{W}$ in den Raum der Bewegungskoordinaten überführt werden. Die Kenntnis der Kräfte und Relativwinkelgeschwindigkeiten im Kettengelenk erlaubt die Anwendung eines NEWTONSCHEN oder COULOMBSCHEN Reibungsgesetzes und liefert das in die Bewegungsgleichung eingehende Reibmoment.

Die Lösung von (2.24) führt bei gegebenen Lagen und Geschwindigkeiten auf die entsprechenden Beschleunigungen aller generalisierten Koordinaten. Aus deren Integration ergeben sich die Lagen und Geschwindigkeiten für den nächsten Zeitschritt, die als Eingangsgrößen für die Berechnung der Kraftgesetze herangezogen werden. In abgewandelter Form auf sämtliche Einzelkörper des Kettentriebs angewendet, berechnet sich die Dynamik des Kettentriebs unter Einbeziehung und Kopplung aller physikalisch relevanten Effekte.

2.1.4 Tribologie von Kettentrieben

2.1.4.1 Tribologie als Systemeigenschaft

Die Auslegung der in technischen Anlagen eingesetzten Maschinenelemente verlangt zunächst eine den auftretenden statischen und dynamischen Zug-, Druck-, Biege-, Schub- und Torsionsspannungen entsprechende Dimensionierung, die im Fall von Kettentrieben auf Grundlage der im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Mehrkörpersimulationsrechnungen erfolgen kann. Ferner wird in den meisten technischen Anwendungen eine Minimierung von unerwünschten Reibungsverlusten und lebensdauerbegrenzendem Verschleiß angestrebt. Dementsprechend unterteilen CZICHOS ET AL. [CBD+82] die Bauteilbelastungen in Beanspruchungen des Werkstoffvolumens sowie Beanspruchungen der Werkstoffoberfläche. Die Beanspruchungen des Werkstoffvolumens führen zu elastischen und plastischen Verformungen. Diese sind als Bestandteil der Festigkeitslehre einer hinreichend genauen Berechnung zugänglich, da sich neben der Bauteilgeometrie, den äußeren Kräften, die volumenbezogenen Werkstoffkenngrößen wie Mindest-Dehngrenze, Mindest-Zugfestigkeit, Bruchdehnung etc. unter definierten Prüfbedingungen werkstoffspezifisch ermitteln lassen. Demgegenüber befasst sich die Tribologie mit den Beanspruchungen der Werkstoffoberfläche durch Kontakt und Relativbewegung mit einem festen, flüssigen oder gasförmigen Körper [DIN79], denen CZICHOS ET AL. [CBD+82] und HABIG [Hab81] folgende Eigenschaften zuordnen.

- An jeder tribologischen Beanspruchung sind mindestens zwei Werkstoffpartner beteiligt, die ein tribologisches System, kurz Tribosystem bilden.
- Die tribologische Beanspruchung umfasst kräftemäßige und stoffliche Wechselwirkungen der Partner.
- Die tribologische Beanspruchung kann sekundäre thermische, tribochemische und tribophysikalische Reaktionen in der Grenzfläche zwischen den Elementen hervorrufen.

Daraus ist unmittelbar ableitbar, dass eine Beschreibung der Auswirkungen tribologischer Beanspruchungen durch einen konstanten werkstoffspezifischen Kennwert in Analogie zur Festigkeitsberechnung nicht möglich ist. Vielmehr ist es erforderlich, das tribologische System stets in seiner Gesamtheit zu erfassen [ZG83]. Um dabei eine systematische Vorgehensweise zu erreichen, hat sich in der Tribologie die Methodik der Systemanalyse bewährt. [Bei71] Gemäß ihrer ursprünglichen Definition wird sie insbesondere dann zur Beschreibung komplexer Systeme eingesetzt, wenn sich typische Eigenschaften durch Wechselwirkungen

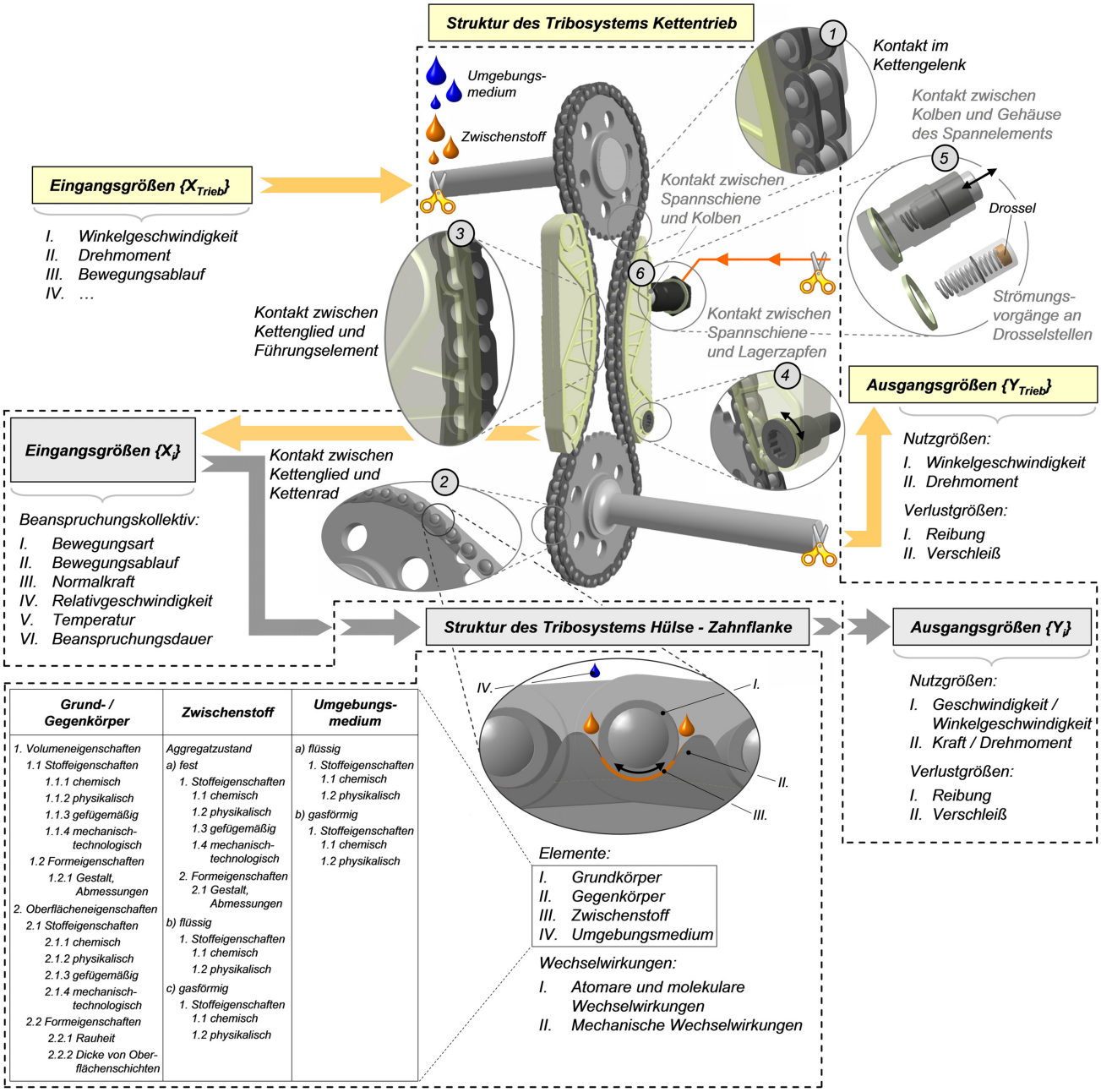


Abbildung 2.12: Systemanalyse nach [ZG83] - angewendet auf das tribologische System Kettentrieb

mehrerer Komponenten ergeben und sich das Verhalten des Gesamtsystems nicht durch die Superposition der Einzeleigenschaften der in dem System enthaltenen Elemente abbilden lässt. Demzufolge werden die Elemente eines Systems nicht isoliert voneinander betrachtet, sondern deren Wechselbeziehungen in einer Vielzahl von Ursache-Wirkungs-Beziehungen aufgelöst. [Paw90] [Sch78]

Nach zum Gahr [ZG83] ist dazu zunächst gedanklich eine Systemeinhüllende zu definieren, welche die in der Struktur des Systems zusammengefassten Elemente, deren Eigenschaften und Wechselwirkungen von der Außenwelt abgrenzt. Die von außen auf die Struktur einwirkenden Eingangsgrößen werden durch die Funktion des Systems in Ausgangsgrößen überführt. Diese Begriffe und Methoden der Systemanalyse sollen im Folgenden sinngemäß auf das tribologische Gesamtsystem Kettentrieb übertragen und näher erläutert werden.

Struktur des tribologischen Systems

Schneidet man das System Kettentrieb an den Kettenradwellen und der Schmierstoffversorgung des Kettenspanners frei, besteht die Struktur des tribologischen Systems aus der Gesamtheit der an den i Kontaktvorgängen im Kettentrieb unmittelbar beteiligten Elemente. Sie lassen sich leicht durch die in Kapitel 2.1.3 aufgezeigten Einzelkontakte zwischen Kettenglied und Kettenrad ②, Kettenglied und Schiene ③ sowie zwischen Bolzen und Hülsen bzw. Laschen ① ausmachen (vgl. Abbildung 2.12). Bei genauer Betrachtung des Kettentriebs kommen die Kontakte zwischen den Seitenflächen der Laschen zweier benachbarter Kettenglieder sowie zwischen den Seitenflächen von Laschen und Kettenradzähnen hinzu, auch wenn diese, wie in den zweidimensionalen Modellvorstellungen vorausgesetzt, aufgrund geringer axialer Kräfte vernachlässigbar klein sind. [DR99] Darüber hinaus sind auch die Führungselemente und der Kettenspanner Elemente der gewählten Struktur, sodass zwischen der Spannschiene und dem Lagerzapfen ④, zwischen der Spannschiene und dem Kolben ⑥ sowie zwischen dem Kolben und dem Gehäuse des Spannelements ⑤ ebenfalls relativ zueinander bewegte Einzelkontakte auftreten. Wird die Systemgrenze nach [DIN79] auf einen derartigen i-ten Einzelkontakt, z. B. den Kontakt einer Hülse mit einer Zahnflanke, weiter eingeengt, so besteht die Struktur aus den am tribologischen Vorgang beteiligten Elementen I bis IV.

Hülse I und Zahnflanke II werden dabei als Grund- und Gegenkörper bezeichnet. Ihre Merkmale gliedern sich in Volumen- und Oberflächeneigenschaften. Erstgenannte beinhalten die makroskopischen Abmessungen und Kontaktgeometrien sowie die auf das Volumen von Grund- und Gegenkörper bezogenen Werkstoffkennwerte. Sie weichen deutlich von den Stoffeigenschaften der aufeinander einwirkenden Werkstoffoberflächen ab, die für die auftretenden Reibungs- und Verschleißmechanismen entscheidend sind. [Paw90] Ursächlich für diese Unterschiede ist, dass es in der als Abbruch des mehr oder weniger periodischen Kristallgitters idealisierten Werkstoffoberfläche durch Elektronen und unabgesättigte Bindungen zu Wechselwirkungen mit umgebenden Medien kommen kann. Infolge der damit einhergehenden Veränderung der Oberflächenzusammensetzung und Integration von Bestandteilen der angrenzenden Medien durch Physisorption oder Chemisorption bilden sich Oxid- und Adsorptionsschichten, teilweise mit angelagerten Verunreinigungen, aus, die in der äußeren Grenzschicht zusammengefasst werden (vgl. Abbildung 2.13). Die darunter liegende innere Grenzschicht entspricht hinsichtlich ihrer chemischen Zusammensetzung, von den Auswirkungen einer Wärmebehandlung abgesehen, weitestgehend dem unbeeinflussten Grundwerkstoff. Aufgrund von Herstellungs- und Bearbeitungsvorgängen weist sie jedoch abweichende mechanische und metallurgische Eigenschaften auf. Demnach können sich die Unterschiede zum Grundwerkstoff je nach Art der Grenzschicht sowohl in der chemischen Zusammensetzung als auch im Gefüge sowie in der Härte äußern. [Coe84] [CH03]

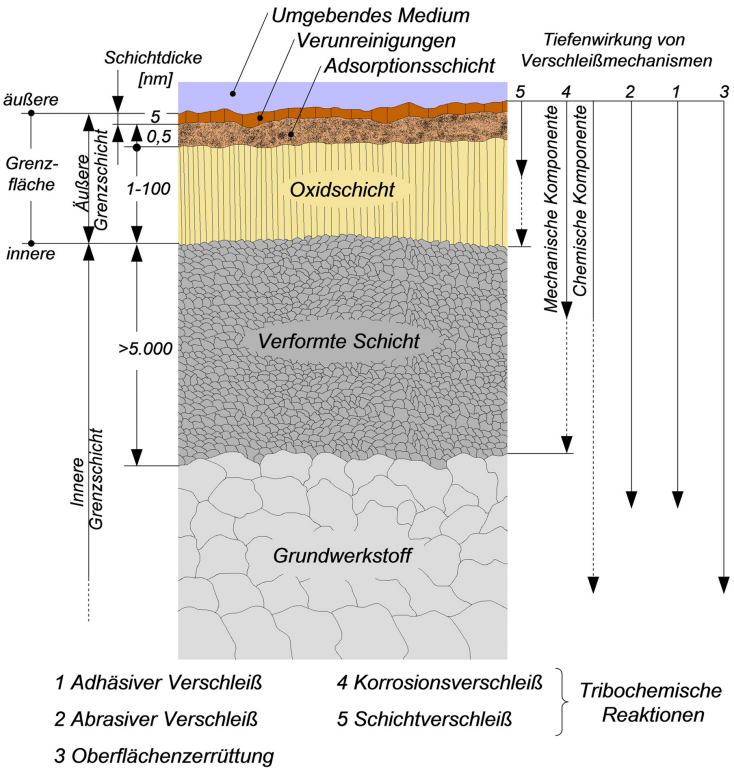


Abbildung 2.13: Schichtaufbau von metallischen Werkstoffoberflächen [Sch36]

Über die physikalisch-chemische Natur hinaus spielt die zu den Formeigenschaften zählende Rauheit der Werkstoffoberfläche eine wichtige Rolle, wenn es darum geht, Grund- und Gegenkörper durch einen Zwischenstoff III, in Kettentrieben meist ein flüssiger Schmierstoff, zu trennen, um eine Reduzierung der tribologischen Beanspruchung zu erreichen. Das vierte Element eines Tribosystems stellt das Umgebungsmedium IV dar. Neben Wasser und technischen Gasen liegt es überwiegend als Luft vor. Die Form- und Stoffeigenschaften von Grundkörper, Gegenkörper sowie zusätzlich die Aggregatzustände von Zwischenstoff und Umgebungsmedium bestimmen maßgeblich die Funktion des tribologischen Systems. Da jedoch die alleinige Kenntnis der chemischen, physikalischen, gefügemäßigen und mechanisch-technologischen Eigenschaften der Elemente zur Charakterisierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens nicht ausreicht, müssen insbesondere ihre systemspezifischen Wechselwirkungen während des Kontaktvorgangs bekannt sein. Gemäß Czichos, Habig [CH03] und zum Gahr [ZG83] können sie in atomare und molekulare sowie mechanische Wechselwirkungen unterteilt werden.

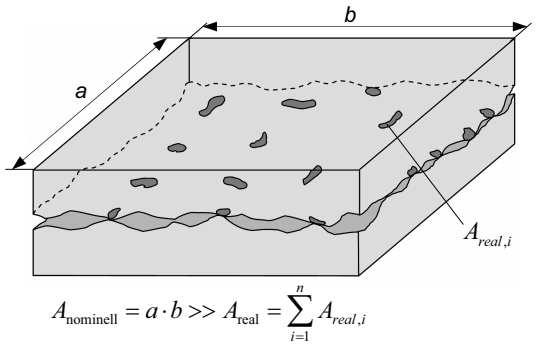


Abbildung 2.14: Nominelle und reale Kontaktfläche

- Zu den atomaren und molekularen Wechselwirkungen zählen zum einen die beschriebenen Sorptionsvorgänge in der Grenzfläche kontaktierender Körper bei Anwesenheit umgebender Medien. Zum anderen enthalten sie die in Festkörper-Festkörper-Grenzflächen auftretende Adhäsion. Ihre Ursache ist die Ausbildung von Haupt- (Ionenbindung, metallische und kovalente Bindung) und Nebenvalenzbindungen (van-der-Waals-Bindung) zwischen den Atomen und Molekülen beider Grenzflächen.

- Zu den mechanischen Wechselwirkungen gehören die während des Kontaktvorgangs auftretende Deformation der Mikrokontakte und die Ausbildung der realen Kontaktfläche, die neben der Normalkraft wesentlich von der Rauheit von Grund- und Gegenkörper abhängt. Sie ist deutlich kleiner als die nominelle Kontaktfläche (vgl. Abbildung 2.14) und spielt für das tribologische Verhalten eine zentrale Rolle, da Reibungs- und Verschleißprozesse primär in ihr ablaufen. Hinzu kommen die durch die Kraftübertragung und Relativbewegung verursachten Normal- und Schubspannungen unter der Grenzfläche, die als Werkstoffanstrengung bezeichnet werden.

Die sich einstellenden Wechselwirkungen haben einen signifikanten Einfluss auf die in den Einzelkontakten wirksamen Verschleißmechanismen, Reibungsmechanismen und Reibungszustände, auf die in den Kapiteln 2.1.4.2 und 2.1.4.3 näher eingegangen wird.

Eingangsgrößen

Die Eingangsgrößen $\{X_i\}$ umfassen das auf die Struktur des i-ten Einzelkontakts wirkende Beanspruchungskollektiv, das von [DIN79] in technisch-physikalische Beanspruchungsparameter sowie eine Bewegungsform und deren Bewegungsablauf unterteilt wird. Die Bewegungsform kennzeichnet die Art der Relativbewegung von Grund- und Gegenkörper. Zu ihr zählen die vier Elementarbewegungsformen Gleiten, Rollen, Stoßen und Strömen sowie deren Überlagerungen. Zeitlich können sie kontinuierlich oder intermittierend, bezüglich der Bewegungsrichtung gleichsinnig oder oszillierend ablaufen. Die technisch-physikalischen Parameter schließen die Normalkraft, die Relativgeschwindigkeit, die Temperatur der Kontaktpartner und die Beanspruchungsdauer ein. Als Bestandteil der Eingangsgrößen des i-ten Einzelkontakts $\{X_i\}$ werden sie entscheidend von den auf den Kettentrieb wirkenden Eingangsgrößen $\{X_{Trieb}\}$ beeinflusst. Insbesondere die kontaktspezifischen Relativgeschwindigkeiten und Normalkräfte hängen, wie in

	Kontakt im Kettengelenk	Kontakt zwischen Kettenglied und Kettenrad	Kontakt zwischen Kettenglied und Führungselement	Kontakt zwischen Kolben und Gehäuse des Spannelements
Bewegungsform	Gleiten { HK: Hülse-Bolzen RK: Hülse-Bolzen Hülse-Rolle ZK: Lasche-Bolzen	HK: Gleiten, Stoßen RK: Wälzen → Rollen, Stoßen ZK: Wälzen → Gleiten, Stoßen	Gleiten, Stoßen	Gleiten
Bewegungsablauf	oszillierend – intermittierend	intermittierend	gleichsinnig – intermittierend	oszillierend – kontinuierlich

Abbildung 2.15: Dominante Bewegungsformen und -abläufe in ausgewählten Kontaktstellen eines Kettentriebs

den Abschnitten 2.1.3.1 bis 2.1.3.3 ausführlich dargelegt und in Abbildung 2.10 zusammengefasst, direkt von den Winkelgeschwindigkeiten und den an den an- und abtreibenden Wellen angreifenden Drehmomenten ab. Demgegenüber erlaubt die Kinematik des Kettentriebs, unter Vernachlässigung dynamischer Effekte, die dominanten Bewegungsformen und -abläufe in den einzelnen Kontaktstellen ohne genaue Kenntnis der globalen Eingangsgrößen $\{X_{Trieb}\}$ entsprechend Abbildung 2.15 anzugeben.

Ausgangsgrößen

Die Eingangsgrößen werden mittels der durch die Struktur bestimmten Funktion des tribologischen Systems in Ausgangsgrößen umgewandelt. Neben den aus der angestrebten Funktion resultierenden Nutzgrößen, im Fall des energiedeterminierten Systems Kettentrieb sind das die Winkelgeschwindigkeit und das Drehmoment der Abtriebswelle, entstehen in jeder einzelnen Kontaktstelle die tribologischen Verlustkenngrößen Reibung und Verschleiß.

2.1.4.2 Verschleiß

Nach [DIN79] ist Verschleiß als fortschreitender Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch Kontakt und Relativbewegung mit einem festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörper, definiert. Habig [Hab80] klassifiziert den Verschleiß nach Verschleißarten und Verschleißmechanismen. Die Verschleißarten differenzieren den Verschleiß hinsichtlich der Art der Relativbewegung der kontaktierenden Oberflächen sowie der Eigenschaften von Gegenkörper und Zwischenstoff. Hingegen bezeichnen die Verschleißmechanismen die während eines Verschleißvorgangs infolge der kräftemäßigen und stofflichen Wechselwirkungen zwischen den Kontaktpartnern ablaufenden physikalischen und chemischen Elementarprozesse (vgl. Kapitel 2.1.4.1). Die hauptsächlichen Mechanismen lassen sich wie folgt charakterisieren.

- Auslöser für die **Oberflächenzerrüttung** sind schwellende, periodische Beanspruchungen mechanischer oder thermischer Natur in den Mikrokontakten von Grund- und Gegenkörper. Die daraus resultierenden zyklischen Werkstoffanstrengungen in und unterhalb der Kontaktgrenzflächen in Form wechselnder, mehrachsiger Druck-, Zug- und Schubspannungen führen in der inneren Oberflächenschicht zu einer Schadensakkumulation im Sinne einer Ermüdung (Gitterverzerrungen und -fehler). Als Folge kommt es in diesen Bereichen zur Bildung und Ausbreitung von Rissen sowie dem Ablösen von Partikeln aus der Werkstoffoberfläche. [CH03] [Coe84]

- Das Auftreten von **abrasivem Verschleiß** setzt Härte- und Rauheitsunterschiede von Grund- und Gegenkörper oder das Vorhandensein harter Partikel im Zwischenstoff voraus. Unter der Wirkung der Normalkraft dringen die Rauheitsspitzen bis zur inneren Grenzschicht in den weicheren Werkstoff ein und bewirken bei Relativbewegungen plastische Deformationen desselben (Mikropflügen). Damit verbunden ist das Ablösen, Abtrennen oder Herausbrechen von Verschleißprodukten (Mi-

kroermüden, Mikrospanen, Mikrobrechen), die als abrasiv wirkende Teilchen den Verschleißprozess unmittelbar beschleunigen. [CH03]

- Ursache des **adhäsiven Verschleißes** ist die auf atomaren und molekularen Wechselwirkungen basierende Adhäsion. Sie ermöglicht die Bildung von Haftbrücken zwischen den inneren Grenzschichten, wenn Oberflächenrauheiten hohe lokale Flächenpressungen und plastische Verformungen der Rauheitsspitzen erzeugen und die schützende äußere Grenzschicht durchbrechen. Die Trennung der Mikroverschweißungen findet nicht zwangsläufig in der ursprünglichen Kontaktgrenzfläche, sondern im Allgemeinen im Volumen des kohäsiv schwächer gebundenen Partners statt. Ein Materialabtrag erfolgt erst, wenn das auf den Gegenkörper übertragene Material durch Zerrüttungs- oder Abrasionsprozesse abgelöst wird. [CH03] [Paw90]

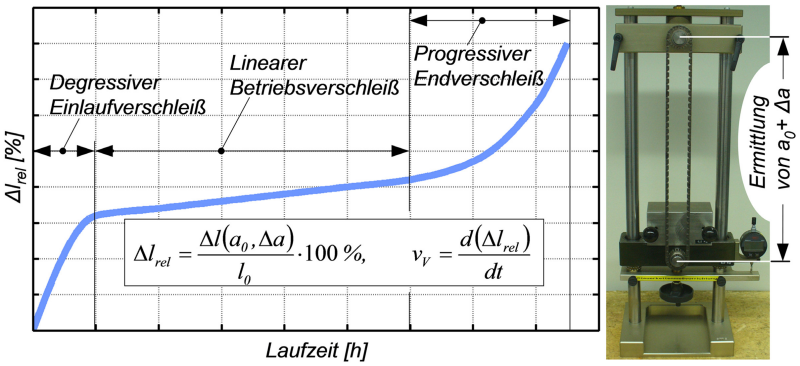
- **Tribochemische Reaktionen** subsumieren die in Kapitel 2.1.4.1 dargelegten Reaktionen der Grenzflächen mit dem Zwischenstoff oder dem Umgebungsmedium und die damit verbundene Ausbildung verschiedener Reaktionsschichten. Aufgrund ihrer im Vergleich zum Grundmaterial meist geringeren Festigkeit neigen sie vielmehr zum spröden Ausbrechen und begünstigen damit das Entstehen von Verschleißpartikeln. Dieser Schichtverschleiß läuft jedoch ausschließlich in der äußeren Grenzschicht ab und schränkt den unmittelbaren Kontakt von Grund- und Gegenkörper und folglich das Auftreten des verschleißintensiveren Mechanismus der Adhäsion ein. Eine größere Tiefenwirkung zeigt der zu den tribochemischen Reaktionen gehörende Korrosionsverschleiß metallischer Kontaktpartner. Durch oszillierende Relativbewegungen entstehen feine Eisenpartikel, die sich bei Anwesenheit von Sauerstoff und Wasserdampf zu Eisenoxid verbinden. [CH03] [Paw90] [ZG83]

Die einzelnen, voneinander abhängigen Verschleißmechanismen überlagern sich in den Kontaktstellen realer Tribosysteme. Daher ist, selbst bei genauer Kenntnis der Eingangsgrößen, eine Abschätzung des komplexen Verschleißverhaltens eines Kettentriebs über theoretische Ansätze nur eingeschränkt möglich. Sie verlangt vielmehr experimentelle Verschleißuntersuchungen in Form von Dauerlaufversuchen, bei denen das Beanspruchungskollektiv wirklichkeitsnah abgebildet wird. [CH03] Auf deren Basis können verschleißintensive Komponenten identifiziert, deren Verschleißbetrag festgestellt und anhand der vorliegenden Verschleißerscheinungsformen auf die zugrunde liegenden Mechanismen geschlossen werden.

Wenn in der Literatur von Verschleiß in Kettentrieben gesprochen wird, ist damit vordergründig der Gelenkverschleiß gemeint, da die durch den Materialabtrag an Hülsen bzw. Laschen und Bolzen bedingte Vergrößerung der Kettenteilung in der Regel für die begrenzte Lebensdauer moderner Kettentriebe verantwortlich ist. [Fun95] Innerhalb der dadurch festgelegten Funktionsdauer des Kettentriebs kann der von hohen hertzschen Pressungen verursachte Zahnflankenverschleiß durch oberflächenverdichtete oder einsatzgehärtete Kettenräder auf ein Minimum beschränkt werden. Gleiches trifft für die Gleitbeläge der Führungselemente zu. Zwar treten die beschriebenen Verschleißprozesse zwischen dem Polymerwerkstoff des Gleitbelags und dem metallischen Kettenglied ebenfalls auf, der Verschleißbetrag ist bei Verwendung hochkristalliner Polyamide aber zumeist gering. [Lee99] [UW85] Der starke Verschleiß im Kettengelenk ist durch die Beanspruchungsdauer, die oszillierenden Bewegungen und die hohen Flächenpressungen begründet, die auch bei ausreichender Schmierung eine vollständige Trennung der Mantelflächen von Hülsen und Bolzen verhindern. [Kra97] [Rac62] Gegenüber den herkömmlichen Stahlgelenkketten weist die Bolzenzahnkette mit ihrer kleineren Kontaktfläche zwischen den zueinander bewegten Innenglied-Zahnlaschen und Bolzen nochmals ungünstigere Schmierungsverhältnisse und erhöhte hertzsche Pressungen auf, die sich in einem reduzierten Verschleißwiderstand zeigen. [BHW07] [FH01] Aus den Strukturen der Kettengelenke und typischen Beanspruchungskollektiven folgert Coenen, dass die Kontaktflächen einem Schichtverschleiß unterworfen sind, dem sich mit abnehmender Schmierung die Mechanismen der Reibkorrosion und Adhäsion zunehmend überlagern. Gleichermaßen geht Pawlik von einer Überlagerung der vier Hauptverschleißmechanismen aus, weist hier aber ausdrücklich auf die ausgeprägte Abhängigkeit von den Eingangsgrößen hin.

Die angesprochene Bedeutung des Gelenkverschleißes für die Funktionsfähigkeit des Kettentriebs beruht darauf, dass sich der Auflagepunkt eines Kettenglieds auf einer Kettenradzahnflanke mit Zunahme der Einzelteilung zu größeren Durchmessern hin verlagert. Übersteigt dieser den Kopfkreisradius, springt die Kette über die Kettenradverzahnung. Daneben ist der Materialabtrag der Gelenkflächen durch den maximalen Hub des Spannelements begrenzt. Wird die korrespondierende maximal zulässige Gesamtlänge der Kette, die sich aus der Summe der Einzelteilungen ergibt, überschritten, ist das Aufbringen einer Vorspannkraft nicht mehr möglich. Die Folgen beider Effekte sind steigende dynamische Belastungen des Zugmittels. [Fun95]

Zur Quantifizierung des Gelenkverschleißes wird aus messtechnischen Gründen nicht das abgetragene Verschleißvolumen, sondern die mit der Durchmesserdifferenz an Hülsen bzw. Laschen und Bolzen verbundene Längenänderung der Gesamtkette herangezogen. Dazu wird die Gesamtlänge vor und nach der tribologischen Beanspruchung über eine Messung des Achsabstands ermittelt (vgl. Abbildung 2.16). Das Verhältnis der Längendifferenz zur Anfangslänge kennzeichnet den bezogenen Verschleißbetrag, die prozentuale Kettenlängung. Über der Lebensdauer eines Kettentriebs aufgetragen, gliedert sie sich bei konstanten Randbedingungen in drei Intervalle. Die hohe Verschleißgeschwindigkeit der Kette während des degressiven Einlaufverschleißes ist auf die Einebnung der Oberflächenrauheiten, die Anpassung der fertigungsbedingt eingeschnürten Buchseninnenkontur an die Zylinderform des Bolzens und das Setzen der Pressverbindungen zurückzuführen.



a_0	Achsabstand bei nicht gelängter Kette	Δl	Längenänderung der Kette
Δa	Achsabstandsänderung bei gelängter Kette	Δl_{rel}	prozentuale Kettenlängung
l_0	Länge der nicht gelängten Kette	v_V	Verschleißgeschwindigkeit

Abbildung 2.16: Verlauf der Kettenlängung über Laufzeit

Das Beanspruchungskollektiv und die Systemstruktur bestimmen die Höhe des daran anschließenden linearen Betriebsverschleißes, der in den progressiv verlaufenden Endverschleiß mündet, wenn die gehärtete Oberflächenschicht der Kettenbolzen abgetragen ist. [DR99] [Coe84] Wie in Kapitel 4.4.1.2 gezeigt wird, spielen sowohl die durchschnittliche im Belastungskollektiv zu erwartende als auch die maximal zulässige Kettenlängung bei der Auslegung des Spannelements und damit auch bei der Beurteilung des Reibungsverhaltens unterschiedlicher Kettenarten eine entscheidende Rolle.

2.1.4.3 Reibung

Nach der Terminologie der Tribologie beinhaltet der Begriff Reibung die äußere Reibung als Bewegungswiderstand zweier zueinander bewegter Kontaktflächen. [DIN77] umfasst daher nicht die zur Rheologie gehörende innere Reibung, den Widerstand eines Körpers gegen eine Relativbewegung seiner inneren Volumenbestandteile. Eine Unterscheidung der äußeren Reibung kann analog zum Verschleiß vorgenommen werden. Während sich die Reibungsarten an der Bewegungsform der Kontaktflächen orientieren, erklären die Reibungsmechanismen auf Basis der atomaren, molekularen und mechanischen Wechselwirkungen im Kontaktbereich die hier ablaufenden bewegungshemmenden, energiedissipierenden Elementarprozesse. [Hab80] Einen Überblick über die wesentlichen Mechanismen der Festkörperreibung gibt die nachfolgende Auflistung.

- Die auf Bowden und Tabor [BT54] zurückgehende **Adhäsionstheorie** besagt, dass ein Teil des

Bewegungswiderstands aus der zur Tangentialbewegung notwendigen plastischen Verformung und Trennung der miteinander kaltverschweißten Oberflächen resultiert.

- Auch die beim Kontakt und der Relativbewegung auftretenden **Deformationen** oberflächennaher Werkstoffbereiche sowie ineinandergreifender Rauheitshügel behindern eine Relativbewegung. Die zur Deformation notwendige Arbeit ist dann entsprechend Heilmann und Rigney [HR81] der dissipierten Reibungsenergie gleichzusetzen.
- Ein ähnlicher Mechanismus stellt sich ein, wenn bei großen Härteunterschieden der Kontaktpartner die Rauheitsspitzen des härteren Körpers in den weicheren Körper eindringen. Werden Grund- und Gegenkörper tangential zueinander bewegt, resultiert der als **Furchung** bezeichnete Bestandteil der Reibung erneut aus der plastischen Deformation des weicheren Werkstoffs.
- Mit **energiedissipativen Prozessen** ist die Umwandlung der kinetischen Energie in den Reibkontakten in andere Energieformen gemeint. Dazu gehören in erster Linie die Veränderung der thermischen Verhältnisse im Kontaktbereich sowie die Weiterleitung der entstehenden Reibungswärme. Einen deutlich geringeren Anteil an der Gesamtreibung macht der Prozess der Energieabsorption aus, der die „Energieverluste“ von Gitterschwingungen beschreibt, die durch die Reibungsmechanismen bei elastischer Kontaktdeformation entstehen. Hinzu kommen Prozesse der Energieemission, die neben der Reibungselektrizität, triboinduzierte Schall-, Photonen-, Elektronen- sowie Ionenemissionen einschließen.

Geht man davon aus, dass die Reibungsmechanismen in jedem Mikrokontakt einen Bewegungswiderstand darstellen und die Anzahl der Mikrokontakte nach [CH03] etwa linear mit der Normalkraft zunimmt, lässt sich für die Festkörperreibung das Reibungsgesetz nach Amontons-Coulomb formulieren.

$$F_R = \mu \cdot F_N \tag{2.25}$$

Durch das in ausgeführten Tribosystemen simultane Auftreten der Reibungsmechanismen sowie deren Interaktionen untereinander ist eine Berechnung der Reibungszahl μ mit Einschränkungen hinsichtlich der erreichbaren Genauigkeit verbunden. Trotz vorhandener Berechnungsmodelle, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll, ist ihr Betrag, der neben den einzelnen Größen aus Beanspruchungskollektiv und Systemstruktur, insbesondere von dem aus deren Zusammenwirken bestimmten Reibungszustand abhängt, für die meisten Reibpaarungen experimentell zu ermitteln. Der qualitative Verlauf von μ als Funktion der für den Reibungszustand maßgeblichen Parameterkombination aus Schmierstoffviskosität η, Gleitgeschwindigkeit v und Flächenpressung p kann durch die Stribeck-Kurve in Abbildung 2.17 charakterisiert werden. Der Zustand der reinen Festkörperreibung (V) stellt sich nur im Vakuum zwischen metallisch reinen Kontaktflächen ein ($\mu \leq 100$). Liegt hingegen ein Umgebungsmedium vor, bewirken die sich ausbildenden Reaktionsschichten, in sauerstoffhaltiger Umgebung sind das Oxidschichten, eine Abnahme des Reibungskoeffizienten (IV). Dieser verringert sich weiter, wenn bei Anwesenheit eines Zwischenstoffs Schmierstoffadditive durch tribochemische Reaktionen zur Bildung zusätzlicher Adsorptionsschichten beitragen. Ihre Eigenschaften sind entscheidend für die Höhe von μ, da die Belastung während der Haft- und Grenzreibungszustände (III) ausschließlich über die Kontakte der äußeren Grenzflächen übertragen wird. Ausgehend von der Grenzreibung baut sich zwischen den Oberflächen mit steigender Relativgeschwindigkeit und reduzierter Normalkraft ein Schmierfilm mit zunehmender maximaler Dicke h_{Max} auf. Der sich dann einstellende Mischreibungszustand (II) ist geprägt von Grenzreibungstraganteilen kontaktierender Rauheitshügel und Traganteilen des Flüssigkeitsfilms. Letztere werden bei kontraformen Kontakten elastohydrodynamisch, mit wachsenden Werten von $\frac{v \cdot \eta}{p}$, konformen Kontakten und konvergenten Schmierspalten zunehmend hydrodynamisch erzeugt. Die Reibungszahl nimmt bis zur vollständigen Trennung der Oberflächen durch den Schmierstoff am Ausklinkpunkt auf ein Minimum ab. Darüber hinaus, im Bereich der Flüssigkeitsreibung, ist die Reibung im Hinblick auf die Struktur des

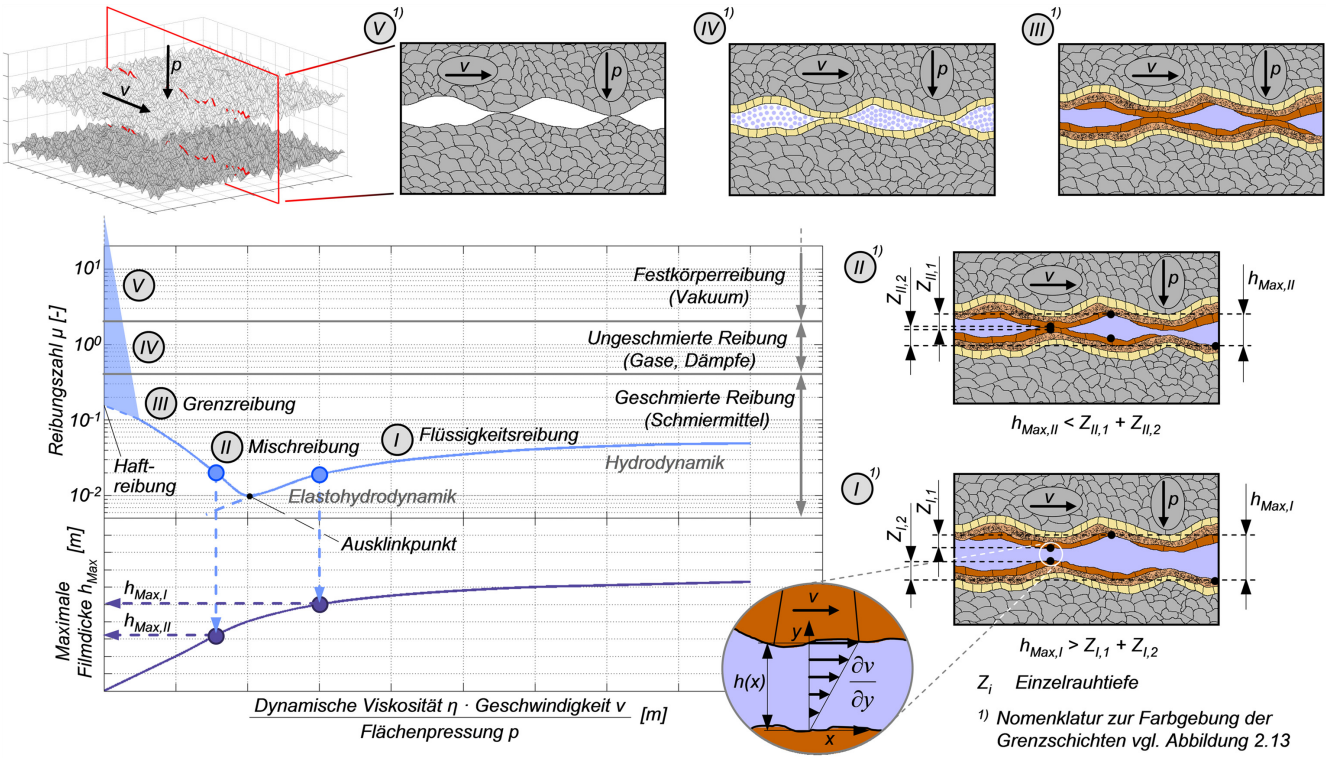


Abbildung 2.17: Im STRIBECK-Diagramm dargestellte Reibungs- und Schmierungszustände [ZG83]

Tribosystems allein von der inneren Reibung der Flüssigkeit, ihrer Viskosität, abhängig. Auf Grundlage von Gleichung (2.25) lässt sich μ hier für normalviskose Fluide und laminare Strömungszustände gemäß dem Schubspannungsansatz nach NEWTON berechnen. [MWJV07a] [ZG83] [CH03] [CBD+82] [Las02]

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} = \frac{\eta}{p} \cdot \left.\frac{\partial v}{\partial y}\right|_{y=h} \tag{2.26}$$

Die durch die beschriebenen Reibungszustände, Reibungsmechanismen und Reibungsarten in ihrer Höhe beeinflussten Reibungskräfte wirken im Gesamtsystem Kettentrieb augenscheinlich in den in Kapitel 2.1.4.1 aufgezeigten Kontaktstellen. Weiterhin laufen durch innere Dämpfungskräfte verursachte energiedissipative Prozesse bei elastischen und plastischen Werkstoffdeformationen von Kette, Kettenrad und Führungselementen infolge äußerer Kräfte und Stoßvorgänge ab. Auch im flüssigen Schmierstoff des Spannelements entstehen durch Kompressions- und Strömungsvorgänge in Ventilen und an Drosselstellen innere Reibungskräfte. Zusammen mit dem sekundären Effekt zumeist höherer Radial- und damit Reibungskräfte in den Lagerungen der Kettenradwellen tragen sie zur gesamten dem Kettengetriebe zuzurechnenden Reibung bei.

Es kann davon ausgegangen werden, dass deren hauptsächlicher Anteil auf die Kontakte ① bis ③ entfällt (vgl. Abbildung 2.12). Die Gründe dafür sind sowohl die hohe Anzahl der beteiligten Reibpaarungen als auch die von der Systemstruktur und dem Beanspruchungskollektiv bedingten ungünstigen Reibungszustände. Letztere sind insbesondere in den Kettengelenken vorzufinden. Ihre oszillierenden Gleitbewegungen und der hohe mittlere Flächendruck verhindern die volle Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilms, sodass auch nach Beendigung des Einlaufverschleißes, wenn zwischen Hülsen bzw. Laschen und Bolzen idealerweise Linienberührungen vorliegen, mit Mischreibungsverhältnissen zu rechnen ist. [Coe84] Aufgrund ähnlicher kinematischer und kinetischer Randbedingungen, verschlechterter Formeigenschaften zur Einlagerung von Schmierstoff sowie abermals kleinerer Berührflächen wird

die Belastung zwischen Hülsen- bzw. Zahnkettenglied und Kettenradflanke ebenfalls durch Festkörper- oder elastohydrodynamische Traganteile aufgenommen. Einen Sonderfall stellt die Rollenkette dar. Die wälzende Bewegung ihrer Rolle auf der Oberfläche der Zahnflanke sowie die Möglichkeit, Schmierstoff im Spalt zwischen Rolle und Hülse zu speichern, begünstigt eine Verringerung der Reibungszahlen. Im Vergleich mit diesen Kontaktstellen sind die hertzschen Pressungen zwischen den Laschenrücken und dem Führungselement in der Regel gering. Infolge der kontinuierlichen Relativbewegung wird der Aufbau eines tragenden Schmierfilms zumindest begünstigt, sodass die Annahme eines kleineren Reibungskoeffizienten berechtigt ist. Unter der Voraussetzung einer konstanten Antriebsdrehzahl ist ihr zeitlicher Anteil während des Umlaufs eines Kettenglieds, durch die in hochdynamischen Trieben nahezu lückenlose Führung der Kette, jedoch deutlich größer als die Dauer des gleichzeitigen Auftretens von Relativbewegung und Reibungskräften in den Kontakten ① und ② zu Beginn und am Ende des Kettenradeingriffs.

Um den Einfluss der unter der Wirkung der Reibungskraft zurückgelegten Strecke zu berücksichtigen und zu quantifizieren, wird die Reibungsarbeit als die zum Überwinden der Reibung notwendige Arbeit definiert. Gleichermaßen beschreibt die Reibleistung die zusätzlich zur angestrebten Nutzleistung aufzubringende Antriebsleistung. [DIN77] In Anlehnung an Vogelpohl kann die hier eingehende Reibungskraft F_R unter Beachtung von (2.25) und (2.26) durch die Überlagerung der aus den Festkörper- (Coulombsche Reibung) und Flüssigkeitstraganteilen (Newtonsche Reibung) resultierenden reibungszustandsabhängigen Kraftanteilen ermittelt werden. [CH03] [HSJ94]

$$W_R = F_R \cdot x = \underbrace{\left(\mu_{FK} \cdot \iint_{A_C} p dA\right.}_{\text{Coulombsche Reibungskraft}} + \underbrace{\left.\eta \cdot \iint_{A_N} \left.\frac{\partial v}{\partial y}\right|_{y=h} dA\right)}_{\text{Newtonsche Reibungskraft}} \cdot x \tag{2.27}$$

$$P_R = F_R \cdot v = \left(\overbrace{\mu_{FK} \cdot \underbrace{\iint_{A_C} p dA}_{I_C}} + \overbrace{\eta \cdot \underbrace{\iint_{A_N} \left.\frac{\partial v}{\partial y}\right|_{y=h} dA}_{I_N}}\right) \cdot v \tag{2.28}$$

Aufgrund der eingeschränkten experimentellen und theoretischen Zugänglichkeit der in (2.28) enthaltenen Größen ist die Berechnung des korrekten Betrags der Reibleistung häufig mit Unsicherheiten verbunden. Trotzdem stellt der Zusammenhang qualitativ richtig dar, auf welche Größen in welcher Art und Weise Einfluss genommen werden muss, um eine Verringerung der Verlustleistung zu erzielen. Infolge der systemimmanenten Wechselwirkungen korrelieren sie in realen tribologischen Systemen jedoch nicht ausschließlich mit **einer** Eigenschaft der Systemstruktur oder **einem** Parameter des Beanspruchungskollektivs. Auch wenn damit die isolierte Beeinflussung einer Größe aus (2.28) kaum möglich ist, lassen sich die angestrebten Auswirkungen einzelner Optimierungsmaßnahmen wie folgt eingrenzen.

- Geeignete Werkstoffe für Grund- und Gegenkörper erlauben eine gezielte Beeinflussung der sich in lokalen Festkörperkontakten einstellenden Reibungszahl μ_{FK}, da ihre **Stoffeigenschaften** die Bildung von Reaktionsschichten sowie die im Grenz- und Mischreibungsgebiet vorherrschenden Reibungsmechanismen bestimmen.

- Ebenso maßgebend für die Reibungsmechanismen bei partiellen Festkörperkontakten und damit für den Reibungskoeffizienten μ_{FK} sind die mikroskopischen **Formeigenschaften** von Grund- und Gegenkörper, z. B. R_Z- oder R_a-Werte. Ferner ermöglicht es die makroskopische Formgebung, den Aufbau hydrodynamischer Traganteile gezielt zu fördern und damit das Verhältnis von Coulombscher zu Newtonscher Reibungskraft, repräsentiert durch den Quotienten der Flächenintegrale I_C und I_N, zu reduzieren.

- In Bezug auf den **Zwischenstoff** bieten die Menge des Schmierstoffs, dessen Stoffeigenschaften sowie das eingesetzte Schmierverfahren Möglichkeiten, die Ausbildung von Reaktionsschichten und die

hydrodynamische Kraftübertragung zu unterstützen. Sie wirken sich in (2.28) auf die Reibungszahl μ_{FK}, die Viskosität η und das Verhältnis von I_C zu I_N aus.

- Die Reibleistung ist nach (2.28) a priori proportional zur Relativgeschwindigkeit v. Davon abgesehen bestimmt das Verhältnis der Relativgeschwindigkeit zur Normalkraft F_N den vorliegenden Reibungszustand, in Abhängigkeit dessen die Reibleistung entweder von v oder F_N dominiert wird. Im Bereich der Grenzreibung, wenn diskrete Festkörperkontakte die von außen aufgebrachte Normalkraft F_N vollständig übertragen, kann von einer Proportionalität zwischen P_R und F_N ausgegangen werden. Mit zunehmendem hydrodynamischen Traganteil (I_N) und abnehmendem Anteil der Coulombschen Reibungskraft (I_C) an F_R sinkt auch die Abhängigkeit der Reibleistung von F_N. Folglich wächst der Anteil der Newtonschen Reibungskraft an F_R und damit der Einfluss des Geschwindigkeitsgradienten $\left.\frac{\partial v}{\partial y}\right|_{y=h}$. Dessen ausgeprägte Korrelation mit der Relativgeschwindigkeit der kontaktierenden Oberflächen bedingt hier eine überproportionale Entwicklung von P_R über v. Während diese separate Betrachtung von Coulombscher und Newtonscher Reibungskraft den Einfluss des Bewegungsablaufs bereits weitestgehend berücksichtigt, gehen die verbleibenden Größen des **Beanspruchungskollektivs**, die Bewegungsart und die Temperatur im Kontaktbereich, in μ_{FK} und η ein.

Geht man davon aus, dass die Reibungsprozesse in den Kontakten ① bis ③ vorwiegend durch Mischreibungszustände geprägt sind, existieren zwei grundlegende Vorgehensweisen, die Verlustleistung in Kettentrieben zu reduzieren. Die in Forschungsarbeiten nachgewiesenen Einflüsse von Materialwahl, Schmierverfahren [Sch67] [Coe84], Oberflächenbehandlung und -beschichtung [Bau71] [DOR83] [Paw90] [Kra97] auf das Verschleißverhalten von Kettengelenken lassen unter Einbeziehung der dargelegten theoretischen Zusammenhänge zwischen Verschleiß- und Reibungsprozessen die Annahme zu, dass mit diesen Maßnahmen auch μ_{FK} bewusst reduziert werden kann. [CBD+82] [Dre91] Daneben finden sich alternative Ansatzpunkte im Belastungskollektiv der einzelnen Kontaktstellen. Zwar sind Bewegungsablauf und -form nach Abbildung 2.15 weitgehend vorgegeben, die Normalkräfte und Relativgeschwindigkeiten bleiben aufgrund ihrer Abhängigkeiten von den Betriebsbedingungen und den geometrischen Größen eines Kettentriebs (vgl. Abbildung 2.10) einer Beeinflussung zugänglich. Demnach ist eine umfassende Verringerung der Verlustleistung, speziell in hochdynamischen Getrieben, wie sie insbesondere in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren vorkommen, auch ganz wesentlich an die konstruktive und dynamische Auslegung des Kettentriebs geknüpft.

2.2 Zugmitteltriebe im schnelllaufenden Verbrennungsmotor

2.2.1 Geschichtlicher Rückblick

Die intermittierende Arbeitsweise und der offene Kreislauf des Arbeitsmittels machen bei Viertakt-Hubkolbenmotoren eine externe Steuerung des Ladungswechsels, die Gleitlagerungen im Triebwerk eine ausreichende Schmierung und Wärmeabfuhr erforderlich. Von wenigen Ausnahmen abgesehen, übernehmen seit jeher Nockenwellen mit der Betätigung der Ein- und Auslassventile sowie Zahnrad- oder Flügelzellenpumpen mit dem Sicherstellen der Druckumlaufschmierung diese für die Funktion der Verbrennungskraftmaschine unabdingbaren Aufgaben. Die zum Antrieb notwendige mechanische Leistung wird in beiden Fällen im Verbrennungsprozess gewonnen und an der Kurbelwelle abgegriffen.

Kurbelwellennahe Ölpumpen und untenliegende Nockenwellen, wie sie in früheren und noch heute in US-amerikanischen Fahrzeugmotoren vorzufinden sind, erlauben die Realisierung des Antriebs über eine einfache Zahnradstufe oder einen kurzen Kettentrieb. Die Lage der Nockenwelle unterhalb der Trennfläche zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf ermöglicht dabei, in Abhängigkeit von der Ausrichtung der Ventile, zwei prinzipielle Ventilbetätigungsmechanismen. Stehende Ventile lassen sich über

einen Stößel direkt antreiben. Aufgrund der damit verbundenen zerklüfteten Brennraumform, die zu hohen HC-Emissionen führt, spielen sie in heutigen schnelllaufenden Verbrennungsmotoren jedoch keine Rolle mehr. [Pis01a] Sie wurden durch hängende Ventile substituiert, die eine verbrennungsoptimale Gestaltung des Brennraums zulassen. Als nachteilig erweisen sich die bei dieser Ausführungsform unerlässlichen langen Schubstangen und Kipphebel, die Zunahmen von ungleichförmig bewegter Masse und Ventiltriebselastizitäten verursachen. Die Folgen sind dynamische Lastspitzen, die eine exakte Steuerung der Ventile bei hohen Drehzahlen verhindern. Um eine drehzahlbedingte Beschränkung der Motorleistung zu umgehen, wurde(n) die Nockenwelle(n) sukzessiv in den Zylinderkopf verlagert. In Europa und Asien, insbesondere in Japan, stellen obenliegende Nockenwellen mittlerweile den Stand der Technik dar. [RIH+03]

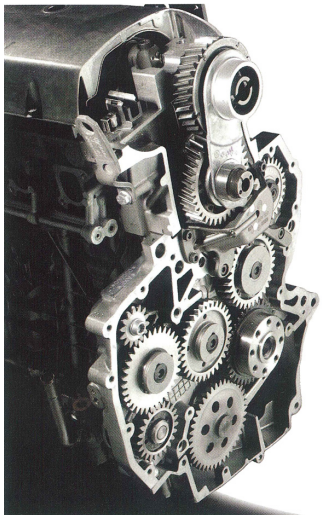


Abbildung 2.18: Rädertrieb [HBN+04]

Die mit dieser Tendenz einhergehenden vergrößerten Achsabstände von Kurbel- und Nockenwellen haben Weiterentwicklungen der in Verbrennungsmotoren eingesetzten mechanischen Antriebselemente nach sich gezogen. Eine Lösung stellen Königswellen dar, die häufig in Motorrad- und Hochleistungsmotoren der 30-er Jahre Anwendung fanden. Dabei erfolgt die Drehmomentübertragung von der Kurbel- auf die Nockenwellen über zwei Kegelradpaare mit dazwischenliegender Welle. Die komplexe Fertigung und Justierung der Kegelräder sowie die geringe Steifigkeit standen ihrer weiteren Verbreitung entgegen. [BFLN05] [Hös05]

Daneben machten sich konventionelle Motoren der frühen Jahre auch das Stirnradgetriebe zunutze. Heute bedient man sich mehrstufiger Rädertriebe vorwiegend im Bereich der LKW- und Großdieselmotoren. Ein Beispiel aus der jüngeren Vergangenheit sind die im Jahr 2003 debütierten R5- und V10-Dieselaggregate von VW. Vor dem Entwicklungsziel einer geringen Motorbaulänge wurde hier auf einen Stirnradsatz zurückgegriffen, der es durch entsprechende Anordnung der Nebenaggregate erlaubt, sowohl Nockenwellen und Ölpumpe als auch Generator, Klimakompressor sowie Wasser- und Lenkhilfepumpe in einer Ebene anzutreiben (vgl. Abbildung 2.18). Der Vorteil der Übertragung hoher Drehmomente, wie sie primär von Pumpe-Düse-Systemen ausgehen, wird durch den gegenwärtigen Trend zur Common-Rail-Technologie relativiert. Vor dem Hintergrund akustischer Nachteile infolge von Zahnflankenspiel, denen mit konstruktiv aufwendigen, verspannten Zahnradstufen zu begegnen ist, kann davon ausgegangen werden, dass mehrstufige Stirnradtriebe auch in Zukunft eine Nischenlösung bleiben werden. [HBN+04] [Hös05]

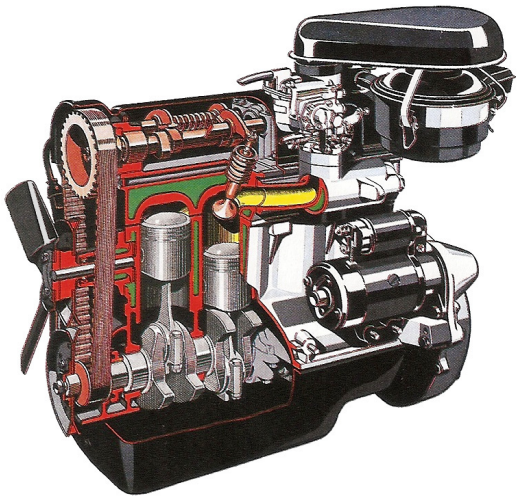


Abbildung 2.19: Vierzylinder-Glas-Motor von 1961 [KM04]

Im Jahr 1961 gelang es dem Automobilhersteller Glas zusammen mit dem Riemenfabrikant Continental, einen Zahnriemen aus Polyurethan mit eingebetteten Stahlzugkörpern zur Serienreife zu bringen. Nach seinem Debüt im Vierzylinder-Glas-Motor (vgl. Abbildung 2.19) haben weitere Entwicklungsfortschritte in der Elastomerherstellung mit Cord- und Armierungsgeweben sowie hochfeste, biegewillige Glasfaserzugstränge dem Zahnriemen in den 70-er und 80-er Jahren zum Durchbruch verholfen, währenddessen er zeitweise selbst in Motoren der höchsten Leistungsklassen zu finden

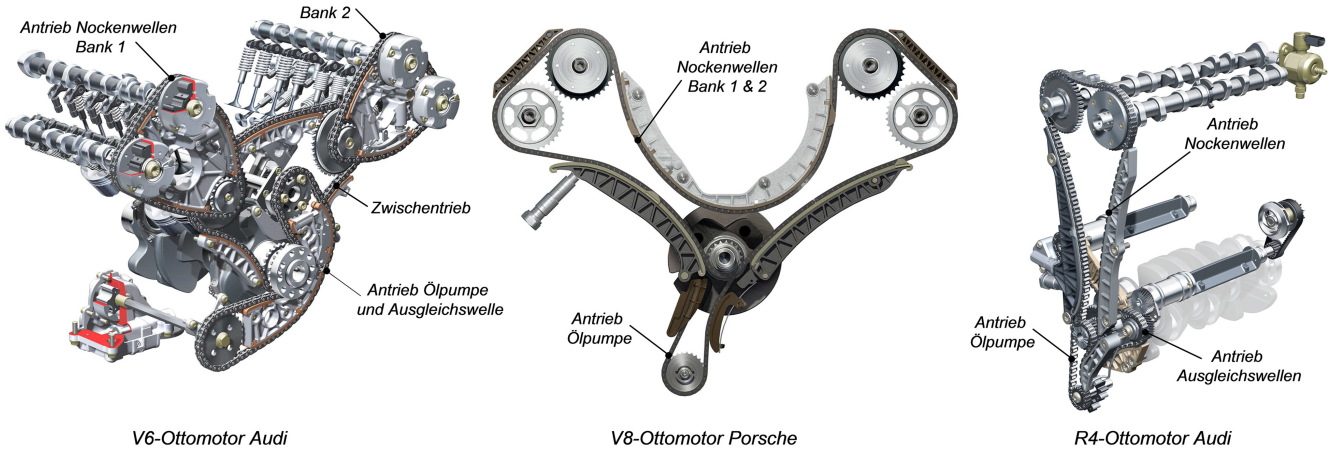


Abbildung 2.20: Beispiele ausgeführter verbrennungsmotorischer Kettentriebe [Sch06]

war. Durch seinen geringen baulichen Aufwand konnte er im Jahr 2001 in Europa einen Marktanteil von etwa 75 % erreichen. [AFMN01] [FH01] [KM04] [Hös05]

Trotz des Erfolgs des Zahnriemens wurde in den Massenmotoren der vergangenen Jahre wieder vermehrt auf das Antriebselement der Stahlgelenkkette zurückgegriffen (vgl. Abbildung 1.3), die den Verbrennungsmotor bereits seit Beginn des letzten Jahrhunderts in seiner mehr als 130-jährigen Entwicklungsgeschichte begleitet. Während sich auf dem europäischen Markt, nicht zuletzt wegen des hohen Anteils an Dieselmotoren, in erster Linie Rollen- und Hülsenketten durchgesetzt haben, ist in den USA und Japan die Zahnkette traditionell stärker vertreten. [FH01] Die Auswahl der Kettenart sowie die geometrische Gestaltung des Kettentriebs, wie sie in Abbildung 2.20 anhand von einem Reihen- und zwei V-Motoren exemplarisch dargestellt ist, hängen stark vom Schwerpunkt der jeweiligen Motorentwicklung ab.

2.2.2 Anforderungen an verbrennungsmotorische Zugmitteltriebe und aktuelle Entwicklungsschwerpunkte

Die Entwicklungsschwerpunkte aktueller Viertakt-Hubkolbenmotoren orientieren sich in erster Linie an den Anforderungen seitens der Kunden und des Gesetzgebers hinsichtlich der Erhöhung von Fahrkomfort und Fahrdynamik sowie der simultanen Verringerung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen (vgl. Abbildung 1.1). Obgleich in den letzten Jahren zahlreiche Veröffentlichungen darauf aufmerksam gemacht haben, dass eine elektromechanische Betätigung der Ein- und Auslassventile neben etwaigen akustischen Vorteilen das Potenzial zur vollständigen Vermeidung der ottomotorischen Drosselverluste und damit einer deutlichen Verbrauchsreduktion birgt, ist es bisher zu keiner Anwendung in Serienmotoren gekommen. Die Gründe liegen unter anderem in den höheren Kosten, der hohen elektrischen Leistungsaufnahme sowie den Innovationen im Bereich der herkömmlichen Ventiltriebssysteme, die infolge ihrer Erweiterung um mechatronische Komponenten sowohl Phasenverstellungen [KPH07] als auch Ventilhubvariationen [FHL$^+$01] [LKPM01] [FGK$^+$06] zulassen. [SKSE00] [SKSE01] [Sch07a] Es ist daher davon auszugehen, dass im Bereich der Viertakt-Verbrennungsmotoren die Ventilsteuerung durch Nockenwellen noch über Jahre hinweg Bestand haben wird [Hös05].

Dementsprechend verbleibt auch der mechanische Antrieb von Nocken- und Ausgleichswellen, der heute meist über formschlüssige Zugmittel wie Zahnriemen, Hülsen-, Rollen- oder Zahnketten erfolgt. Stirnradgetriebe kommen, wie bereits im vorhergehenden Kapitel erwähnt, von wenigen Ausnahmen abgesehen nur zur Drehrichtungsumkehr von Ausgleichswellen oder bei kleinen Achsabständen, wie sie z. B. zwischen zwei Nockenwellen vorliegen, zum Einsatz. [BFLN05] Eine uneingeschränkt allgemeingültige Bewertung

von Zahnriemen- und Kettentrieben ist quantitativ, teilweise auch qualitativ nur in Bezug auf wenige Vergleichskriterien möglich. Zu eng sind ihre Eigenschaften mit der jeweiligen konstruktiven Ausführung verknüpft. Selbst ein Vergleich auf Basis der gleichen Triebgeometrie ist aufgrund des Einflusses der dynamischen Auslegung mit größter Sorgfalt zu bewerten. Darüber hinaus stellt ein derartiger Vergleich grundsätzlich nur eine Momentaufnahme dar, da die raschen Weiterentwicklungen fortlaufende Verbesserungen beider Zugmittel bewirken. Unter Beachtung dieser Restriktionen zeigt Abbildung 2.21 eine Gegenüberstellung, in die neben persönlichen Erfahrungen des Autors, unabhängigen Arbeiten, gleichwohl Veröffentlichungen von Ketten- und Zahnriemenherstellern eingeflossen sind. Die Auswahl der Vergleichskriterien versucht dabei vorwiegend diejenigen zugmittelspezifischen Merkmale zu berücksichtigen, deren Bewertung für eine Vielzahl von Anwendungsfällen Gültigkeit besitzt. Sie lassen sich leicht aus den an verbrennungsmotorische Zugmittel gestellten Anforderungen ableiten.

Das Erreichen der eingangs formulierten Ziele geht vielfach mit zunehmenden thermischen und mechanischen Belastungen der einzelnen Komponenten und Baugruppen im Verbrennungsmotor, einschließlich der Zugmittel, einher. Hohe Einspritzdrücke, insbesondere bei Dieselmotoren, Variabilitäten von Ventilsteuerzeit und Ventilhub sowie Rollenabgriffe im Ventiltrieb führen hier zu erhöhten kinetischen Anregungen. Hinzu kommen zunehmende Verbrennungsspitzendrücke und wachsende kinematische Anregungen an der Kurbelwelle direkteinspritzender Ottomotoren. [HBW06] Die unmittelbare Folge ist der Anstieg schwellender Kraftamplituden im Zugmittel, der sich in wachsenden Anforderungen an deren Bruch- und Dauerfestigkeit äußert. Trotz der größeren dynamischen Belastungen besteht nach wie vor der Wunsch nach der Wartungsfreiheit des Getriebes während der gesamten Motorlebensdauer, die sich seit den 1980-er Jahren von 100 000 auf 240 000 km mehr als verdoppelt hat. [Sch05] Obwohl die Zahnriemenhersteller ihre Zugmittel nach eigenen Angaben auf mittlerweile 240 000 bis 300 000 km auslegen und validieren, sehen die Automobilhersteller nach wie vor Wechselintervalle, je nach Absatzmarkt zwischen 90 000 und 180 000 km, vor. [Sch07b] Ein Grund dafür ist sicherlich auch, dass Defekte am Zahnriemen meist ohne Vorankündigung auftreten und Motorschäden nach sich ziehen, während übermäßig gelängte Ketten vor dem Versagen zu akustischen Auffälligkeiten neigen. Ursächlich für Schädigungen am Zugmittel können, neben den dynamischen Belastungen, hohe Wärmeeinträge, Temperaturgradienten oder Bestandteile von Umgebungsmedien sein. Letztere spielen nicht nur bei Zahnriementrieben eine Rolle, wenn ihre Abdeckungen zur Frischluftzirkulation den Eintritt von Staub und Wasser zulassen. [BFLN05] Ebenso besteht für Kettentriebe die Gefahr, dass Rußbestandteile aus der ottomotorischen Verbrennung über den Schmierstoff in das Gelenk gelangen und hier erhöhten Verschleiß hervorrufen [Ant08].

Handelt es sich bei den Abtriebswellen um Nockenwellen, bedingt die verschleißbedingte Längung der Kette (über Motorlebensdauer ca. 0,5 %) eine Verschiebung der Ventilöffnungszeiten, der eine Verschlechterung des Gaswechselprozesses und damit eine Erhöhung einzelner Bestandteile der Abgasrohemissionen inhärent sind. [KF06] Zwar ist ein Zahnriementrieb in der Lage, die dauerhafte Steuerzeitenkonstanz in engeren Grenzen zu gewährleisten (nach 150 000 km ca. 0,1 %), seine geringere Längssteifigkeit kann jedoch durch oszillierende Relativverdrehungen zwischen Kurbel- und Nockenwelle verursachte, größere dynamische Steuerzeitenabweichungen begünstigen. [Arn95] [BFLN05] [Sch07b] Als vorteilhaft erweist sich hingegen der höhere Dämpfungswert des Elastomerwerkstoffs. Transversalschwingungen bilden sich weniger stark aus, sodass zum einen keine durchgängige Unterstützung des Riemens in den freien Trumen, zum anderen in der Regel keine hydraulische Dämpfung im Spannelement vorzusehen ist. Der konstruktive Minderaufwand infolge der Unabhängigkeit vom Druckölkreislauf wird aber durch den bei gleicher Bruchfestigkeit größeren axialen und radialen Bauraumbedarf relativiert, sofern die Gestaltung des Riementriebs nicht den Entfall einer zusätzlichen Kettenspur erlaubt.

Besonderes Augenmerk wurde und wird von den Automobilherstellern auf die Körper- und Luftschallanregungen gelegt, die von den Getrieben ausgehen. Vor allem die tonalen Anteile aus dem kettentriebsspezifischen Polygoneffekt können von Fahrzeuginsassen als unangenehm empfunden werden, wenn ein

Bewertungskriterien		Zahnriementrieb	Kettentriebe
Ausfallsicherheit		−	o
Übertragbare Kraft (p, b_{ges} = konstant)		−	+
Wartungsfreiheit		−	+
Längung		+	−
Beständigkeit gegenüber Umgebungsmedien		o	o
Temperaturbeständigkeit		o	+
Konstanz der Steuerzeiten	über Lebensdauer	+	−
	dynamisch	o	+
Dämpfungsverhalten des Zugmittels		+	−
Unabhängigkeit vom Druckölkreislauf		+ [1)]	o
Unabhängigkeit von der Schmierung		+ [1)]	−
Bauraum	radiale Ausdehnung	o	+
	axiale Ausdehnung	−	+
Akustische Eigenschaften		+	−
Verlustleistung		+	o
Recyclingfähigkeit		−	+

Kettentriebe			
Bewertungskriterien	Hülsen-kette	Rollen-kette	Zahn-kette
Übertragbare Kraft (p, b_{ges} = konstant)	o	−	+
Wartungsfreiheit	+	o	o
Längung	+	o	−
Akustische Eigenschaften	−	o	+
Gleichmäßige Längung	−	−	+
Rückenseitiger Antrieb	+	+	o
Gewicht	+	o	−
Kosten	o	−	o

1) bei Verwendung von Spann- und Umlenkrollen

+ ⊕ Kriterium gut erfüllt o ⊙ Kriterium akzeptabel erfüllt − ⊖ Schwachpunkt

Abbildung 2.21: Gegenüberstellung von Zahnriemen- und Kettentrieben [Arn95] [Bec98] [BFLN05] [Sch07b]

Maskieren durch das breitbandige Geräusch des Motors nicht stattfindet. [Sch06] Über den akustischen Vorteil des Zahnriemens hinaus, stufen Veröffentlichungen von Herstellern beider Zugmittel die vom Zahnriementrieb verursachte Verlustleistung als geringer ein. [BFLN05] [KF06] War dieses Kriterium in der Vergangenheit nur von untergeordneter Bedeutung, spielt es vor dem Hintergrund einer verpflichtenden CO_2-Reduzierung in der Europäischen Union für aktuelle Aggregateentwicklungen eine entscheidende Rolle.

Daher zeigen auch erst die derzeitigen Entwicklungstendenzen im Bereich der Zugmitteltriebe diesbezüglich eine wachsende Sensibilisierung. Reibgedämpfte oder autarke Spannelemente für Kettentriebe sowie in ölhaltiger Umgebung eingesetzte Zahnriemen als Substitutionslösung für Kettentriebe [Sch07b] sind erste Schritte, die zu Verbesserungen des mechanischen Wirkungsgrads beitragen sollen. Ansonsten setzen die Weiterentwicklungen der letzten Jahre an den Schwachpunkten des jeweiligen Übertragungselements an, wobei eine Konzentration auf das dynamische und akustische Verhalten sowie die Lebensdauer erkennbar ist. Abgesehen von werkstoff- und bearbeitungstechnischen Fortschritten, die hier nicht weiter vertieft werden sollen, umfassen sie unrunde Ketten- und Riemenräder zur Kompensation externer Anregungen [HBW06], Ketten ohne Polygoneffekt [KS04] sowie Fliehringe und gummierte Kettenräder zur Reduzierung des Aufschlaggeräusches [BB03]. Eine Verknüpfung derselben mit gleichzeitig geringer Kettenlängung bietet eine Kombination aus Hülsen- und Zahnkette, deren einzelne Glieder aus Zahnlaschen aufgebaut und über verschleißarme Hülsenkettengelenke miteinander verbunden sind. [HBW06]

Natürlich hängt die Entscheidung, welches Antriebskonzept in einem Verbrennungsmotor Anwendung findet, ebenfalls von wirtschaftlichen Gesichtpunkten und nicht zuletzt von der Philosophie und den Präferenzen der Automobilmarken ab, weshalb der vorausgegangene Vergleich grundsätzlich nicht dem

Anspruch auf Vollständigkeit genügen kann. Offensichtlich ist durch das bereits Gesagte aber auch, dass die einzelnen Beurteilungskriterien explizit für jeden Anwendungsfall durch Berechnungen und Messungen zu quantifizieren und zu bewerten sind.

2.3 Experimentelle Auslegung verbrennungsmotorischer Kettentriebe

2.3.1 Erfassung kettentriebsdynamischer Größen

Der fortgeschrittene Detaillierungsgrad der Mehrkörpersimulationsprogramme erlaubt inzwischen fundierte Aussagen bezüglich der zu erwartenden Kettentriebsdynamik. Ein vollständiger Verzicht auf Messungen ist und wird auch in Zukunft nicht möglich sein, da die hohe Modellierungsgenauigkeit Eingabeparameter verlangt, die einer Berechnung oder Messung bestenfalls eingeschränkt zugänglich sind und für deren Einstellung demnach ein fortlaufender Abgleich zwischen Simulationsergebnissen und kettentriebsdynamischen Messgrößen obligatorisch ist. [DR99] [Hös05] Diese orientieren sich historisch bedingt an den maßgebenden Auslegungskriterien verbrennungsmotorischer Kettentriebe, namentlich den Drehungleichförmigkeiten der abtreibenden Kettenradwellen sowie den wirksamen Kettenkräften.

2.3.1.1 Kraftmessung

Die Aufzeichnung der Kettenlängskraft kann direkt oder indirekt erfolgen. Das direkte Messverfahren arbeitet ausnahmslos mit Dehnungsmessstreifen, die, wie in den Arbeiten von Müller et al. [MHK+83] und Weber et al. [WHS98] beschrieben, auf den Seitenflächen geschwächter Kettenlaschen appliziert werden. Sowohl die Einspeisung der Versorgungsspannung als auch die Übertragung des zur Dehnung der Laschen proportionalen Messsignals übernimmt dabei ein Telemetriesystem. Dass ein derartiger Messaufbau eine qualitativ und quantitativ exakte Ermittlung der Kettenkräfte ermöglicht, belegt Kell [Kel99] anhand eines Vergleichs mit Berechnungsergebnissen. Als nachteilig erweisen sich jedoch die aufwendige Mess- und Signalübertragungstechnik sowie der Platzbedarf der Messwertaufnehmer, der ein Anbringen an Ketten mit kleinerer Teilung verhindert.

Demgegenüber bietet das indirekte Messverfahren die Möglichkeit, die Kräfte von Ketten beliebiger Abmessungen mit vergleichsweise geringem Aufwand zu erfassen. Die mechanische Eingangsgröße ist hier die zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements wirksame Kraft. Sie lässt sich mithilfe eines Übersetzungsverhältnisses, in das die Geometrie der Spannschiene und ihre aktuelle rotatorische Lage eingehen, unter Vernachlässigung der Reibungskraft im Lasche-Schienen-Kontakt in eine Lostrum-Kettenkraft überführen (vgl. Abbildung 4.5). Zur Aufnahme der Kraft eignen sich Sensoren mit DMS-Applikation und piezoelektrische Sensoren. Letztere weisen eine geringe Temperaturabhängigkeit auf und erlauben aufgrund ihrer hohen Steifigkeit eine nur geringe Rückwirkung auf das dynamische Systemverhalten. Es ist aber zu beachten, dass nicht vermeidbare Leckströme innerhalb der Messstrecke echte statische Messungen nicht zulassen. [Ulb06] Die Größe der Nullpunktdrift und damit die Aussagekraft quasistatischer Messungen wird von den Isolationswiderständen und der Eingangsimpedanz des nachgeschalteten Ladungsverstärkers bestimmt. [MEG+90] Unabhängig von der eingesetzten Sensorart muss für die Umrechnung in eine Kettenlängskraft die Position der Spannschiene zu jedem Zeitpunkt bekannt sein.

2.3.1.2 Wegmessung

Abgesehen von Ultraschallsensoren basieren Messwertaufnehmer, die eine berührungslose Abstandsmessung gestatten, in erster Linie auf induktiven, kapazitiven oder optischen Wirkprinzipien. Die beiden Letztgenannten eignen sich wegen ihrer Empfindlichkeit gegenüber Öl und Wasser nur sehr bedingt für

Anwendungen in Verbrennungsmotoren. [Roh66] Hingegen lassen sich als Linear-Differenzialtransformatoren ausgeführte induktive Sensoren von derartigen Umgebungsmedien nicht beeinflussen. Das Gleiche trifft für Wirbelstromsensoren zu, die auch infolge hoher Grenzfrequenzen sowie geringem Bauraumbedarf für die Erfassung mechanischer Schwingungen in Kettentrieben prädestiniert sind. Da die Induktion der Wirbelströme hier direkt im Messobjekt erfolgt, ist zum Erreichen hoher absoluter Messgenauigkeiten eine Kalibrierung mit dem Messobjekt unerlässlich. In Kombination mit einer sensorinternen Temperaturerfassung und nachgeschalteter elektronischer Kompensation können Verschiebungen metallischer Oberflächen unabhängig von Temperaturänderungen mit großer Präzision ermittelt werden. [MEG+90]

2.3.1.3 Drehzahlmessung

Die Amplituden der Winkelgeschwindigkeitsschwankungen von an- und abtreibender Kettenradwelle sowie deren Phasenlage zueinander bestimmen die maximale Relativverdrehung der beiden Wellen. Sie wird im Folgenden als Verdrehwinkelamplitude bezeichnet, die sich unter der vereinfachenden Annahme periodischer Drehschwingungen entsprechend den nachstehenden Zusammenhängen ableiten lässt.

Winkelposition:
$$\varphi_{\sum}(t) = \int_0^t \underbrace{\omega_0 + \sum_{j=1}^{\infty} \widehat{\omega}_j \cdot \cos\left(j \cdot \omega_0 \cdot \bar{t} + \gamma_j\right)}_{\omega(t)} d\bar{t} \tag{2.29}$$

Schwingwinkel:
$$\varphi_{\sum,SW}(t) = \int_0^t \sum_{j=1}^{\infty} \widehat{\omega}_j \cdot \cos\left(j \cdot \omega_0 \cdot \bar{t} + \gamma_j\right) d\bar{t} \tag{2.30}$$

Schwingwinkelamplitude:
$$\widehat{\varphi}_{\sum,SW} = \frac{1}{2}\left(\check{\varphi}_{\sum,SW,Max(t)} - \check{\varphi}_{\sum,SW,Min(t)}\right) \tag{2.31}$$

Verdrehwinkel:
$$\varphi_{\sum,VW}(t) = \varphi_{\sum,An}(t) - \frac{z_{Ab}}{z_{An}} \cdot \varphi_{\sum,Ab}(t) \tag{2.32}$$

Verdrehwinkelamplitude:
$$\widehat{\varphi}_{\sum,VW} = \frac{1}{2}\left(\check{\varphi}_{\sum,VW,Max(t)} - \check{\varphi}_{\sum,VW,Min(t)}\right) \tag{2.33}$$

Die Winkelgeschwindigkeit bildet den Ausgangspunkt der Berechnung. Sie kann durch eine FOURIER-Reihe in einen arithmetischen Mittelwert und oszillierende Anteile, die den Schwingwinkel charakterisieren, aufgeteilt werden. Deren Frequenzen sind im Fall parametererregter Drehschwingungen proportional zur Frequenz der Anregung. Da in verbrennungsmotorischen Kettentrieben üblicherweise Drehschwingungen bis zur 6. Motorordnung interessieren, muss gemäß dem Abtasttheorem von SHANNON ein aktualisierter Messwert mindestens zwölf Mal pro Wellenumdrehung vorliegen. [Ulb06]

Dieser Anforderung genügen Messketten mit Feldplattensensoren, welche sich das Kettenrad der zu analysierenden Welle als Geberrad zunutze machen. Der stetige Wechsel zwischen Zahn und Zahnlücke bewirkt oszillierende Änderungen der magnetischen Flussdichte und damit des ohmschen Widerstands der Feldplatte. Eine dem Sensor nachgeschaltete Elektronik wandelt das bei gleichförmiger Bewegung annäherungsweise sinusförmige, analoge Ausgangssignal in ein digitales Rechtecksignal um und ermittelt die Periodendauer für eine Schwingung bzw. ein Inkrement, die sich leicht mit der Winkelgeschwindigkeit in Beziehung setzen lässt. Neben einer ausreichenden zeitlichen Auflösung weisen magnetoelektrische Messwertaufnehmer nicht zuletzt infolge enger Fertigungstoleranzen der Verzahnungskonturen geringe Messunsicherheiten auf und sind überdies weitgehend unempfindlich gegenüber Temperaturgradienten und Umgebungsmedien. [Imd97] Besteht die Möglichkeit, den Messwertaufnehmer außerhalb des Motors zu platzieren, eignen sich zur hochauflösenden Drehzahlmessung auch optoelektronische Sensoren. Das Funktionsprinzip dieser inkrementalen Drehgeber beruht auf dem Erfassen von Lichtimpulsen, die von einer Scheibe mit äquidistanter Strichkodierung ausgehen und wie beschrieben elektronisch in eine Drehzahl überführt werden. [Ulb06]

2.3.2 Verfahren zur Erfassung der Verlustleistung im Verbrennungsmotor

Wie bereits in Abbildung 1.2 aufgezeigt, steht nur der durch den effektiven Wirkungsgrad gekennzeichnete Teil der zugeführten Brennstoffleistung als nutzbare Leistung an der Abtriebswelle des Verbrennungsmotors zur Verfügung.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} \tag{2.34}$$

Dementsprechend gehen in η_e sämtliche Verluste der Verbrennungskraftmaschine ein, die über die Reibleistung hinaus die unvollständige Umsetzung des Brennstoffs, den thermischen Wirkungsgrad sowie die Ladungswechselarbeit berücksichtigen. Eine allein auf das Reibungsverhalten fokussierte Beurteilung erlaubt neben dem Betrag der Reibleistung der mechanische Wirkungsgrad η_m, der die Reibleistung auf die indizierte Leistung des Verbrennungsmotors bezieht.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_R}{P_i} \tag{2.35}$$

Eine unmittelbare messtechnische Erfassung der einzelnen Leistungsarten aus (2.34) und (2.35) ist nicht möglich. Sie lassen sich jedoch gemäß (2.36) durch die einer Messung zugänglichen Größen Reibmoment M_R, effektives Motordrehmoment M_e und indizierter Mitteldruck p_{mi} ersetzen.

$$\eta_m = \frac{M_e}{p_{mi}} \cdot \frac{2\pi \cdot z}{V_H} = 1 - \frac{M_R}{p_{mi}} \cdot \frac{2\pi \cdot z}{V_H} \tag{2.36}$$

Um das Reibungsverhalten von Motoren mit unterschiedlichen Hubräumen vergleichen zu können, wird vorzugsweise der Reibmitteldruck p_{mr} herangezogen. Er ist als die auf das Hubvolumen bezogene Arbeit zu interpretieren, die zur Überwindung der Reibungsverluste des Motors erforderlich ist. [Wac07] Analog zur Reibleistung handelt es sich auch beim Reibmitteldruck um keine im Motor real erfassbare Messgröße. Er berechnet sich nach (2.37) entweder über die Differenz aus indiziertem und effektiven Mitteldruck oder über das Reibmoment.

$$p_{mr} = p_{mi} - \underbrace{M_e \cdot \frac{2\pi \cdot z}{V_H}}_{p_{me}} = M_R \cdot \frac{2\pi \cdot z}{V_H} \tag{2.37}$$

Abgesehen von Sondermessmethoden wie der Kalorimetrie [Imd97] oder Messeinrichtungen zur Bestimmung der Reibung zwischen Kolben und Zylinder [GKM02], die über Temperaturen oder Kräfte auf die Reibleistung schließen, liegen den gebräuchlichsten Messverfahren zumeist das Reibmoment, das effektive Motordrehmoment oder der indizierte Mitteldruck zugrunde. Ihre prinzipiellen Funktionsweisen sind in Anlehnung an van Basshuysen und Schäfer [BS02] im Folgenden beschrieben.

- Der **Indiziermethode** dienen als Eingangsgrößen zum einen das Drehmoment an der Abtriebswelle des Motors, zum anderen die Zylinderinnendrücke, die, über einem Arbeitsspiel integriert und auf das Hubvolumen bezogen, den indizierten Mitteldruck ergeben. Damit ermöglicht diese Messmethode die Bestimmung der mechanischen Reibleistung und des mechanischen Wirkungsgrads für frei wählbare Drehzahlen und Motorlastzustände.

- Die Reibungsermittlung auf Basis einer **Willans-Linie** erfordert die Aufzeichnung des Kraftstoffvolumenstroms sowie des effektiven Motordrehmoments. Für die zu untersuchende Motordrehzahl wird der Kraftstoffverbrauch auf der Ordinate über dem effektiven Mitteldruck aufgetragen. Aus der linearen Extrapolation der Verbrauchswerte bis zum Kraftstoffverbrauch Null resultiert ein Schnittpunkt mit der negativen Abszisse, der annäherungsweise dem Reibmitteldruck einschließlich der Ladungswechselverluste bei der jeweiligen Motordrehzahl im geschleppten Betrieb entspricht. Ein wesentlicher Nachteil des Verfahrens ist die große Streuung der Messergebnisse infolge des vor

Aufgenommene Messgrößen / Merkmale	Indizier-methode	Willans-Linie	Auslauf-methode	Abschalt-methode	Schlepp-methode
	p_{mi}, M_e	$\dot{m}_B$, M_e	Δt, $\Delta\omega$	M_e	M_R
Durchschnittliche Reibleistung über Drehzahlbereich bei Motorlast = Null			✓		
Reibleistung bei diskreten Drehzahlen bei Motorlast = Null		✓			✓
Reibleistung bei diskreten Drehzahlen und diskreten Motorlastzuständen	✓			✓	
Messwert exklusive Ladungswechselverluste	✓	✗	✗	✗	✗ Vermessung Gesamtmotor ✓ Vermessung Komponenten
Wirkungsgradbestimmung	η_m	η_e	✗	η_m	✗
Lastabhängigkeit kinematischer und kinetischer Wellenanregungen durch Messung berücksichtigt	✓	✗	✗	O	✗
Erfassung von Reibleistungspotenzialen in Kettentrieben	✗	✗	✗	✗	✓
Isolierte Erfassung der Reibleistung von Kettentrieben	✗	✗	✗	✗	✗
Erwartete Reproduzierfähigkeit	→	↓	↓	↓	↑

✓ Kriterium erfüllt O Kriterium teilweise erfüllt ✗ Kriterium nicht erfüllt Zylinder während der Messwertaufnahme befeuert

↑ hoch → mittel ↓ gering

Abbildung 2.22: Gegenüberstellung unterschiedlicher Verfahren zur Bestimmung der Reibleistung von Verbrennungsmotoren

allem für Ottomotoren nicht konstanten indizierten Wirkungsgrads. Dieser führt zu einem nichtlinearen Zusammenhang zwischen Kraftstoffverbrauch und effektivem Mitteldruck und damit zu Unschärfen bei der Tangentenbestimmung zur Fortschreibung der Verbrauchskurve. [Sch86] [BS08]

- Während des **Auslaufversuchs** wird die Einspritzung des Kraftstoffs nach dem Erreichen eines hinsichtlich der Bauteil- und Medientemperaturen stabilen Betriebszustands in sämtlichen Zylindern ausgesetzt und die Abnahme der Drehzahl als Funktion der Zeit aufgezeichnet. Die Kenntnis der auf die Kurbelwelle reduzierten Massenträgheitsmomente erlaubt dann die Berechnung eines die Ladungswechselverluste beinhaltenden mittleren Reibmoments über dem betrachteten Drehzahlbereich.

- Im Gegensatz dazu erfolgt das Stilllegen der Kraftstoffzufuhr beim **Abschaltversuch** nur in **einem** Brennraum, dessen Kolbengruppe von den restlichen, weiterhin befeuert arbeitenden Zylindern mitgeschleppt wird. Die damit einhergehende Reduktion des aus dem effektiven Motordrehmoment abgeleiteten effektiven Mitteldrucks kommt dem indizierten Mitteldruck während der Hochdruck-

schleife gleich. Setzt man vergleichbare indizierte Mitteldrücke in den anderen Zylindern voraus, ist der Reibmitteldruck einschließlich der Ladungswechselverluste bekannt.

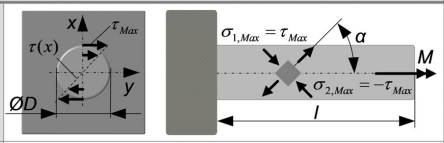
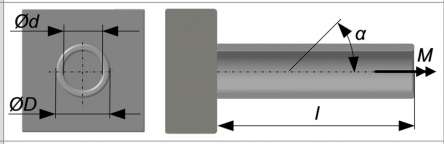
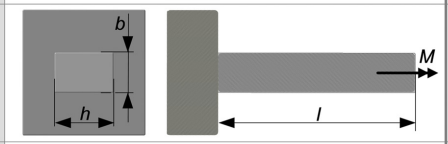
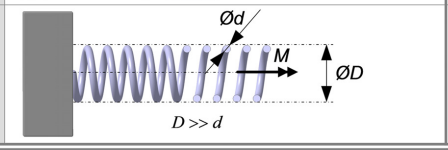
- Die Grundlage der **Schleppmethode** stellt ein fremdangetriebener Verbrennungsmotor dar. Sofern die Antriebsdrehzahl konstant ist, setzt sich das gemessene Schleppmoment aus dem Reibmoment der im Aggregat verbauten Komponenten und der Ladungswechselarbeit zusammen. Der fehlende Wärmeeintrag infolge des nicht stattfindenden Verbrennungsprozesses bedarf entweder eines gefeuerten Betriebs im Vorfeld der Messwertaufnahmen oder externer Wasser- und Ölkonditionieranlagen. Im letztgenannten Fall besteht durch eine Abwandlung der Schleppmethode die Möglichkeit, das Reibungsverhalten einzelner Baugruppen zu beurteilen. Die bei diesen **Stripmessungen** angewandte Vorgehensweise sieht eine sukzessive Demontage des Aggregats vor, wobei das Reibmoment jeder Stripstufe entsprechend dem Messprinzip der Schleppmethode bestimmt wird. Aus den Differenzen der einzelnen Messergebnisse folgen die separaten Reibleistungen der Motorkomponenten.

Abbildung 2.22 fasst die Funktionsweisen der vorgestellten Verfahren zusammen und nimmt darüber hinaus eine Bewertung der Messmethoden vor. Die Auswahl der Beurteilungskriterien orientiert sich dabei an den Anforderungen, die an eine Messeinrichtung zu stellen sind, um einerseits realitätsnahe Randbedingungen für den Betrieb eines innermotorischen Kettentriebs zu schaffen. Andererseits besteht der Anspruch, die dem Kettentrieb nach Kapitel 2.1.4 zuzuordnende Reibleistung möglichst isoliert und in einer für Variantenvergleiche hinreichend hohen Messergebnisqualität zu erfassen.

Die Gegenüberstellung verdeutlicht, dass keines der konventionellen Messverfahren in der Lage ist, sämtlichen Anforderungen zu genügen. Vielmehr bietet lediglich eine Stripmessung die Möglichkeit, die erfasste Reibleistung auf die Summe der Verlustleistungen des zu untersuchenden Kettentriebs und dessen Abtriebswellen zu beschränken. Ferner gestattet das Messverfahren durch den Wegfall stochastischer Zyklenschwankungen aus dem Verbrennungsprozess sowie durch die Reduktion weiterer Einflussparameter, wie Ansauglufttemperatur, Luftdichte etc., eine vergleichsweise präzise Vorgabe konstanter Randbedingungen. Diese begünstigen eine geringe Standardabweichung der Ergebnisreproduzierbarkeit, die für das Auffinden von Reibleistungsunterschieden infolge von Parametervariationen die maßgebende Messabweichung ist. Gleichzeitig bedingt der Verzicht auf den Verbrennungsprozess vom gefeuerten Betriebszustand abweichende rotatorische Anregungen der An- und Abtriebswellen, welche eine Veränderung der Kräfte und folglich der Reibleistung in den Kontaktstellen des Kettentriebs bewirken können. Infolgedessen vermag es die Stripmethode nicht, Reibleistungsdifferenzen in Zugmitteltrieben aufzuzeigen, deren Ursachen in applikativen Variationen liegen, die in erster Linie Einfluss auf die lastabhängigen Drehungleichförmigkeiten der Kettenradwellen nehmen. Welche das im Fall der in dieser Arbeit untersuchten Kettentriebe sind, wird in Kapitel 4 detailliert. Davon ausgehend stellt Kapitel 5 zwei auf der Schlepp- bzw. Drehmomentmessung basierende Prüfaufbauten vor, die sich einerseits mit der Maximierung der erreichbaren Reproduzierfähigkeit deren Vorteile zunutze machen, andererseits mit der Darstellung realitätsnaher Wellenanregungen deren Nachteile vermeiden.

2.3.3 Drehmomentmessung

Mit Ausnahme der pendelnden Aufhängung des Messobjekts, die dessen Verlustmoment durch Messung der Reaktionskraft direkt bestimmt, lässt sich ein über eine Welle übertragenes Drehmoment nur indirekt über seine Auswirkungen nachweisen. In Anlehnung an diese Effekte sollen die gängigen Messprinzipien im Folgenden nach der Erfassung des Torsionswinkels, der von den mechanischen Spannungen abhängigen magnetischen Permeabilität und Flussdichte sowie der Oberflächenverformung unterteilt werden. [Imd97] Als Messkörper kommen typischerweise Wellen mit unterschiedlichen Querschnittsgeometrien oder Schraubenfedern zur Anwendung. Es ist jedoch ebenso möglich, die rotatorische Relativverdrehung über Scherstege oder Biegebalken zu erzeugen, die entsprechend Abbildung 2.23 in die Welle zu integrieren sind.

Torsionsfeder		Torsionswinkel φ	Oberflächendehnung ε unter dem Winkel α	Maximale Schubspannung τ_{max}
Torsionsstab		$\varphi = \frac{32M \cdot l}{\pi \cdot D^4 \cdot G}$	$\varepsilon = \frac{8M \cdot \sin(2\alpha)}{\pi \cdot D^3 \cdot G}$	$\tau_{Max} = \frac{16M}{\pi \cdot D^3}$
Torsionsrohr		$\varphi = \frac{32M \cdot l}{\pi \cdot (D^4 - d^4) \cdot G}$	$\varepsilon = \frac{8M \cdot D \cdot \sin(2\alpha)}{\pi \cdot (D^4 - d^4) \cdot G}$	$\tau_{Max} = \frac{16M \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)}$
Vierkantstab		$\varphi = \frac{16M \cdot l}{G \cdot h \cdot b^3 \cdot \left[\frac{16}{3} - 3{,}36 \cdot \frac{b}{h}\left(1 - \frac{b^4}{12h^4}\right)\right]}$	nicht konstant	$\tau_{Max} = \frac{M \cdot \left(3 + 1{,}8\frac{b}{h}\right)}{h \cdot b^2}$
Schrauben-feder		$\varphi \approx \frac{64M \cdot D \cdot i}{d^4 \cdot E}$ i: Windungszahl	nicht konstant	$\tau_{Max} = \frac{16M}{\pi \cdot D^3}$

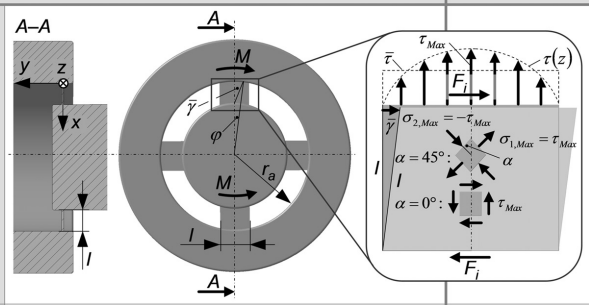
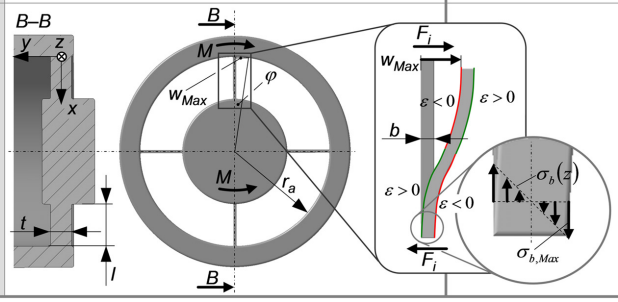
Federmechanismus		Winkel	Oberflächendehnung ε	Maximale Spannung
Schersteg		$\bar{\gamma} = \frac{F_i}{G \cdot A}$ $\varphi \approx \arcsin\left(\frac{l}{r_a} \cdot \sin(\bar{\gamma})\right)$	$\varepsilon(z,\alpha) = \frac{3F_i \cdot (1+\upsilon)}{2A \cdot E} \cdot \left(1 - \frac{4z^2}{l^2}\right) \cdot SIN(2\alpha)$ $\bar{\varepsilon}(\alpha = 45°) = \frac{F_i \cdot (1+\upsilon)}{A \cdot E} = \frac{1}{2}\bar{\gamma}$	$\tau_{Max} = \tau(z = 0, \alpha = 0°)$ $\tau_{Max} = \frac{3F_i}{2A}$
Biegebalken		$w_{Max} = w(z = 0)$ $w_{Max} = \frac{F_i \cdot l^3}{E \cdot b^3 \cdot t}$ $\varphi \approx \arcsin\left(\frac{w_{Max}}{r_a}\right)$	$\varepsilon(x,z) = \frac{6F_i \cdot l}{E \cdot b^3 \cdot t} \cdot \left(1 - \frac{2x}{l}\right) \cdot z$ $\varepsilon(x, z = \pm\frac{b}{2}) = \pm\frac{3F_i \cdot l}{E \cdot b^2 \cdot t} \cdot \left(1 - \frac{2x}{l}\right)$	$\sigma_{b,Max} = \lvert\sigma_b(x = 0, z = \pm\frac{b}{2})\rvert$ $\sigma_{b,Max} = \lvert\sigma_b(x = l, z = \pm\frac{b}{2})\rvert$ $\sigma_{b,Max} = \frac{3F_i \cdot l}{b^2 \cdot t}$

Abbildung 2.23: Zusammenhänge zwischen Verdrehwinkel, Oberflächendehnung, mechanischer Spannung und der wirksamen Belastung für verschiedene Torsionsfedern [Imd97]

2.3.3.1 Verfahren der Verdrehungsmessung

Die Verfahren der Verdrehungsmessung erfassen das Drehmoment über die drehmomentabhängigen mechanischen Zwischengrößen der Winkel- oder Phasendifferenz. Der prinzipielle Aufbau eines Winkelmesssystems ist exemplarisch in Abbildung 2.24 dargestellt. Die maßgebende Relativverdrehung findet hier zwischen den Scheiben ① und ② statt. Während die Scheibe ① unmittelbar auf der Welle sitzt, ist die Scheibe ② in der Entfernung l_1 über ein zur Welle konzentrisches, momentenfreies Rohr mit derselben verbunden. Folglich entspricht die Verdrehung dem sich über der Länge l_1 einstellenden Torsionswinkel der Welle, der in den meisten Ausführungsformen neben M auch proportional zu l_1 ist (vgl. Abbil-

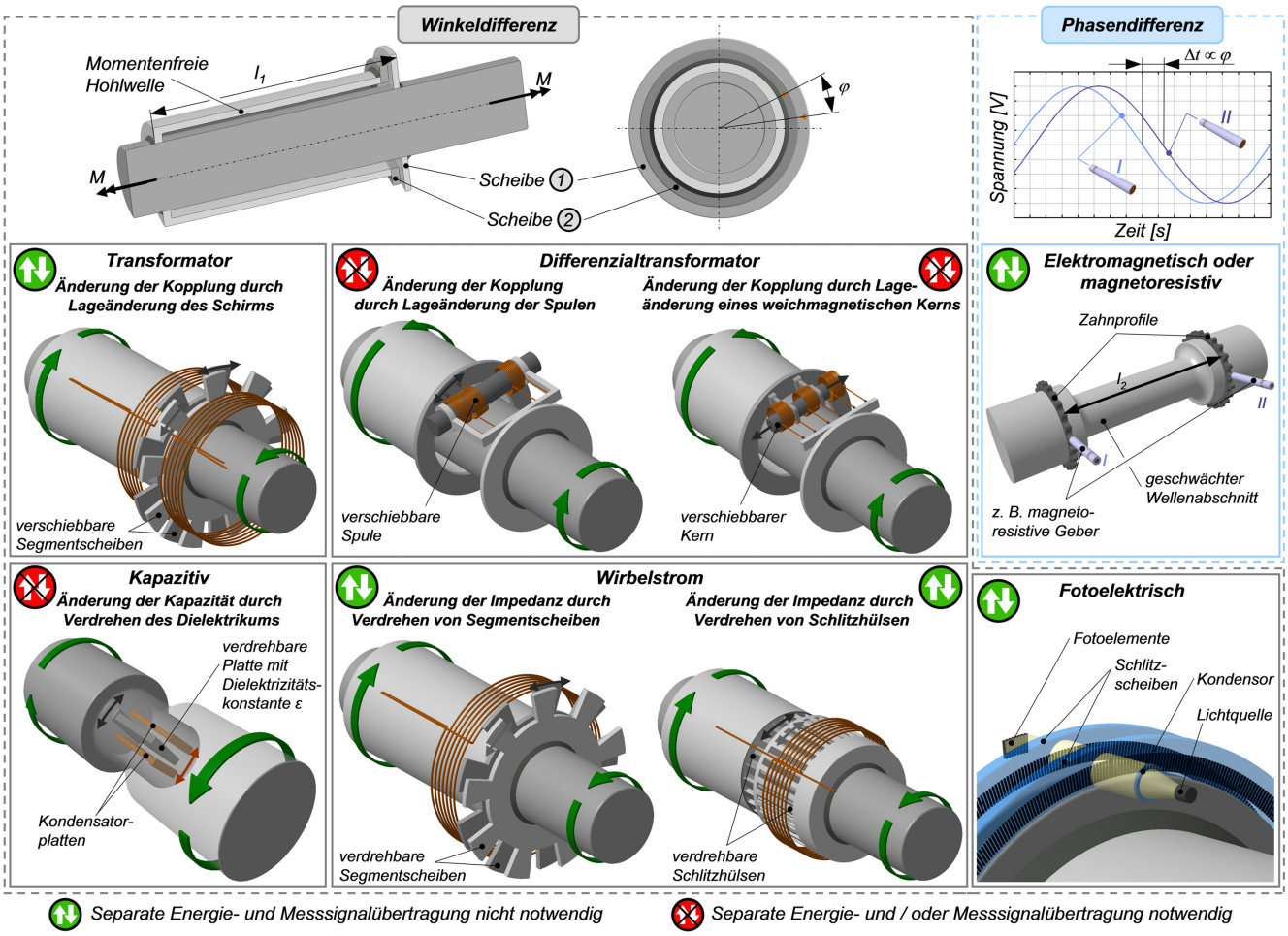


Abbildung 2.24: Verfahren der Winkeldifferenz- und Phasendifferenzmessung [Imd97] [Win07]

dung 2.23). Die damit verbundenen langen, momentenfreien Hohlwellen zur Sicherstellung ausreichend großer Verdrehungen können vor allem bei hohen Drehzahlen Drehschwingungen und dadurch verursachte Abweichungen der Messsignale nach sich ziehen. Die physikalischen Effekte, die der Erzeugung des Messsignals auf Basis der auftretenden Winkeldifferenz zugrunde liegen, beruhen auf Änderungen von Transformatorkopplung, Kapazität, Wechselstromwiderstand oder Beleuchtungsstärke. [Roh66] [Mag07]

Sensorabgriffe zur Ermittlung von Phasendifferenzen machen sich meist fotoelektrische, elektromagnetische oder magnetoresistive Effekte zunutze. Die Messwertaufnehmer tasten dabei Schlitzscheiben oder Zahnprofile ab, die entsprechend Abbildung 2.24 im Abstand l_2 auf der im Kraftfluss liegenden Welle platziert sind. Die Zeitdifferenz zwischen den Signalen der beiden Verzahnungskränze ist proportional zum Verdrehwinkel und damit eine Funktion des wirkenden Drehmoments. [DE92] Das aufgezeigte Verfahren der Phasendifferenzmessung erlaubt die Ermittlung von Drehmomenten sowie das Kalibrieren der Messkette zunächst nur an umlaufenden Wellen. Weiterentwicklungen dieses Messprinzips ermöglichen auch Drehmomentmessungen während des Stillstands. [Ono08]

2.3.3.2 Verfahren auf Basis magnetoelastischer Effekte

Befindet sich ein Körper aus ferromagnetischem Material in einem Magnetfeld, erfährt er zum einen eine Längenänderung in Richtung desselben. Zum anderen kommt es mit steigender Feldstärke zu einer zunehmenden Ausrichtung der atomaren Dipolmomente in den WEISSSCHEN Bezirken entsprechend der

Magnetfeldorientierung. Diese unter dem Begriff magnetostriktiver Effekt subsumierten Volumen- und Gestaltänderungen lassen sich umkehren. [Dem99] [Non08a] Folglich ändert der Körper seine magnetischen Eigenschaften, wenn er mechanischen Spannungen unterworfen wird. Konkret äußert sich diese als Magnetoelastizität bezeichnete Erscheinung in einer Beeinflussung der relativen Permeabilität μ_0 und damit in einer Verformung der Hysteresekurve der Magnetisierung. [Roh66] Die Variation beider physikalischer Größen lässt sich nutzen, um über die in Abbildung 2.25 exemplarisch dargestellten Messverfahren ein belastungsabhängiges Messsignal zu generieren.

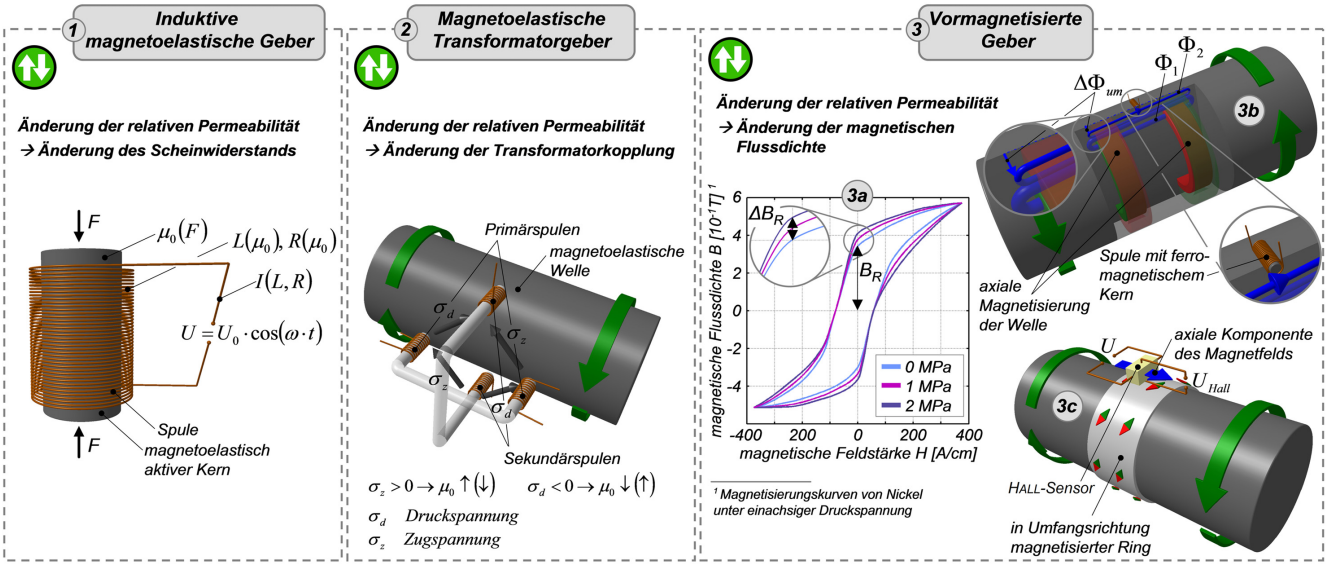


Abbildung 2.25: Auf Magnetoelastizität basierende Messverfahren [Roh66] [Jäh84] [Win07]

Induktive magnetoelastische Messwertaufnehmer ① finden aufgrund der Einfachheit ihres Aufbaus meist als Kraftsensoren Anwendung. Sie bestehen aus einer Spule, die konzentrisch um einen magnetoelastisch aktiven Kern der Permeabilität μ_0 angeordnet ist. Eine Stauchung desselben infolge axialer Kräfte wirkt sich auf μ_0 und den durch die Hysterese bedingten Verlustwiderstand aus, der als Impedanzänderung erfasst werden kann. Der gleiche Sensoraufbau ermöglicht ebenso die Aufnahme von Torsionsbelastungen, ROHRBACH und JÄHNIG verweisen hier aber auf die von ausgeprägten Nichtlinearitäten und Hystereseeffekten ausgehenden Messungenauigkeiten. Diese sind auch magnetoelastischen Transformatorgebern ② inhärent, bei denen die Permeabilitätsänderung die Kopplung zwischen Primär- und Sekundärspulen beeinflusst und damit eine Proportionalität zwischen Drehmoment und induzierter Spannung herstellt. [Roh66] [Jäh84]

Ein weiterer Nachteil früherer magnetoelastischer Sensoren, die Abhängigkeit der Ausprägung des Sensoreffekts von der Vorbehandlung des eingesetzten Werkstoffs, wird bei aktuellen Aufnehmern durch eine vollständige Ummagnetisierung des ferromagnetischen Materials mit Permanent- oder Elektromagneten umgangen. [RTHT02] Der Aufbau eines derartigen bis in die Sättigung vormagnetisierten magnetostriktiven Kraftsensors entspricht prinzipiell dem des beschriebenen induktiven magnetoelastischen Gebers ①. Jedoch ist die physikalische Zwischengröße eines magnetostriktiven Sensors die in der Spule induzierte Spannung, welche aus der reproduzierbaren Veränderung der remanenten magnetischen Flussdichte ΔB_R infolge mechanischer Belastung resultiert. (vgl. Abbildung 2.25 (3a))

Im Fall von Drehmomentaufnehmern unterscheiden sich die in die Wellen eingebrachten Magnetfelder in der Ausrichtung ihrer magnetischen Pole. So besteht eine Möglichkeit darin, zwei magnetisierte Bereiche in Form von Hohlzylindern koaxial zur Drehachse in die Welle einzubringen, die ineinander angeordnet

und von entgegengesetzter Polarität sind. Während die Feldlinien des entstehenden Magnetfelds dann, wie in Abbildung 2.25 (3b) dargestellt, größtenteils den Wellenkörper durchdringen (Φ_1), tritt ein Teil des magnetischen Flusses (Φ_2) aus der Wellenoberfläche heraus und verläuft parallel zu dieser zum magnetischen Südpol zurück. Ein über die Welle übertragenes Drehmoment führt zu einer Verzerrung des Magnetfelds, mit der die Ausbildung einer tangential und in Umfangsrichtung wirkenden Komponente ($\Delta\Phi_{um}$) einhergeht. Letztere kann beispielsweise über eine in Wellennähe angebrachte Spule mit ferromagnetischem Kern (Saturationskernprinzip) detektiert werden. [May98] [May04] [Lem05a] [May05]

Nach dem gleichen Prinzip funktionieren vormagnetisierte Ringe, die, nachträglich kraftschlüssig mit der Welle verbunden, die Drehmomentmessung bei nicht ferromagnetischen Wellenmaterialien erlauben. Die in Abbildung 2.25 (3c) dargestellte Anordnung zeigt einen in Umfangsrichtung magnetisierten Hohlzylinder. Der zur Wellenachse parallele Anteil des magnetischen Flusses ist eine Funktion des wirksamen Drehmoments und wird von einem Hall-Sensor in eine torsionsbelastungsabhängige Spannung umgewandelt. [Gar92]

2.3.3.3 Verfahren der Verformungsmessung

Abbildung 2.26 illustriert, dass über 82 % der derzeit zur Anwendung kommenden Drehmomentsensoren nach dem Prinzip der Verformungsmessung arbeiten. Dabei hängt die Größe der an der Oberfläche auftretenden Verformung vom wirkenden Drehmoment und der Art der eingesetzten Torsionsfeder ab. Die Umwandlung dieser Oberflächendehnung in ein elektrisches Messsignal fußt meist auf den in Abbildung 2.27 dargestellten physikalischen Effekten, wenngleich optische und piezoelektrische Messverfahren, ebenso wie Resonatoren, kapazitive, spannungsoptische sowie mechanische Dehnungsmessstreifen lediglich als Sonderlösungen fungieren. Die Mehrzahl der auf Verformung basierenden Drehmomentaufnehmer und damit 70 % aller umgesetzten Drehmomentsensoren nutzen resistive Dehnungsmessstreifen. Sie sind im Aufnehmerbau überwiegend als metallische Folien-DMS ausgeführt, auf deren Trägerfolie aus Kunstharz ein aus einer dünnen Metallfolie (z. B. Konstantan) geätztes Messgitter aufgebracht ist. Durch eine flächenhafte, in der Regel durch Klebstoffe hergestellte Verbindung zum Messobjekt wird eine möglichst verlustfreie Übertragung der Oberflächendehnung auf das Messgitter gewährleistet. Die damit einhergehende Beeinflussung der wirksamen Messgitterlänge bedingt eine messbare Widerstandsänderung, die teilweise auf die Verformung des elektrischen Leiters, teilweise auf die Veränderung des spezifischen Widerstands des Leiterwerkstoffs zurückzuführen ist.

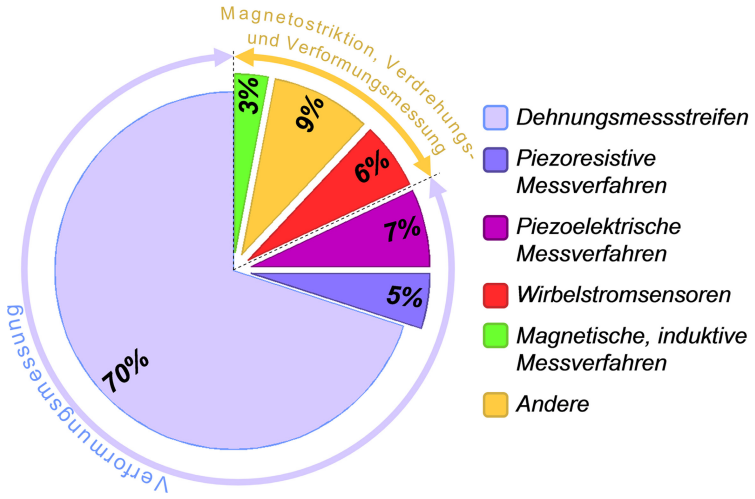


Abbildung 2.26: Weltweite Marktanteile von Drehmomentmessverfahren [Win07]

Aufgrund der Proportionalität zwischen erreichbarem Messsignal und relativer Längenänderung wird die „aktive“ Richtung eines DMS vorzugsweise parallel zu den an der Oberfläche des Messobjekts auftretenden Hauptdehnungen bzw. -spannungen angeordnet. Deren Abhängigkeiten von Position, Schnittrichtung und äußerer Belastung sind in Abbildung 2.23 für die im Folgenden diskutierten Torsionsfedern grafisch und mathematisch dargestellt. Demzufolge sind die DMS auf den Mantelflächen der für die meisten Messanforderungen geeigneten Ausführungsformen, wie Vierkantstab, Torsionsstab und -rohr, gemäß Ab-

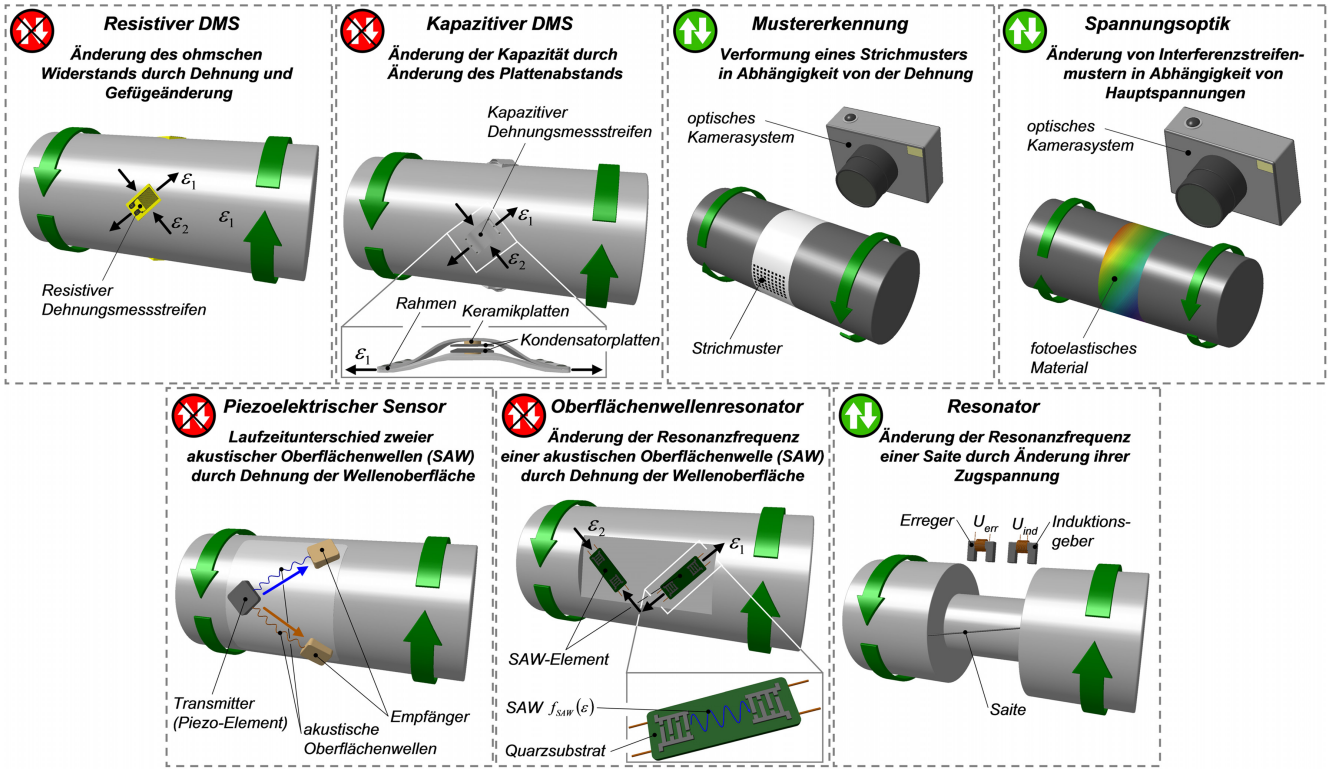


Abbildung 2.27: Verfahren der Verformungsmessung [Roh66] [MEG+90] [Imd97] [DB02] [Win07]

bildung 2.28 ① bis ④ unter einem Winkel von 45° zur Wellenachse geneigt. Ähnlich ausgerichtet sind die auf Scherstegen applizierten DMS ⑧, die sich ebenfalls der aus dem Schubspannungszustand resultierenden Hauptspannungen bedienen. Als vorteilhaft erweist sich bei dieser Ausführungsform die trotz ausreichender Verformungswerte hohe Torsionssteifigkeit. Ferner besteht hier die konstruktive Möglichkeit, Messwertaufnehmer in der Ebene der Krafteinleitung zu platzieren und damit den Einfluss umlaufender Biegemomente, über die Anordnung der DMS in einer WHEATSTONESCHEN Vollbrückenschaltung hinaus, zu reduzieren. Letztgenannte Eigenschaft ist auch den mit Biegebalken versehenen Speichenrädern ⑤ innewohnend, bei denen die DMS entsprechend den aus der Biegebelastung resultierenden Normalspannungen orientiert sind. Hingegen erlauben kreuzförmige Übertragungsstrukturen ⑥ ⑦ durch ihre hohe Biegesteifigkeit nur eine Minimierung des Einflusses von Biegemomenten. [Roh66] [SS81] [Hof87] [MEG+90] [Imd97] [SW02] [Win07] [Hot08]

2.3.3.4 Bewertung der Verfahren

Anwendungsspezifisch ausgelegte, unikale Drehmomentsensoren unterscheiden sich nicht nur bezüglich ihrer Nenndrehmomente, den Umgebungstemperaturen und -medien sowie den Belastungsarten, denen sie ausgesetzt sind. Aufgrund dessen kann eine allgemeingültige Gegenüberstellung der in den vorhergehenden Abschnitten vorgestellten Messverfahren ausschließlich auf käufliche Standardaufnehmer beschränkt bleiben, deren messtechnische Eigenschaften unter referenzierten Bedingungen ermittelt werden und den Datenblättern der Hersteller zu entnehmen sind. Eine Zusammenstellung dieser Angaben für mindestens einen Vertreter jeder Verfahrensart findet sich in Abbildung 2.29. Konkret handelt es sich dabei um Messwertaufnehmer, die auf variabler Transformatorkopplung (MAGTROL TM310), Magnetostriktion (NCTE Q4-0050) sowie auf resistiven Dehnungsmessstreifen basieren, deren Applikation sowohl auf Vollwellen (HBM T20WN, T5) als auch auf Scherstegen (HBM T10FS, T10F) erfolgt.

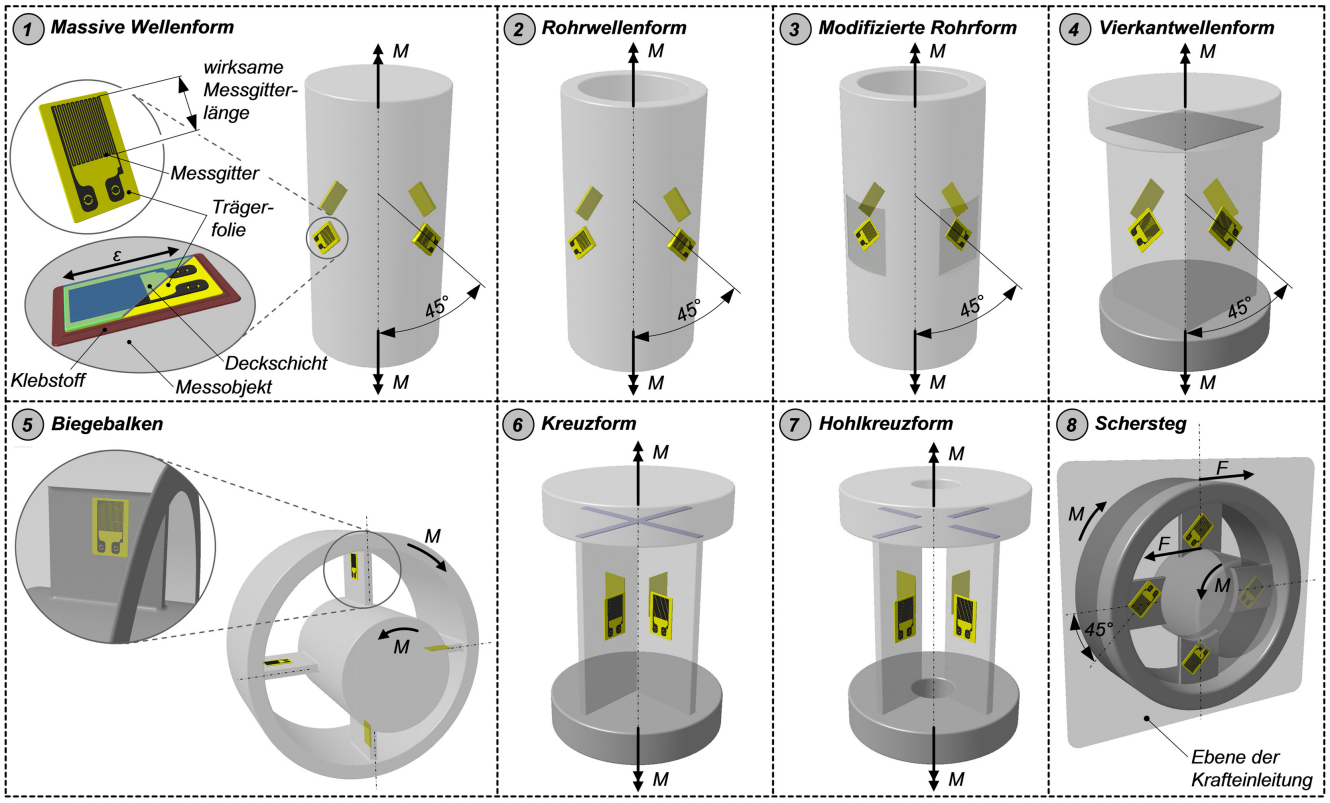
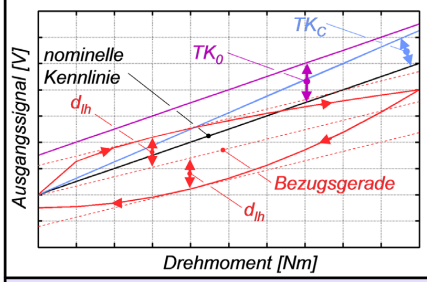


Abbildung 2.28: DMS-Applikationen zur Erfassung von Drehmomenten [Roh66] [Hof87] [SS81] [SW02]

Tatsächlich gibt ein Vergleich der Klassengenauigkeit Auskunft über die größten zulässigen Einzelfehler, betreffend TK_0, TK_C, d_{lh} und s_{rel}, die sich im ungünstigsten Fall additiv zur Gesamtmessabweichung zusammensetzen. Hier ist jedoch zum einen zu beachten, dass es sich um garantierte Genauigkeiten handelt, die im Einzelfall unterschritten werden. [Imd97] Zum anderen ist bei der Bewertung eines Drehmomentsensors hinsichtlich seiner Eignung als Messinstrument zur Quantifizierung der Motorreibung zu berücksichtigen, dass sich, wie in Kapitel 2.3.2 ausgeführt, die hier favorisierte Schleppmethode durch die Vorgabe exakter Medien- und Umgebungstemperaturen auszeichnet. Da zudem ihr Hauptaugenmerk auf vergleichenden Messungen konstruktiver Varianten liegt und ferner die Möglichkeit zur Hinterlegung nichtlinearer Kennlinien in der dem Messwertaufnehmer nachgeschalteten Signalverarbeitungshard- und -software besteht, verbleibt für diesen Anwendungsfall die relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit als die maßgebende Einzelabweichung. Sie ist als statistische Aussage über zufällige Messabweichungen zu interpretieren und nimmt für die mit variabler Transformatorkopplung arbeitende Messwelle, gefolgt vom Drehmomentmessflansch, die geringsten Werte an. Bei Letztgenanntem kommt hinzu, dass ein Übersprechen des Drehmomentsignals als Reaktion auf parasitäre Beanspruchungen, wie Biegemomente, Quer- und Längskräfte, infolge von radialen oder winkligen Versätzen der Anschlusswellen auf maximal 0,3 % des Nenndrehmoments beschränkt bleibt. [SW02]

Neben diesen die Messgenauigkeit unmittelbar beziffernden Kriterien lassen sich die Messwertaufnehmer anhand weiterer Merkmale bewerten. Auf die einzelnen Sensoren angewendet, ist in diesem Zusammenhang der geringe axiale Bauraumbedarf des Messflansches zu erwähnen. Daneben verzichtet er auf Lagerungen seines Rotors und vermeidet damit den Eingang zusätzlicher Reibmomente in das Messergebnis. Auch ist seine Drehsteifigkeit, die im Vergleich mit den Messwellen um bis zu Faktor 40 höher liegt und eine reduzierte Verringerung der Resonanzfrequenzen des Antriebsstrangs erwarten lässt, als vorteilhaft einzustufen. Nachteilig erweist sich der Messflansch in Bezug auf die übertragbare Signalbandbreite. Dem-

Erläuterungen zu den Einzelabweichungen		Verdrehungsmessung	Magnetostriktion	Verformungsmessung		
		MAGTROL Messwelle TM310 (50 Nm)	NCTE Messwelle Q4-0050 (50 Nm)	HBM Messwelle T20WN (50 Nm)	HBM Messwelle T5 (50 Nm)	HBM Messflansch T10FS (100 Nm)
Genauigkeitsklasse		0,1	0,5	0,2	0,1	0,05 / 0,1[1)]
Einzelabweichung	**Einheit**					
Temperatureinfluss auf den Nullpunkt TK_0	% von M_{Nenn}/10°K	< ± 0,1 (T_{max} = 60°C)	k. A. (T_{max} = 85°C)	± 0,1 (T_{max} = 60°C)	< ± 0,1 (T_{max} = 60°C)	< ± 0,05 / < ± 0,1[1)] (T_{max} = 60°C)
Temperatureinfluss auf den Kennwert TK_C	% von M_{Ist}/10°K	< ± 0,1 % v. M_{Nenn}/10°K (T_{max} = 60°C)	k. A. (T_{max} = 85°C)	± 0,2 (T_{max} = 60°C)	< ± 0,1 (T_{max} = 60°C)	< ± 0,03 / < ± 0,1[1)] (T_{max} = 60°C)
Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese d_{lh}	% von M_{Nenn}	< ± 0,1	k. A.	< ± 0,1	< ± 0,1	< ± 0,03 / < ± 0,03[1)]
Relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit s_{rel}	% von M_{Ist}	ca. ± 0,01[2)]	< ± 0,05	< ± 0,05	< ± 0,05	< ± 0,03 / < ± 0,03[1)]
Auswirkung parasitärer Belastungen	% von M_{Nenn}	k. A.	k. A.	± 1,0	± 1,0	± 0,3 / ± 1,0[1)]
Weitere Eigenschaften	**Einheit**					
Separate Messsignalübertragung	-	nein	nein	Telemetrie	Schleifringe	Telemetrie
Separate Lagerung	-	ja	ja	ja	ja	nein
Axialer Bauraumbedarf	mm	117,8	79,2	78	74	62 / 31,5[1)]
Einsatz in ölhaltiger Umgebung	-	ja	ja	ja	ja	ja
Beeinflussung des dynamischen Systemverhaltens	-	ja	ja	ja	ja	ja
Drehsteifigkeit	kN·m/rad	5,7	4,0	14	k. A.	270 / 160[1)]
Grenzfrequenz (-3 dB)	kHz	5	5	0,2	k. A.	1 / 1[1)]

[1)] M_{Nenn} = 50 Nm (T10F) [2)] Erfahrungswerte gemäß [Bär08] Messwertaufnehmer ist im Hinblick auf dieses Kriterium zu präferieren

Abbildung 2.29: Gegenüberstellung standardisierter Drehmomentaufnehmer auf Basis von Herstellerangaben [Hotd] [Hote] [Hotf] [Hotg] [SW02] [Mag07] [Bär08] [Non08b]

gegenüber erlauben die aufgeführten Messwellen ohne separate Messsignalübertragung die Erfassung von Torsionsschwingungen mit Frequenzen von bis zu 5 kHz.

Der vorausgegangene Vergleich legt die wesentlichen Stärken und Schwächen der einzelnen Drehmomentaufnehmer dar. Trotz der aufgezeigten Vorteile der Verdrehungsmessung in punkto Reproduzierfähigkeit vermag ein derart theoretischer Vergleich lediglich die Grundlage für eine Vorauswahl zu bilden. Eine endgültige Festlegung bedarf vielmehr einer noch präziseren Definition der vom Prüfaufbau abhängigen Rahmenbedingungen als Eingangsgrößen für rechnerische oder experimentelle Untersuchungen sowie einer noch präziseren Gewichtung der von der Messaufgabe abhängigen Beurteilungskriterien zur folgerichtigen Interpretation der Simulations- und Versuchsergebnisse. Diese Betrachtungen im Hinblick auf die in der vorliegenden Arbeit behandelten Prüfaufbauten finden sich in den Kapiteln 6.1 und 7.1.

2.3.4 Messsignalübertragung

Die vorgestellten Drehmomentmesstechniken lassen sich sowohl in statischen Reaktionsdrehmomentaufnehmern als auch im rotierenden Betrieb einsetzen. Für letztgenannten Anwendungsfall erweisen sich

zunächst die Messverfahren als vorteilhaft, denen die Übertragung von physikalischer Zwischengröße und etwaiger Versorgungsenergie zwischen rotierendem und stationärem Teil des Messsystems, entsprechend den Abbildungen 2.24, 2.25 und 2.27, prinzipbedingt inhärent ist. Wird das Messsignal hingegen auf der umlaufenden Welle durch Variation einer Versorgungsspannung erzeugt, sind für die Signal- und Energieübertragung separate Systeme vorzusehen. Je nach gestellten Anforderungen beruhen diese meist auf einem der drei Verfahren, die im Folgenden am Beispiel einer Vollbrückenschaltung resistiver DMS beschrieben und in Abbildung 2.30 illustriert werden. [SS81]

Eine einfache und preiswerte Lösung stellen berührungsbehaftete Schleifringübertrager dar. In Kombination mit einem Gleichspannungsverstärker (vgl. Abbildung 2.30 ①) erweisen sich jedoch die zur Speisespannungs- und Nutzsignalübertragung notwendigen mechanischen Kontaktstellen zwischen den relativ zueinander bewegten Edelmetallschleifringen und Grafitkohlebürsten als nachteilig. Zu den Folgen zählen neben Verschmutzung, Verschleiß und einer geringen zulässigen Maximaldrehzahl Schwankungen des Übergangswiderstands sowie Thermospannungen. Sie ziehen Veränderungen von Speise- und Ausgangsspannung und damit bei gehobenen Genauigkeitsansprüchen nicht vernachlässigbare Messabweichungen nach sich. Anhand von Berechnungen auf Basis von Datenblattangaben lässt sich belegen, dass deren Ursache vorwiegend in den Thermospannungen begründet ist und mit zunehmender Verstärkung des Brückenausgangssignals, vor der Übertragung vom Rotor auf den Stator, die Möglichkeit einer wirksamen Reduzierung besteht (vgl. Abbildung 2.30 ②). Eine nahezu vollständige Eliminierung dergleichen bewirkt die Verwendung eines Trägerfrequenzmessverstärkers. Ausschlaggebend ist dabei, dass die Auswertung des durch die mechanische Belastung amplitudenmodulierten Ausgangssignals nur schmalbandig, im Bereich der Trägerfrequenz der Versorgungsspannung, erfolgt. Außerhalb liegende Störfrequenzen werden unterdrückt. [SS81] [Hof87] [Lai00] [SW02] [Ulb06]

Im Gegensatz zur Minderung der Auswirkungen einer berührungsbehafteten Übertragung, begegnen flüssigkeitsbehaftete Quecksilberdrehübertrager dieser Problematik mit der Substitution des mechanischen Kontakts (vgl. Abbildung 2.30 ③). Der Signalübergang auf flüssiges Quecksilber schränkt Thermospannungen und die Schwankungsbreite der Übergangswiderstände deutlich ein. Ein im Hinblick auf die Verlustleistungsbestimmung relevanter Nachteil beider Übertragungselemente ist die aus den Lagerungen und Kontakten resultierende Reibungserhöhung des zu vermessenden Systems. Verbesserungspotenzial bietet diesbezüglich eine berührungslos arbeitende Messsignalübertragung.

Sie basiert, wie in Abbildung 2.30 ④ skizziert, prinzipiell auf einem aus zwei umlaufenden sowie einer ortsfesten Spule bestehenden Transformator. Der seiner Statorwicklung zugeführte Wechselstrom induziert in der Rotorwicklung die für den Betrieb der Messwertaufnehmer erforderliche Spannung. Um die Auswirkungen der Empfindlichkeit einer amplitudenmodulierten, induktiven Rückübertragung des Messsignals gegenüber Form- und Lageabweichungen der Spulenwicklungen auf die Übertragungsqualität zu umgehen, kann auf frequenzmodulierte Übertragungsverfahren zurückgegriffen werden. Die hierbei in einem ersten Schritt von einer Halbleiterdiode vorgenommene Gleichrichtung gewährleistet ein rein belastungsabhängiges, ansonsten konstantes Messsignal. Umgesetzt in eine Rechteckspannung, deren Frequenz vom Betrag der Brückenausgangsspannung bestimmt wird, steuert sie das zumeist im MHz-Bereich liegende Trägersignal. Dieses durchläuft auf der Empfängerseite einen schmalbandigen Bandpass sowie einen Demodulator, um das frequenzmodulierte Messsignal zurückzugewinnen.

Als sekundärer Effekt, der ebenfalls eine Begrenzung der Erhöhung von Reibung und Massenträgheitsmomenten des originären mechanischen Systems unterstützt, kommt hinzu, dass berührungslos arbeitende Übertragungssysteme im Gegensatz zum Schleifring- und Quecksilberdrehübertrager sowohl ölhaltiger Atmosphäre als auch Temperaturen von bis zu 125 °C widerstehen. Folglich können Wellenverlängerungen aus dem Ölraum heraus und Wellendichtringe entfallen. Schwächen dieses Übertragungsprinzips liegen in den durch die rotorseitige Elektronik bedingten Einschränkungen von Messwertauflösung und Si-

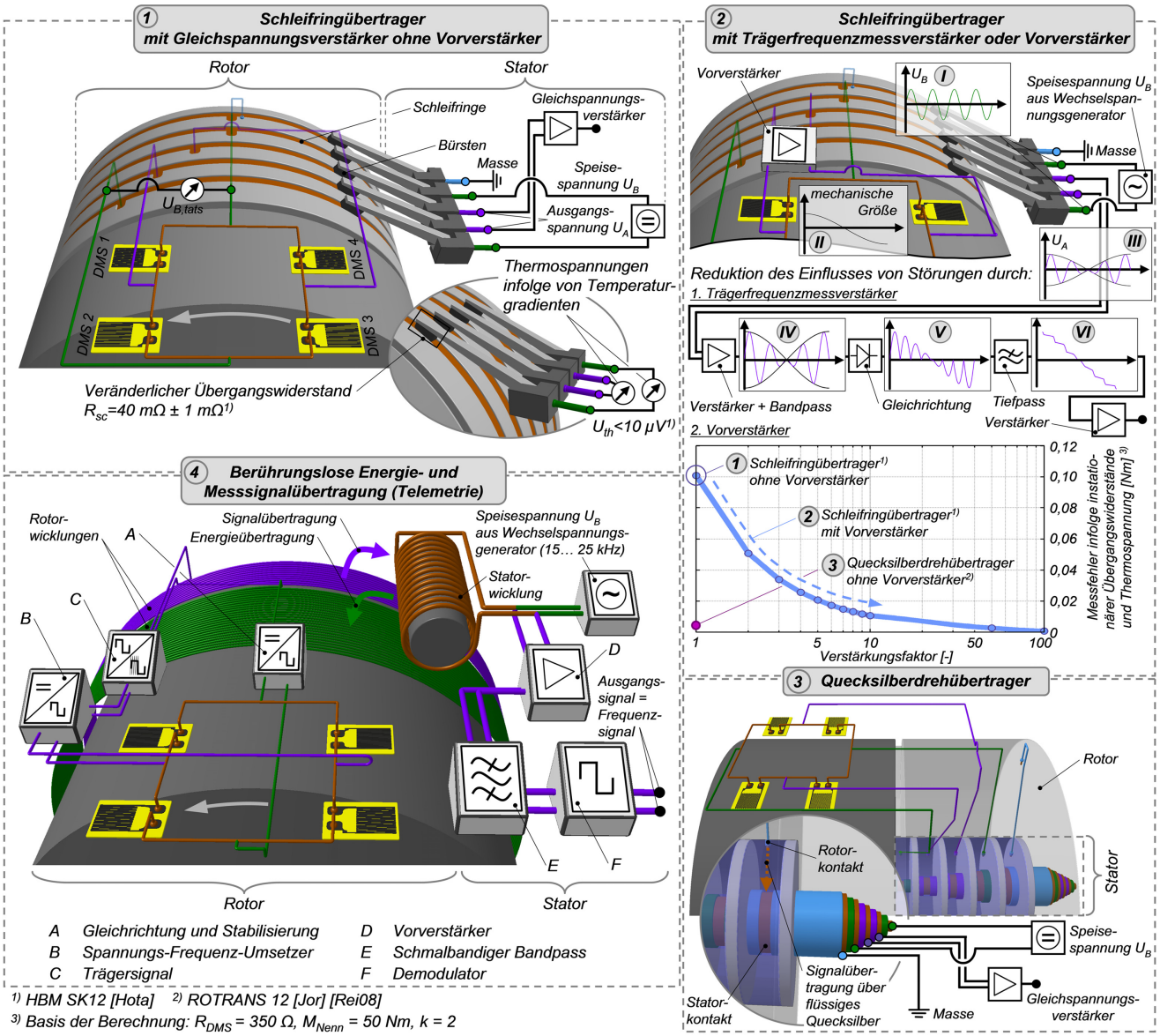


Abbildung 2.30: Verfahren der Energie- und Messsignalübertragung [Hotc] [Jor] [Rei08]

gnalbandbreite im Vergleich zur analogen Messwertübertragung und stationären Signalnachbearbeitung berührungs- und flüssigkeitsbehafteter Systeme. [SW02]

2.4 Simulatorische Auslegung verbrennungsmotorischer Kettentriebe

Die im vorangegangenen Kapitel thematisierten Werkzeuge zur experimentellen Untersuchung verbrennungsmotorischer Kettentriebe erlauben im Rahmen der dargelegten messtechnischen Beschränkungen die Verifikation ihrer theoretischen Auslegung hinsichtlich Dynamik, Akustik und Verlustleistung. Da sie jedoch immer zumindest den Aufbau einer Schleppattrappe voraussetzen, liegen die versuchstechnischen Ergebnisse erst zu einem späten Zeitpunkt im Entwicklungsprozess des Motors vor. Mit dem Bestreben, diesen zeitlichen und materiellen Entwicklungsaufwand zu reduzieren, um aber auch das Systemverständnis durch die Erfassung messtechnisch nicht zugänglicher Größen zu verbessern, sind im vergangenen Jahrzehnt zahlreiche auf Kettentriebe spezialisierte MKS-Programme entstanden. Neben

den in Abschnitt 2.1.3.4 zitierten Veröffentlichungen, welche sich ihren mathematischen Formulierungen widmen, beschäftigen sich viele Arbeiten mit der Evaluierung ihrer Fähigkeit, das Bewegungsverhalten von Kettentrieben realitätsnah wiederzugeben.

Fritz bildet mit dem am Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der TU München erstellten Programm KetSim in [Fri98] die einstufigen Steuertriebe von zwei Vierzylinder-Ottomotoren ab. Die berechneten Drehungleichförmigkeiten der Nockenwellen sowie die Bewegungen und Kräfte des Kettenspanners gleicht er mit Messergebnissen am geschleppten Motor ab. Sowohl die Amplitudenspektren als auch die Zeitsignale aus Simulation und Messung weisen dabei eine sehr gute Übereinstimmung auf und erlauben eine weiterführende Betrachtung des Einflusses von Zahnlückenform, Kettenverschleiß und Kettensteifigkeit auf die Ketten- und Kontaktkräfte. Dass die gefundenen Korrelationen zwischen Berechnung und Realität darüber hinaus für die Kettenlängskräfte ebenfalls zutreffen, weisen Kell et al. in [KFP97] anhand von Kraftmessungen mit Dehnungsmessstreifen auf den Kettenlaschen des bereits von Fritz untersuchten einstufigen Rollenkettentriebs nach. Auch bei komplexen mehrstufigen Rollenkettentrieben, wie sie der Nockenwellenantrieb von V8-Ottomotoren erfordert, lassen sich entsprechend den Publikationen von Post et al. [PFP98] [PBP99] Vorausberechnungen der Kettenspannergrößen mit hinreichender Genauigkeit erzielen. Diese kann, wie in den Beiträgen von Lebrecht et al. [LSPH03] und Hösl [Hös05] belegt, durch Erhöhungen des Detaillierungsgrads, verwirklicht durch eine elastische Modellierung von Kettenradwellen und Führungsschienen, weiter verbessert werden. Mit einer exakten Abbildung der Verzahnungskonturen gelingt es Hösl nachweislich, diese für Hülsen- und Rollenkettentriebe erlangte Simulationsgüte auf Zahnkettentriebe zu übertragen und darauf aufbauend einen rechnerischen Vergleich der Intensität der Polygonanregungen verschiedener Stahlgelenkketten in [Hös05] und [HSP03] vorzunehmen.

Die am Beispiel von KetSim aufgezeigten positiven Erfahrungen unterstreichen ebenso die Veröffentlichungen von Fink et al. [FF99] [FH01]. Das hier behandelte Programmpaket Dynaket ist eine auf KetSim basierende Weiterentwicklung. Sein Potenzial, die Kettenbelastungen und das Drehschwingungsverhalten bereits in frühen Entwicklungsphasen von Verbrennungsaggregaten vorauszuberechnen, wird in [BB03] exemplarisch am Steuer- und Lanchestertrieb eines Vierzylinder-Ottomotors bekräftigt. Ähnliche Berichte über die Qualität von Messungs-Rechnungsabgleichen kettentriebsdynamischer Größen an Zugmitteltrieben unterschiedlicher Verbrennungskraftmaschinen auf Grundlage anderer Simulationsprogramme verfassten Chevée et al. [CP01] und Howell [How01] (Valdyn) sowie Lach [Lac99] und Speckens et al. [SBL99] (DADS), um nur auf einige an dieser Stelle einzugehen. Trotz der den MKS-Programmen zugesprochenen Fähigkeit, die Kettentriebsdynamik prognostizieren zu können, stimmen die Veröffentlichungen überein, dass es aufgrund der Komplexität derartiger Systeme, die durch eine Vielzahl im Vorfeld nicht genügend bekannter Parameter bestimmt wird, unerlässlich ist, diese durch Vergleiche mit Versuchsdaten ausreichend genau festzulegen. [LSPH03] Erst infolgedessen erscheint es legitim, empirisch nicht bestimmbare Größen zu simulieren.

Dass unter dieser Prämisse die Modelle gleichermaßen geeignet sein können, hochfrequente, akustisch maßgebliche Anregungen wirklichkeitsnah darzustellen, zeigen Joerres et al. In [JK03] findet er die berechneten Auswirkungen verschiedener konstruktiver Einflussfaktoren auf die Polygonordnung der Kettenlängskräfte weitgehend auch im gemessenen Luftschallpegel wieder. Der hierfür ursächliche Körperschall ist Gegenstand der Untersuchungen von Sopouch et al., die in [SHPS02] die gemessenen Beschleunigungen der Spannschiene prognostizieren. Eine derartige Gegenüberstellung für die an einem Kettenradlager aufgenommenen Beschleunigungen ist in [Sch06] ersichtlich. Rechnerisch ermittelt sie Schmidt über die Bewertung der aus KetSim gewonnenen Kontaktkräfte zwischen Kettenrad und -lasche mit einer die Wälzlagerung des Kettenrads charakterisierenden Übertragungsfunktion. Mit dem Nachweis, dass die halbe und volle Polygonfrequenz sowie ihre Oberwellen qualitativ und quantitativ mit den Messwerten übereinstimmen, bewertet er Spannercharakteristika, Zahnlückenform, Kettenführung und -teilung hinsichtlich ihrer akustischen Relevanz.

Grundsätzlich gestattet eine Gesamtsimulation der Steuerkettendynamik ebenfalls die Ermittlung der Verlustleistung in den Kontakten des Getriebes. Die dazu erforderlichen kinematischen und kinetischen Kenngrößen aus dem Beanspruchungskollektiv (vgl. Abbildung 2.12) stehen als Berechnungsergebnisse unmittelbar zur Verfügung. Einschränkungen resultieren indes aus der überwiegend starren Modellierung der Kontaktpartner, der fehlenden Berücksichtigung der Volumen-, Oberflächen- und Stoffeigenschaften von Zwischenmedium, Grund- und Gegenkörper sowie deren Wechselwirkungen untereinander. Eine beanspruchungsspezifische Aufteilung in elastohydrodynamische Traganteile und Festkörpertraganteile im einzelnen Kontakt findet nicht statt. Stattdessen ermöglichen die Berechnungsalgorithmen meist die Gewichtung der aus der Dynamiksimulation resultierenden Größen mit wahlweise kraft- oder geschwindigkeitsabhängigen Ansätzen. [Leh04] Eine Ausnahme stellt die Arbeit von Kilian et al. dar. Die Autoren entnehmen einer Steuertriebssimulation mit KetSim zunächst die für ein Kettengelenk relevanten Bewegungs- und Belastungsgrößen für ein Arbeitsspiel und führen sie einem detaillierten Einzelgelenk-Modell zu. Zusammen mit der Schmierstoffviskosität, den konstruktiven Abmaßen, Formabweichungen und Oberflächengeometrien des Hülsenkettengelenks ergeben sich damit auf Basis von Finite-Elemente-Berechnungen die Hülsen- und Bolzendeformationen und auf Basis von fluidmechanischen Modellen sowie Kontaktdruckmodellen die Verteilung der Traganteile. Innerhalb der Kontaktstellen ist damit eine getrennte Betrachtung von Newtonscher und Coulombscher Reibung denkbar, wenngleich eine nennenswerte Entlastung des Festkörpertraganteils in [KST02] nicht festgestellt werden konnte. Die untergeordnete Bedeutung hydrodynamischer Schmierfilmkräfte im Kettengelenk setzt Lach [Lac99] ebenso für die übrigen Kontakte im Kettentrieb voraus und unternimmt mit seinem MKS-Programm DADS auf dem Coulombschen Reibungsgesetz beruhende Abschätzungen, inwiefern sich Änderungen der Vorspannkraft des Spannelements und Variationen der Radien von Führungselementen auf das Antriebsmoment auswirken. Ferner geht er wie Belmer et al. in [BFLN05] auf die Aufschlüsselung der Verluste nach den Kontaktstellen zwischen Hülse und Bolzen, Hülse und Kettenradzahn sowie zwischen Lasche und Führungsschiene ein. Problematisch erscheint hier, selbst bei angenommener Dominanz der Festkörpertraganteile in sämtlichen Kontakten, die Wahl eines für alle Betriebszustände gültigen Reibungskoeffizienten. Seiner Verifikation mit Messergebnissen steht genauso wie einer Adaption desselben entgegen, dass, wie in Abschnitt 2.3.2 ausgeführt, eine isolierte Quantifizierung der Verlustleistung eines mit realistischen Anregungen beaufschlagten Kettentriebs mit Standard- und Sondermessverfahren bisher nicht zu erreichen war.

3 Aufbau und Ziele der Arbeit

Den Ausführungen der vorangegangenen Abschnitte folgend, entspricht die versuchstechnische Erfassung dynamischer und akustischer Eigenschaften von verbrennungsmotorischen Kettentrieben dem heutigen Stand der Technik. Auf der Grundlage reproduzierbarer Messergebnisse belegen eine Vielzahl von Arbeiten, dass der den MKS-Programmen zugrunde liegende Abstraktionsgrad, insbesondere die Idealisierung des Getriebes als Verknüpfung diskreter Massen und Feder-Dämpferelemente, ausreicht, um die real auftretenden Kraft- und Bewegungsgrößen im nieder- und hochfrequenten Bereich genügend genau wiederzugeben. Mit der Verzahnung von Berechnung und Versuch wurde den gestiegenen Anforderungen mit dem Hauptaugenmerk auf höheren Dauerfestigkeiten und geringeren Geräuschemissionen, bei gleichzeitig reduzierter Entwicklungszeit, Rechnung getragen.

Demgegenüber beschränkt sich die Betrachtung der Kettentribologie, getrieben vom Anspruch der Automobilhersteller, einen Austausch der Kette während der Motorlebensdauer zu vermeiden, fast vollständig auf experimentelle Untersuchungen über den Einfluss von Werkstoffwahl, Oberflächenbeschichtungen oder Schmierung auf das Verschleißverhalten im Kettengelenk. Rechnerische Vorhersagen über den Materialabtrag sind aufgrund der Vielzahl nicht zugänglicher Eingangsparameter sowie der Komplexität der Wechselwirkungen im tribologischen System nur sehr eingeschränkt möglich. Ähnliches gilt für die Simulation der Kettentriebsreibung. Zwar approximieren die relativgeschwindigkeits- oder normalkraftproportionalen Ansätze die aus den tribologischen Beanspruchungen resultierende Minderung der übertragbaren Leistung, Abgleiche mit Messungen bleiben hingegen allenfalls auf die Einzelkontakte begrenzt. Ursächlich ist die messtechnische Unzugänglichkeit der isolierten Kettentriebsreibung unter dem Anspruch simultan wirkender, realistischer verbrennungsmotorischer Wellenanregungen. Das ist ein Grund dafür, dass die vergleichsweise wenigen Veröffentlichungen im besten Fall vergleichende Schleppmessungen beinhalten. Eine Bewertung der erreichbaren Reproduzierfähigkeiten der mit den gewählten Prüfstandsaufbauten gewonnenen Ergebnisse findet meist nicht statt, obwohl die Reibleistungsdifferenzen im Fall wirklichkeitsgetreuer Abtriebsmomente, gemessen am notwendigen Messbereich, äußerst gering sind. Auch berücksichtigen derartige Vergleiche die aus Anwendersicht sinnvolle Betrachtung der Interaktionen zwischen Kettenfestigkeit, -dynamik und -reibung bisher nicht. Die angesprochenen Einschränkungen bei der experimentellen Ermittlung der Kettentriebsreibung und deren Beeinflussungsmöglichkeiten stellen den Ausgangspunkt der Arbeit dar.

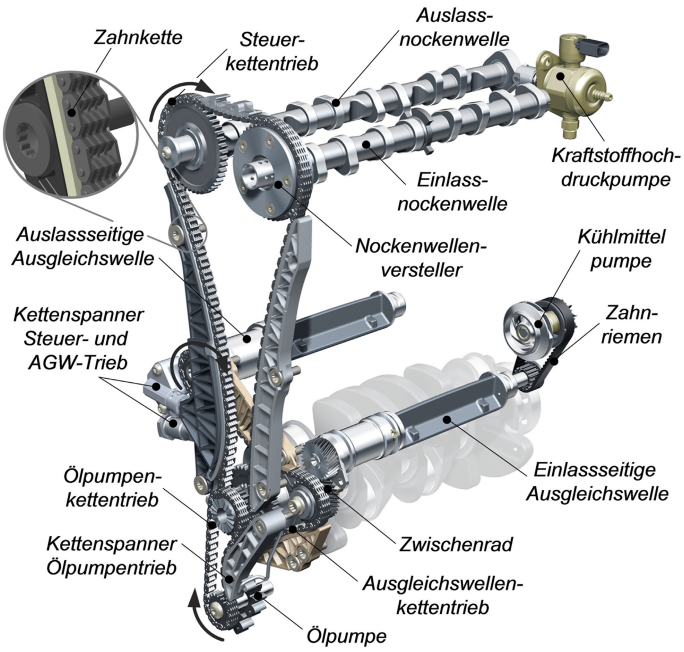


Abbildung 3.1: Die Zahnkettentriebe des 1,8 l TFSI-Motors

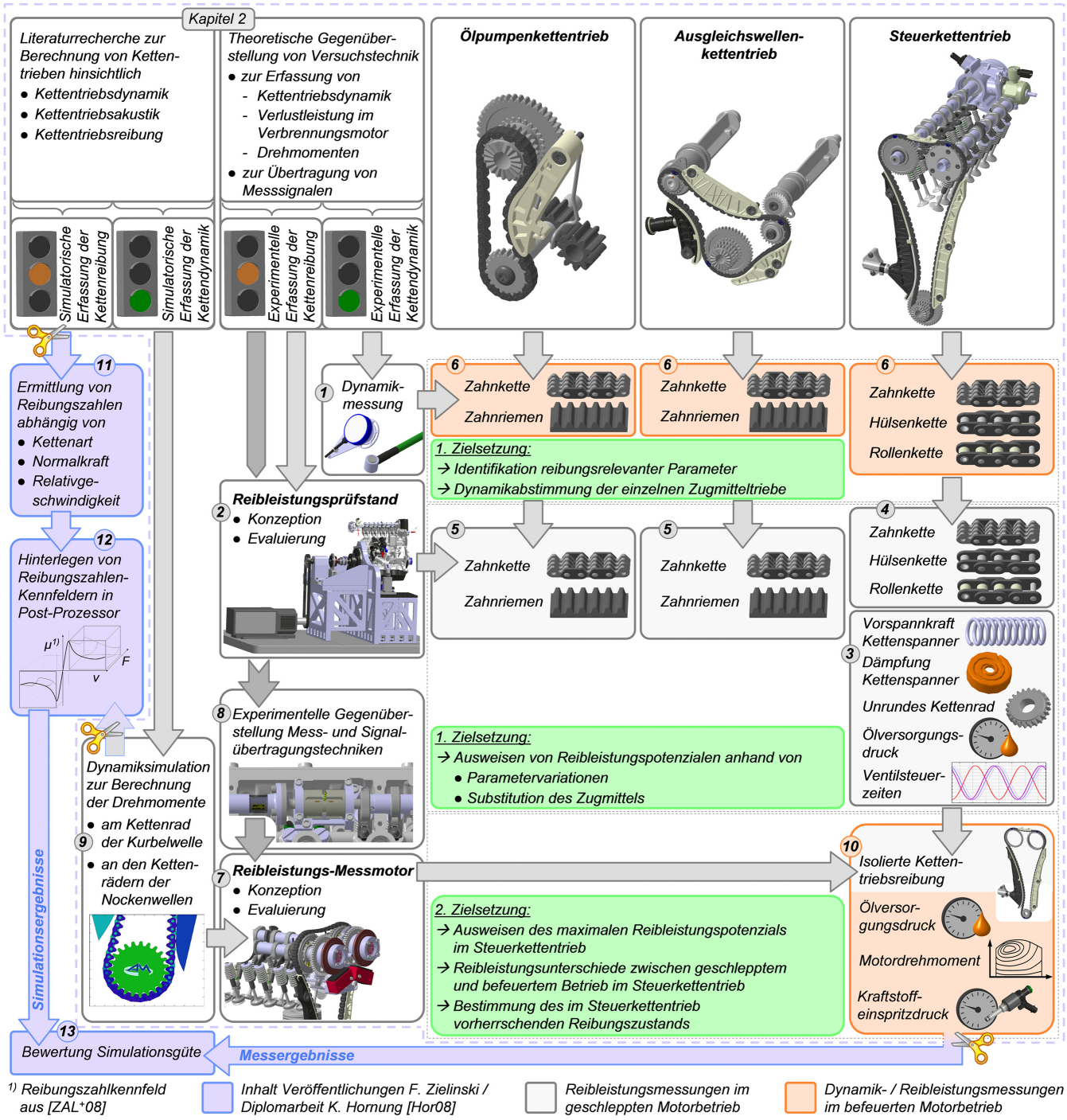


Abbildung 3.2: Aufbau und Ziele der vorliegenden Dissertation

Bei dem den Untersuchungen zugrunde liegenden Aggregat handelt es sich um einen direkteinspritzenden 1,8 l Vierzylinder-Ottomotor mit Turboaufladung. Wie Abbildung 3.1 zu entnehmen ist, erfolgt der Antrieb von Ölpumpe, Nocken- und Ausgleichswellen ausgehend von einem Kettenrad mit drei Verzahnungskränzen, das am freien Kurbelwellenende angeordnet ist, über drei einstufige Kettentriebe. Die sich nur hinsichtlich ihrer Gliederzahl unterscheidenden Zahnketten verfügen über eine Teilung von 6,35 mm (1/4”), ihre Innenglieder weisen je vier Zahnlaschen, ihre Außenglieder jeweils drei Zahn- und zwei Führungslaschen auf. Der Steuerkettentrieb überträgt die Drehbewegung der Kurbelwelle mit einem

Übersetzungsverhältnis von 2:1 auf ein mit der Auslassnockenwelle drehfest verbundenes Kettenrad sowie auf den Kettenradkranz des einlassseitigen Nockenwellenverstellers. Jede der Nockenwellen betätigt über Rollenschlepphebel acht Ein- bzw. Auslassventile, wobei die Auslassnockenwelle zusätzlich eine Vakuumpumpe und über einen Vierfachnocken eine Kraftstoffhochdruckpumpe antreibt. Die transversale Führung des Zugmittels stellen zwei Gleitschienen und eine rotatorisch gelagerte Spannschiene sicher, deren Auslenkungen von einem Spannelement hydraulisch gedämpft werden. Dieser Aufbau findet sich in gleicher Weise im Ausgleichswellenkettentrieb wieder. Abtriebswellen sind zwei im Zylinderkurbelgehäuse integrierte, mit zweifacher Kurbelwellendrehzahl umlaufende Unwuchtwellen. Ihre Aufgabe ist die Kompensation der beim Vierzylinder-Reihenmotor verstärkt in der zweiten Motorordnung auftretenden oszillierenden Massenkräfte. Ein aus einem Ketten- und einem Zahnrad bestehendes Zwischenrad gewährleistet die dazu obligatorische Drehrichtungsumkehr der einlassseitigen Ausgleichswelle, die zudem als Antriebswelle der Kühlmittelpumpe fungiert. Im Gegensatz zum Ausgleichswellen- und Steuerkettentrieb genügt im Ölpumpenkettentrieb aufgrund der geringen abtriebsseitigen Drehanregungen, verbunden mit den kurzen Trumlängen, ein rein federbelasteter Kettenspanner zur Beruhigung transversaler Kettenschwingungen.

Die in der vorliegenden Dissertation durchgeführten Untersuchungen schließen sämtliche Kettentriebe des vorgestellten Verbrennungsmotors ein, wobei der Fokus bewusst auf den Steuertrieb gelegt wurde. Gründe dafür waren neben pragmatischen Aspekten, die seine Zugänglichkeit und die Platzverhältnisse betreffen, insbesondere, dass dieser Anwendungsfall von wenigen Ausnahmen abgesehen, in jedem Viertakt-Hubkolbenmotor vorkommt. Vom Gegenstand der Untersuchungen und den Vorüberlegungen aus Kapitel 2 ausgehend, gibt Abbildung 3.2 einen Überblick über den Aufbau und die Zielsetzungen der Arbeit. Letztere lassen sich in zwei Hauptbereiche aufteilen.

1. Ein wesentlicher Teil der Arbeit befasst sich mit der Fragestellung, welche Reibleistungspotenziale im Steuerkettentrieb bei unveränderlichem Layout erschlossen und wie diese verlässlich quantifiziert werden können. Ihre Beantwortung setzt zunächst die vollständige Identifikation der applikativen und konstruktiven Einflussgrößen auf die Kettenkräfte und -geschwindigkeiten mit einer Messung der Kettentriebsdynamik im befeuerten Motorbetrieb ① voraus. Als Schwierigkeit erweist sich dabei, dass die Auswirkungen einiger Parameter auf die Verlustleistung ausschließlich bei stattfindendem Verbrennungsprozess zu bestimmen sind. Unter der Annahme, dass eine innermotorische Ermittlung der Reibleistungsunterschiede infolge der Konzeption, Fertigung und Applikation anwendungsspezifischer Messwertaufnehmer, deren Integration im Aggregat sowie den hier nur unzulänglich zu definierenden Umgebungsbedingungen mit einer deutlich reduzierten Wiederholgenauigkeit der Messergebnisse einhergeht, werden zwei Prüfaufbauten vorgehalten. Der erste Schritt umfasst die rechnerische Auslegung und konstruktive Umsetzung eines Motorschleppprüfstands ②. Die an ihn gestellten, zentralen Anforderungen enthalten, von der Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle abgesehen, die Vorgabe weitgehend betriebsnaher Wellenanregungen. Trotzdem soll die von Prüfstandsaufbau und Messprozedere vorgegebene, erreichbare Reproduzierfähigkeit der Ergebnisse belastbare Aussagen zur Abhängigkeit der Kettentriebsreibung von den Parametern liefern, deren Einfluss im lastlosen Betriebszustand nachweisbar ist ③.

   Während die beschriebenen Versuche Variationen oder einen Austausch der Zahnkette nicht inkludieren, beschäftigen sich weitere Messreihen mit der Beurteilung des Reibungsverhaltens alternativer Zugmittel. Als Substitutionslösungen dienen Hülsen- und Rollenketten im Steuertrieb ④ sowie nasslaufende Zahnriemen im Ausgleichswellen- und Ölpumpentrieb ⑤. Zur Erschließung des vollständigen Reibleistungspotenzials der einzelnen Zugmittel werden im Vorfeld der Messungen ihre Abmessungen den wirkenden Belastungen entsprechend ausgewählt, eine reibungsneutrale Anpassung der Schienengeometrie in den Ein- und Auslaufbereichen vorgenommen sowie die aufgebauten Getriebe einer dynamischen Abstimmung im befeuerten Betrieb unterzogen ⑥.

2. Der zweite Schritt betrifft die Entwicklung eines Prüfaufbaus, der zum einen die Extraktion der tatsächlichen Reibung des Steuerkettentriebs erlaubt. Zum anderen soll er zugleich den Anspruch erfüllen, die Auswirkungen der mit dem Verbrennungsprozess verknüpften Parameter auf die Reibung zu beziffern. Die Verwirklichung dieser Lastenheftvorgaben geschieht durch die Einbindung von Messwertaufnehmern in einen Vorserienmotor ⑦. Um die Auswahl der hierfür zielführendsten Drehmomentmess- und Signalübertragungstechnik sicherzustellen, ergänzt eine experimentelle Gegenüberstellung von DMS und magnetostriktivem Verfahren im Zylinderkopf einer Schleppattrappe ⑧ die Erkenntnisse der theoretischen Vergleiche aus den Kapiteln 2.3.3 und 2.3.4. Die gesammelten Erfahrungen hinsichtlich der Beständigkeit gegenüber Umgebungsmedien, der Reaktion auf parasitäre Belastungen, der Messgenauigkeit und deren Beeinflussungsmöglichkeiten fließen in die konstruktive Anpassung des Reibleistungs-Messmotors ein. Unabhängig davon, auf welches Drehmomentmessverfahren die Wahl fällt, ist es erforderlich, den Zahnkettentrieb im MKS-Programm KetSim abzubilden ⑨ und anhand kettentriebsdynamischer Messgrößen abzugleichen. Nur so sind eine Berechnung der an den Kettenradwellen angreifenden Drehmomente und damit eine belastungs- und messsignalgerechte Dimensionierung der Messwertaufnehmer durchführbar. Dazu gehören auch Finite-Elemente-Berechnungen, welche die konstruktive Optimierung der Messwertaufnehmer und die Festlegung geeigneter Kalibrierprozesse mit der Abschätzung potenzieller Messabweichungen unterstützen. Mit den anschließenden Messreihen und Parametervariationen soll ermittelt werden, wie groß die vom Steuertrieb verursachte Reibleistung tatsächlich ist, wie sich der Motorlastzustand, der Öl- und Kraftstoffeinspritzdruck auf die isolierte Verlustleistung auswirken und welcher Reibungszustand im Kettentrieb global dominiert ⑩. Auf Basis dieser Ergebnisse ist dann unter Berücksichtigung der erreichbaren Reproduziergenauigkeiten auch die Frage zu beantworten, inwiefern Schleppmessungen zur Bestimmung verbrennungsmotorischer Kettentriebsreibung legitim und sinnvoll sind.

Gleichzeitig sollen sowohl das in KetSim abgebildete Zahnkettenmodell als auch die jetzt messbare, isolierte Kettentriebsreibung der Verifikation einer neuartigen Methodik zur Berechnung von Reibung in Kettentrieben dienen. Dieser von Zielinski entwickelte Ansatz beruht im Wesentlichen auf relativgeschwindigkeits- und normalkraftabhängigen Reibungszahlen-Kennfeldern ⑪, aus denen ein der Mehrkörpersimulation nachgeschalteter Postprozessor ⑫ für jeden Zeitschritt den der Beanspruchung entsprechenden Reibungskoeffizienten der Reibleistungsberechnung zuführt. Da diese Betrachtungen nicht mehr Umfang des vorliegenden Berichts sind, sei für weiterführende Einzelheiten bezüglich des Berechnungsverfahrens auf die Veröffentlichungen von Zielinski verwiesen, bezüglich der Messungs-Rechnungsvergleiche auf Grundlage der Untersuchungen am Steuertrieb des 1,8 l Motors ⑬ auf die Diplomarbeit von Hornung [Hor08].

4 Identifikation reibungsrelevanter Parameter im verbrennungsmotorischen Kettentrieb

Neben der grundlegenden Proportionalität zur Relativgeschwindigkeit zueinander bewegter Oberflächen hängt die Reibleistung in jeder einzelnen Kontaktstelle eines Kettentriebs von der lokal wirkenden Reibungskraft ab. Diese wird gemäß Abbildung 2.12 von der Struktur des jeweiligen tribologischen Systems, aber auch wieder von Größen aus dem Beanspruchungskollektiv bestimmt. Je nach vorliegendem Reibungszustand dominiert der Einfluss von Normalkraft oder Relativgeschwindigkeit (vgl. Gleichung (2.28)). Die Eingangsgrößen der einzelnen Tribosysteme sind dabei unmittelbar, für den quasistatischen Fall entsprechend Abbildung 2.10, mit den konstruktiven Parametern und den Betriebsbedingungen des globalen tribologischen Systems, dem Kettengetriebe, verknüpft. Die Identifikation und Diskussion der wesentlichen Einflussgrößen auf die Relativgeschwindigkeiten, insbesondere aber auf die Normalkräfte in den Kontaktstellen des Steuer-, AGW- und Ölpumpenkettentriebs, erfordern, unter Berücksichtigung weiterer kettentriebsdynamischer Beurteilungskriterien über theoretische Abschätzungen hinaus, die experimentelle Ermittlung der kettentriebsdynamischen Größen im befeuerten Motorbetrieb.

4.1 Integration von Messwertaufnehmern zur Erfassung der Kettentriebsdynamik

Ein theoretischer Abriss über die Funktionsweise und den aktuellen Stand der Messtechnik zur Aufnahme von Wellendrehzahlen und Kettenkräften wurde bereits in Abschnitt 2.3.1 gegeben. Im Folgenden liegt der Fokus daher allein auf der Beschreibung der aufgebauten Messketten, bestehend aus Signalnachbearbeitungshard- und -software, Anpasser und Messgrößenaufnehmer sowie der zu ihrer Integration in die Kettentriebe notwendigen konstruktiven Anpassungen.

4.1.1 Drehzahlmessung

Nur die Bestimmung der Kettengeschwindigkeit entbehrt einer separaten Drehzahlerfassung an jeder Kettenradwelle. In Verbindung mit einer ausreichend hohen Anzahl von Messpunkten pro Umdrehung eröffnet sie jedoch die Möglichkeit, Drehungleichförmigkeiten einzelner Kettenräder und Übertragungsfehler zwischen zwei Wellen zu berechnen, die vor allem für Steuerkettentriebe ein wichtiges Auslegungskriterium darstellen.

Zur Messung der Winkelgeschwindigkeiten von Nocken- und Ausgleichswellen werden Feldplattensensoren eingesetzt, die eine magnetische Abtastung der Kettenradverzahnungen vornehmen und mit ihnen den Drehgeber bilden. Eine den Sensoren nachgeschaltete Elektronik generiert aus der sinusförmigen Ausgangsspannung eine TTL-Impulsfolge (vgl. Abbildung 4.1). Deren winkelgeschwindigkeitsproportionale Periodendauer wird von einem Drehzahl-Messkanal mithilfe eines Hochgeschwindigkeitszählers (10 GHz / 40 bit) ermittelt, der sich im sogenannten Frontend-Gerät (RASFE12) eines ROTEC-Messsystems befindet. Von hier aus gelangen die Daten über eine IEEE-1394-Schnittstelle zu einem PC, der als Steuer- und Auswerteeinheit fungiert. Die 10 GHz-Zeitbasis führt bei Drehzahlwerten, wie sie in Verbrennungsmotoren vorkommen, zu einer Winkelauflösung im Bereich von Milliwinkelsekunden, die damit deutlich größer als die Winkelsekunden-Auflösung der hochauflösendsten Drehgeber ist. Folglich ist die Messabweichung bei der Ermittlung der Periodendauer der Impulsfolge vernachlässigbar klein. Das Gleiche gilt

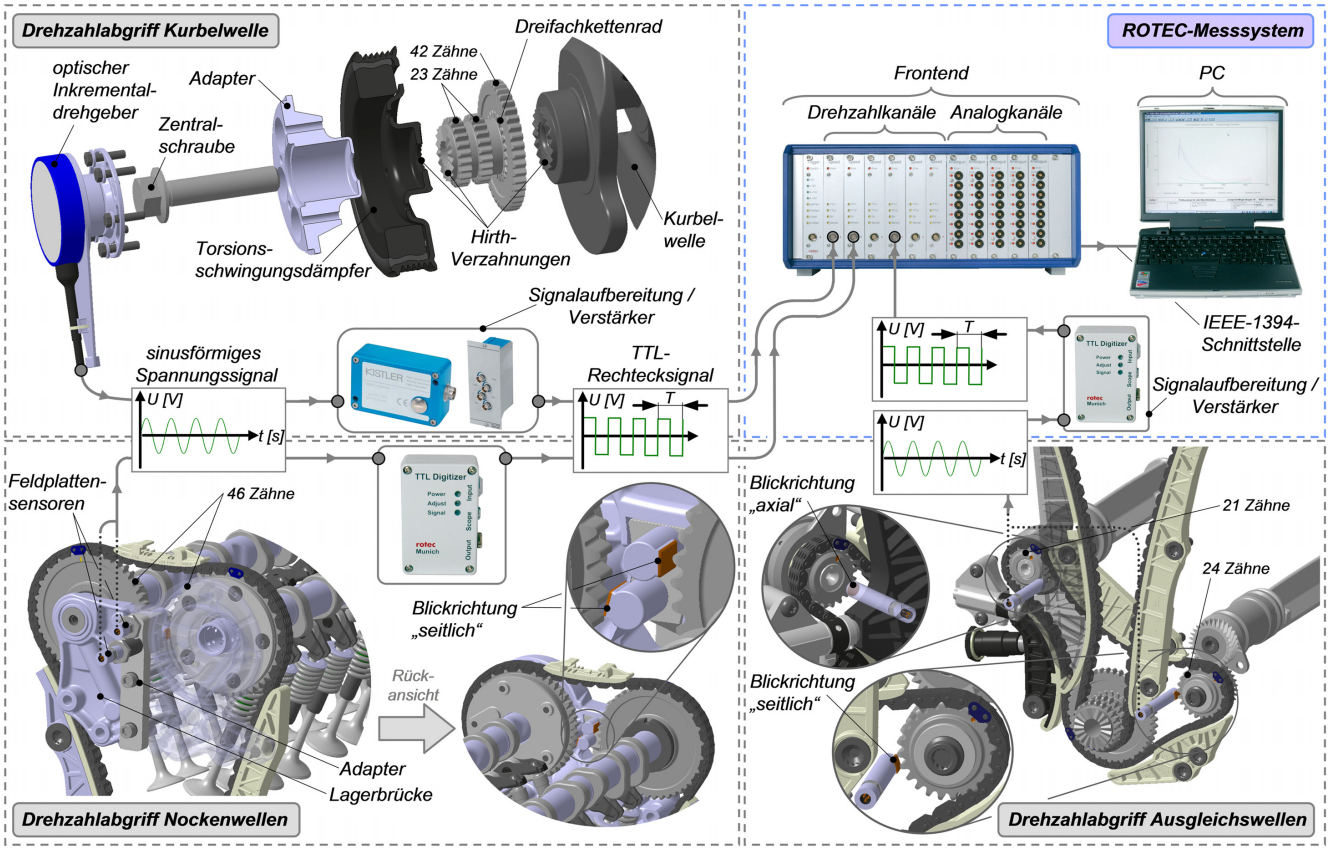


Abbildung 4.1: Messkette zur Erfassung der Winkelgeschwindigkeiten von Kurbelwelle, Nocken- und Ausgleichswellen [Rot04b] [Rot04a] [Kis05b]

für die durch Einzelteilungsfehler der Kettenradverzahnungen hervorgerufenen Messungenauigkeiten, da die Fertigungstoleranzen eine Begrenzung dieser auf 0,02 ° vorsehen. Mehr Aufmerksamkeit erfordert die Vermeidung von Sensorbewegungen parallel zu den Kettenradzähnen durch steife Anbindungen derselben an die Motorstruktur. Abbildung 4.1 zeigt exemplarisch den Adapter für die Messwertaufnehmer im Zylinderkopf, der zwei Verschraubungspunkte der Lagerbrücke verwendet und die Sensoren bis kurz vor die Verzahnungen führt. Eine in zweierlei Hinsicht maßgebliche Fehlerquelle können die geringen Zähnezahlen der Kettenräder sein. Neben der von Aliasing-Effekten begrenzten, maximal analysierbaren Signalfrequenz (Nyquist-Frequenz), die als Ordnung ausgedrückt der halben Zähnezahl des jeweils abgetasteten Kettenrads entspricht, ist insbesondere der Amplitudenfehler abzuschätzen. Seine Ursache liegt darin begründet, dass sich aus den Messgrößen Zeit und Kettenradteilung nicht die Augenblicksdrehzahl, sondern ein Drehzahlmittelwert bestimmt, der entsprechend Gleichung (4.1) in Abhängigkeit von der Ordnung i und der Anzahl der Messpunkte pro Umdrehung j vom tatsächlichen Amplitudenwert abweicht. [Ada03]

$$\Delta\widehat{\omega}\,(i,j) = 100 \cdot \left[1 - \frac{j}{i \cdot \pi} \cdot \sin\left(\frac{i \cdot \pi}{j}\right)\right] \quad [\%] \tag{4.1}$$

Die vorgesehenen Analysen im Spektralbereich beschränken sich auf die 2., 4. und 6. Motorordnung. Die größtmögliche Messabweichung entsteht bei der Betrachtung der Drehungleichförmigkeiten der Nockenwellen in der 6. Motorordnung. Sie beträgt 10,8 %, verringert sich aber durch die reduzierten Winkelintervalle eines Sensors mit vier Feldplatten auf unter 1,0 %. Bezüglich des Abtasttheorems reicht selbst an den Nockenwellen der pro Kettenradzahn **einen** Messwert produzierende Standardsensor für die Auswertung eines FFT-Spektrums bis zur 11,5. Motorordnung aus. [Ada03] [Rot04b] [Rot04c]

Die eingeschränkte Zugänglichkeit des Dreifachkettenrads auf der Kurbelwelle und der außerhalb des Motors angeordnete Zweimassen-Schwingungsdämpfer sprechen hier für die Verwendung eines optischen Inkrementaldrehgebers (Kistler 2613B). Seinen Anschluss stellt ein rotationssymmetrischer Adapter sicher, der sich über den Schwingungsdämpfer zentriert. Zur kraftschlüssigen Verbindung beider Bauteile wird die bestehende Zentralschraube genutzt, welche ansonsten die notwendige Vorspannkraft für die formschlüssig wirkenden Hirth-Verzahnungen zwischen Torsionsschwingungsdämpfer, Kettenrad und Kurbelwelle erzeugt. Die kurze und steife Anbindung verhindert nennenswerte Relativverdrehungen zwischen Kettenrad und Inkrementalgeber. Dessen nachgeschalteter Verstärker erzeugt ein TTL-Rechtecksignal mit einer maximalen Auflösung von 0,1 °. Die Gefahr von Überlagerungseffekten und maßgeblichen Amplitudenfehlern besteht hier demnach nicht. [Kis05b]

4.1.2 Wegmessung

Die Kolbenbewegung des Spannelements ist aus zwei Gründen von Interesse. Zum einen gibt seine Schwingwegamplitude Aufschluss darüber, ob das gewählte Leckagevolumen des Spannelements geeignet ist, die transversalen Kettenschwingungen in ausreichendem Maße zu dämpfen. Zum anderen ist die Kenntnis der absoluten Position des Kolbens eine notwendige Voraussetzung für die indirekte Ermittlung der Kettenkraft.

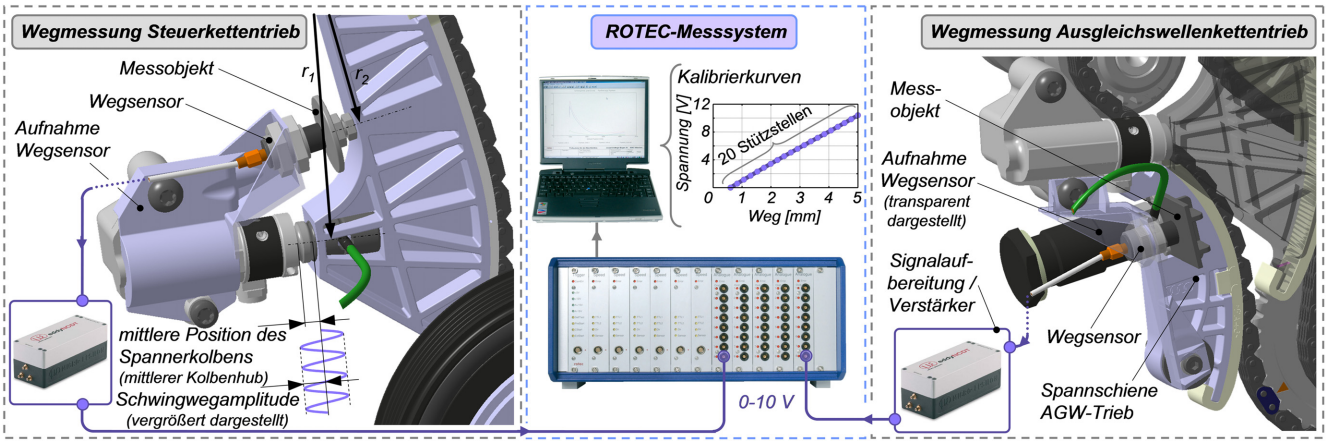


Abbildung 4.2: Messkette zur Erfassung der Kolbenbewegungen des Spannelements [Micb]

Aufgrund des beschränkten Bauraums und um Rückwirkungen auf die Spannschienenbewegung auszuschließen, finden berührungslos arbeitende Wirbelstromsensoren (Micro-Epsilon eddyNCDT 3010-U3) Anwendung. Wie in Abbildung 4.2 illustriert, erlauben ihre geringen axialen Abmessungen in Verbindung mit verwindungssteifen Aufnahmen eine den Rückseiten der Spannschienen gegenüberliegende Platzierung im Inneren des Zylinderkurbelgehäuses. Als wirbelstrominduzierte Messobjekte dienen ferromagnetische Plättchen (St 37), die mit dem Schienenkörper verschraubt sind. Da ihre Gestaltung im Hinblick auf Formgebung und Größe anwendungsspezifisch ist, besteht trotz Werkskalibrierung die Notwendigkeit eines Systemabgleichs. Dazu werden das auf der Spannschiene montierte Messobjekt sowie der Messfühler in einer Kalibriervorrichtung (Micro-Epsilon MC25 D) eingespannt, deren Spindel die Vorgabe eines translatorischen Verfahrwegs im Mikrometerbereich ermöglicht. Die gemessene Verstärkerausgangsspannung weist im Messbereich bis 3 mm einen linearen Zusammenhang zur mechanischen Eingangsgröße auf, wobei eine Vergrößerung desselben auf 4,4 mm unter Beachtung auftretender Linearitätsabweichungen durch die Definition weiterer äquidistanter Stützstellen gangbar erscheint. Auch die Schiefstellung des Messobjekts zum Sensor, verursacht durch die rotatorische Bewegung im Motorbetrieb, lässt sich berücksichtigen. Diese systematische Abweichung beträgt, begünstigt durch den zur Kippachse symmetrischen Aufbau der

Messobjekte, bei den im AGW-Kettentrieb zugrunde liegenden ±2,4° etwa ±29 mV (±13 μm). Ebenfalls systematischer Natur ist die temperaturbedingte Nullpunktverschiebung. Infolge der bis 65 °C wirksamen Temperaturkompensation kann sie bei Motortemperaturen von 120 °C zwar bis zu 61 μm ausmachen, bei Verwendung desselben Sensors spielt die Abweichung für vergleichende Messungen jedoch keine Rolle. Zudem ist ein davon ausgehender, signifikanter Fehler auch bei der Berechnung der Beträge von minimaler, mittlerer und maximaler Kettenkraft nicht zu erwarten (vgl. Abbildung 4.5).

Das Verstärkerausgangssignal wird von Analogmesskarten im Frontend-Gerät mit bis zu 50 kHz pro Messkanal abgetastet. Damit können Messungen ohne Überlagerungseffekte bis zur Grenzfrequenz des Wegmesssystems (25 kHz) vorgenommen werden. Ferner gestattet die Messbereichsauflösung der Analogkanäle von 16 bit die volle Ausnutzung der statischen Auflösung von Sensor und Signalaufbereitungselektronik (0,15 μm). Darüber hinaus gewährleistet die gemeinsame Zeitbasis aller Analog- und Drehzahlkanäle phasengleiche Analysen sämtlicher aufgenommener Messgrößen. [Mica] [Micb] [Ada03]

4.1.3 Kraftmessung

Die Kettenlängskraft gibt Aufschluss über die Belastungen in den einzelnen Kontakten und bildet damit auch die Grundlage für die Wahl einer Kette mit ausreichender Dauerfestigkeit. Weiterhin kann anhand der minimalen Kräfte beurteilt werden, ob die Abstimmung des Spannelements in der Lage ist, die notwendige Vorspannung der Kette stets sicherzustellen.

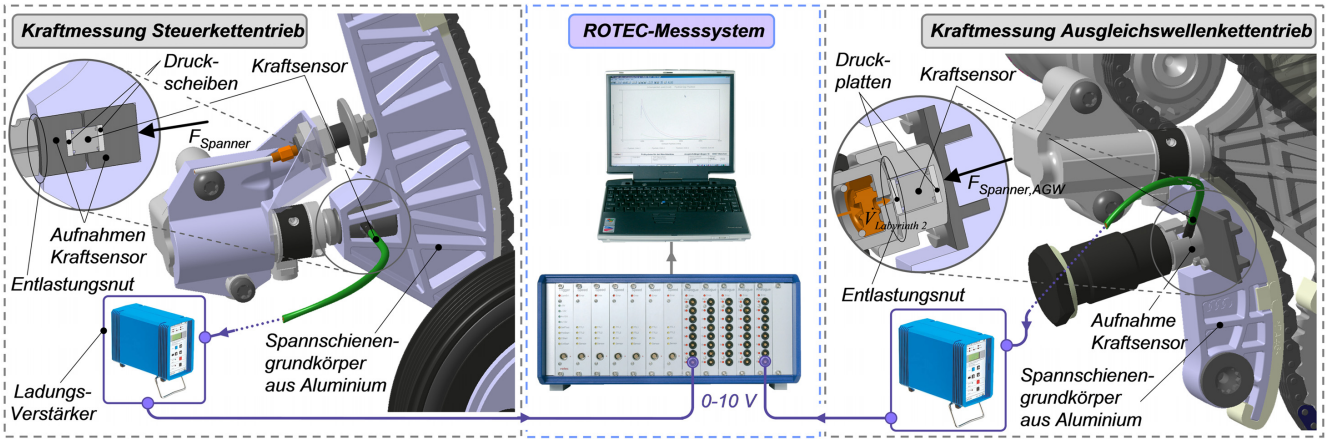


Abbildung 4.3: Messkette zur Erfassung der Kontaktkraft zwischen der Spannschiene und dem Spannelement [Kis05a]

Im vorliegenden Bericht sprechen die kleinen Teilungen der zu untersuchenden Ketten von bis zu 6,35 mm, die unterschiedlichen Kettenarten und Triebgeometrien gegen eine Abnahme der Kraft auf den Kettengliedern. Stattdessen erfolgt die Messung der zwischen der Spannschiene und dem Kolben des Spannelements wirkenden Kontaktkraft $F_{Spanner}$. Um elastische Verformungen zu vermeiden und die Kettenkraft möglichst verlustfrei in die Kontaktkraft zu überführen, wird während der Messungen die ursprüngliche Spannschiene aus PA 66 durch einen Grundkörper aus Aluminium ersetzt (vgl. Abbildung 4.3). Konstruktiv ist dieser so ausgeführt, dass der Spannerkolben seine ursprüngliche Position beibehält und die Feder unverändert stark vorgespannt bleibt. Entlastungsnuten in den Sensoraufnahmen oder dem Kolben verhindern eine Beeinflussung der Ölleckagevolumina.

Da das Augenmerk neben der dynamischen auch auf der statischen Kraftkomponente liegt, bieten sich DMS-basierte Sensoren an. Als nachteilig bei den bezüglich des Bauraums in Betracht kommenden Aufnehmern erweisen sich die thermische Abhängigkeit von Nullpunktsignal (0,04 - 0,08 % v. $F_{Nenn}/°C$) und

Empfindlichkeit (0,05 - 0,07 % v. F_{ist}/°C) sowie ihr beschränkter Betriebstemperaturbereich (≤ 100 °C). [Dr.03] [Fut] [Hota] Der verwendete Quarzkristallsensor (KISTLER 9211) lässt sich hingegen bis über 200 °C einsetzen. Überdies ist der Einfluss der Temperatur auf die Sensorempfindlichkeit gemäß Abbildung 4.4 ① deutlich kleiner. Darüber hinaus ist die von ihm verursachte Messabweichung als systematisch einzustufen, solange der Messfühler nicht ausgetauscht wird. Demnach spielt sie für vergleichende Messungen keine Rolle.

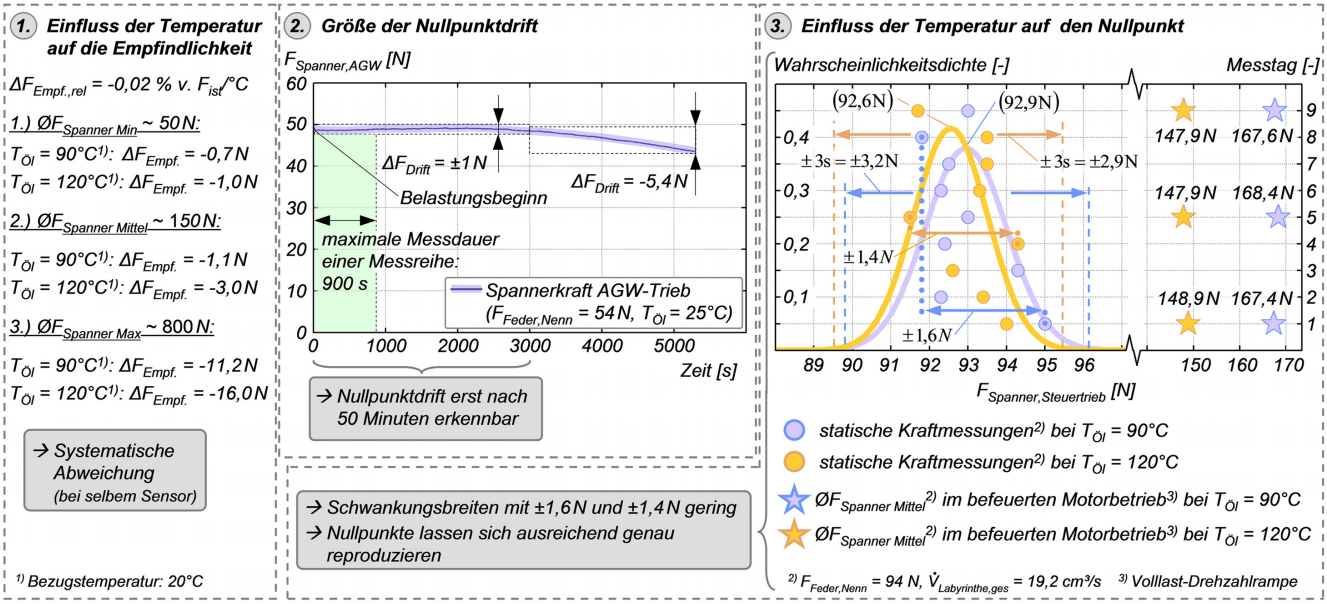


Abbildung 4.4: Untersuchung systematischer und zufälliger Messabweichungen bei der Aufnahme der Kontaktkraft zwischen Spannschiene und Spannelement

Prinzipiell sind piezoelektrische Kraftaufnehmer mit nachgeschaltetem Ladungsverstärker (KISTLER Typ 5011) aus den in Abschnitt 2.3.1.1 ausgeführten Gründen aber nur für quasistatische Messungen geeignet. [Kis] Die ursächliche Nullpunktdrift beziffert die Literatur mit maximal ±50 mN/s, wobei ihre tatsächliche Größe von Aufnehmerempfindlichkeit, Messbereichseinstellung und dem Wert der Messgröße abhängt und daher für die jeweilige Anwendung zu prüfen ist. [MEG+90] Im Fall eines Kettentriebs bietet es sich an, die Sensoren mit der im Stillstand zeitlich konstanten Federkraft des Spannelements zu beaufschlagen. Ihre Aufzeichnung zeigt Abbildung 4.4 ②. Ein signifikanter Driftfehler tritt erst 50 Minuten nach Belastungsbeginn auf. Während der 15-minütigen Messreihe ändert sich der Messwert um weniger als ±1 N. Das Ausnutzen dieser Signalkonstanz setzt voraus, den Sensor vor jeder Messung in den unbelasteten Zustand zu überführen und den Nullpunkt am Verstärker neu festzulegen.

Geschieht das bei der späteren Messtemperatur, eliminiert diese Vorgehensweise zugleich den Temperatureinfluss auf das Nullpunktsignal. Mit dem Bestreben, eine hohe Kompensationsgüte zu erzielen, ist die stets gleiche Sensortemperatur zum Zeitpunkt des Zurücksetzens zu gewährleisten. Aufschluss über die dabei erreichbare Reproduzierbarkeit geben die Vermessungen desselben Spannelements an neun Messtagen mit dazwischenliegenden Umbauten. Ihre Mittelwerte von 92,9 N ($T_{Öl} = 90$ °C) bzw. 92,6 N ($T_{Öl} = 120$ °C) unterscheiden sich nur geringfügig (vgl. Abbildung 4.4 ③). Der niedrigere Wert bei 120 °C lässt sich vermutlich auf die reduzierte Sensorempfindlichkeit zurückführen. Ebenso sind die Schwankungsbreiten von ±1,6 N ($T_{Öl} = 90$ °C) bzw. ±1,4 N ($T_{Öl} = 120$ °C) für die zwischen den Vergleichsvarianten zu erwartenden Kraftdifferenzen als ausreichend gering einzuschätzen. Bestätigung finden die guten Ergebnisse auch bei der Messung dynamischer Kräfte am Steuertriebskettenspanner. Sie werden an drei Messtagen jeweils während einer Drehzahlrampe aufgenommen und gemittelt. Ihre Abweichungen betragen maximal 1 N.

Die zwischen Spannschiene und Kolben gemessene Kraft wird im Weiteren als Spannerkraft bezeichnet. Ihre Umrechnung in eine Kettenlängskraft ist in Abbildung 4.5 dargestellt und basiert auf einem aus der Spannschienenkinematik resultierenden Übersetzungsverhältnis. Wie aus Abbildung 2.5 und dem Diagramm in Abbildung 4.5 ersichtlich, ist $i_{Kettenkraft/Spannerkraft}$ eine Funktion der Schienenkontur und ihrer rotatorischen Position. Unter Vernachlässigung elastischer Schienenverformungen kann es mit einem Kinematikmodell des Kettentriebs (Virtual Chaindrive) in Abhängigkeit von der Kolbenposition berechnet werden. Der ermittelte Zusammenhang ermöglicht in Kombination mit dem gemessenen Kolbenhub für jeden Messwert die Bestimmung des wirksamen Übersetzungsverhältnisses, die zeitlich synchrone Aufnahme der Spannerkraft das Ableiten der Kettenlängskraft. Die aus dem Massenträgheitsmoment der Spannschiene resultierenden Anteile lassen sich zudem mit der zweiten Ableitung der Kolbenposition extrahieren. Für diese Art der Ermittlung der Kettenlängskraft im Lostrum sprechen der vergleichsweise geringe Applikationsaufwand, die Zugänglichkeit des Sensors, insbesondere aber die Möglichkeit, den Messwertaufnehmer durch manuelles Zurückdrücken des Kettenspannerkolbens zu entlasten, um die geforderte Messwertequalität zu erreichen. Hinzu kommt, dass der Wert des Verhältnisses von Ketten- zu Spannerkraft durch den größeren Krümmungsradius der Führungsschiene auf der Lasttrumseite auf 5,9 anwächst und damit eine Verdopplung belastungsunabhängiger Messabweichungen bei der Berechnung der Kettenlängskraft nach sich zieht. Als Nachteil einer alleinigen Anordnung des Kraftsensors zwischen Spannschiene und Spannerkolben ist die weitgehende Vernachlässigung der Trägheits- und Reibungskräfte von Kettentrieb und Abtriebswellen zu nennen, die zur Unterschätzung der Kettenbelastung führt. Auf Grundlage der mittleren Schleppmomente berechnet, beträgt sie je nach Drehzahl im AGW-Kettentrieb zwischen 26 und 75 N, im Steuerkettentrieb zwischen 33 und 110 N. Für das letztgenannte Getriebe werden diese Werte zusätzlich durch eine Mehrkörpersimulation konstatiert.

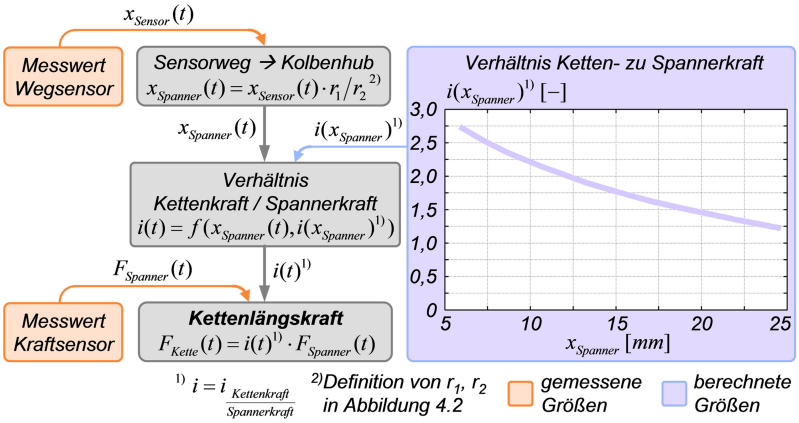


Abbildung 4.5: Ermittlung der Kettenlängskraft

4.2 Einflussgrößen auf die Relativgeschwindigkeit der Reibpartner

Die Ausprägungen der Dreh- und Transversalschwingungen unterscheiden sich in jedem Betriebspunkt des verbrennungsmotorischen Drehzahl-Last-Kennfelds infolge variierender kinematischer und kinetischer Anregungen, die sich damit zweifelsohne auch auf die Relativgeschwindigkeiten in den einzelnen Kontaktstellen auswirken. Davon abgesehen kann ihre wesentliche und gezielte Beeinflussung über den Betriebszustand ausnahmslos durch die Drehzahlvorgabe am antreibenden Kettenrad erfolgen (vgl. Abbildung 2.10), die im Fall des betrachteten Aggregats der Motordrehzahl entspricht. Hier ergeben sich im Drehzahlbereich von 800 bis 6 500 $^1/_{min}$ Kettengeschwindigkeiten von 2,0 bis 15,9 $^m/_s$ im Steuer- und Ölpumpenkettentrieb sowie von 3,6 bis 28,9 $^m/_s$ im AGW-Kettentrieb. Da sich die vorliegende Arbeit bewusst auf Reibleistungsuntersuchungen bei gegebenem Kettentriebslayout konzentriert, wird die Abhängigkeit der Verlustleistung von der Relativgeschwindigkeit ausschließlich am bestehenden Steuerkettentrieb thematisiert (vgl. Kapitel 7.4.1). Geometrische Variationen von Teilkreisdurchmesser, Schienengeometrie und Kettenabmessungen, mit denen eine Veränderung der Relativgeschwindigkeit einhergeht, beschränken sich auf die zur Untersuchung verschiedener Zugmittel notwendigen konstruktiven Anpassungen.

4.3 Einflussgrößen auf die Kontaktkräfte der Reibpartner

Aufgrund des Schwerpunkts der Arbeit und der mannigfaltigen Variationsmöglichkeiten fußt die Offenlegung expliziter Zusammenhänge zwischen den Kettenkräften im Lostrum und den motorischen Randbedingungen auf Untersuchungen im Steuerkettentrieb. Die Interpretation der Ergebnisse erfolgt sowohl im Zeit- als auch im Spektralbereich, wobei in Letztgenanntem die Aufschlüsselung vorzugsweise auf Motorordnungen, als kurbelwellendrehzahlbezogene Frequenzen, basiert. Ferner empfiehlt es sich im Hinblick auf die abzuleitenden Aussagen, die Zeitverläufe in Intervalle zu unterteilen, innerhalb derselben den Minimalwert, den arithmetischen Mittelwert sowie den Maximalwert zu ermitteln und diese wahlweise über der Motordrehzahl oder dem Motordrehmoment aufzutragen.

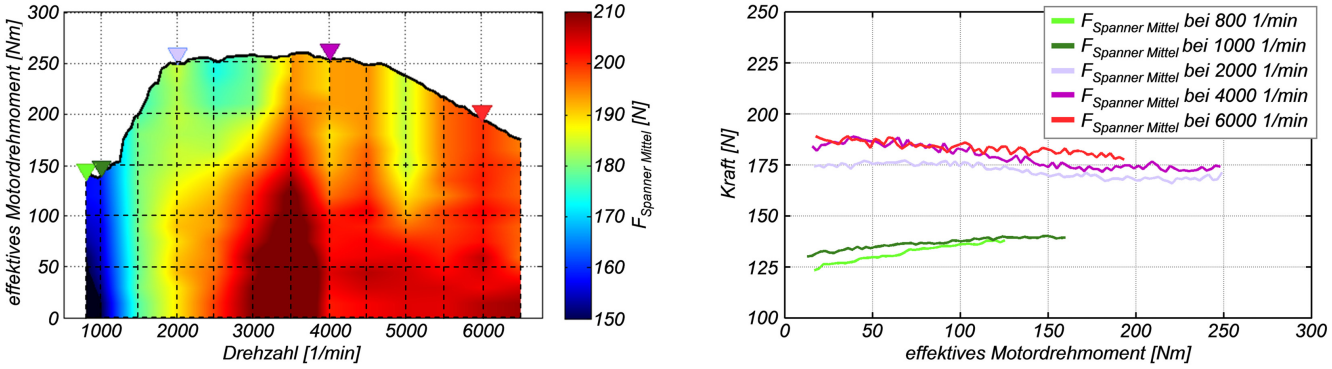


Abbildung 4.6: Verhalten der mittleren Spannerkraft im Motorkennfeld

Die so gebildete mittlere Spannerkraft ist in Abbildung 4.6 im Motorkennfeld dargestellt. Vom Anstieg zwischen 800 und 1 500 $^1/_{\text{min}}$ abgesehen, zeigt sie weder mit zunehmender Drehzahl noch mit zunehmendem Motordrehmoment ein durchgängiges Verhalten. Ursächlich ist die Überlagerung einzelner Effekte. Die massen- und gaskraftabhängigen Kurbelwellendrehanregungen weisen einen quadratischen bzw. nahezu linearen Zusammenhang zu Motordrehzahl bzw. -drehmoment auf. Demzufolge lassen sie ein monotones Verhalten erwarten und können daher nicht der Grund für die lokalen Minimal- und Maximalwerte der mittleren Kräfte sein. Die Kraftüberhöhung im Bereich von 3 500 $^1/_{\text{min}}$ ist vielmehr auf die Resonanz des Kettentriebs bei ca. 220 Hz zurückzuführen. Ursachen für die weiteren lokalen Extrema liegen in der Lastabhängigkeit des Kraftstoffvolumenstroms sowie den kennfeldgeregelten Kraftstoffeinspritzdrücken und Ventilsteuerzeiten, die sich in einer ebenfalls zweidimensionalen Abhängigkeit der Nockenwellendrehanregungen äußern. Der Nachweis und die Diskussion der Auswirkungen dieser Größen auf die Spanner- und damit Kettenkraft sind Inhalt der nachstehenden Abschnitte.

4.3.1 Anregungen der Kurbelwelle

4.3.1.1 Motordrehmoment

Zugunsten einer möglichst isolierten Untersuchung der Abhängigkeit der Kettenkräfte vom Motorlastzustand werden Zündzeitpunkt, Kraftstoffeinspritzdruck und Nockenwellenverstellerposition applikativ fest vorgegeben. Damit umfassen die mit den Änderungen des effektiven Motordrehmoments einhergehenden Auswirkungen auf den Zugmitteltrieb zum einen die veränderlichen Nockenwellendrehanregungen infolge variierender Kraftstoffvolumenströme und Ventilöffnungskräfte. Zum anderen hängt die Ungleichförmigkeit der Kurbelwellendrehbewegung unmittelbar von den Verbrennungsspitzendrücken ab.

Da die Drehsteifigkeit der Kurbelwelle deutlich über den Trumsteifigkeiten liegt und zudem die Massenträgheitsmomente des Kurbeltriebs, selbst bei Vernachlässigung der Kolbengruppe, um mehr als den Fak-

tor 80 größer als die Drehmassen des gesamten Steuertriebs einschließlich der Nockenwellen sind, ist von einer nahezu rückwirkungsfreien Übertragung der Kurbelwellenanregung auf den Kettentrieb auszugehen. [PBP99] Quantifiziert als Schwingwinkelamplitude der 2. Motorordnung zeigt sich insbesondere bei niedrigen Drehzahlen ein weitgehend linearer Zusammenhang zwischen Drehungleichförmigkeit und effektivem Motordrehmoment (vgl. Abbildung 4.8). Ein ähnliches Verhalten über dem effektiven Mitteldruck weisen die Winkelgeschwindigkeits- und Winkelbeschleunigungsamplituden auf. Sie bedingen erhöhte Kraftspitzen, die sich im Zeitverlauf der Spannerkraft in Abbildung 4.7 während der Einfahrbewegung des Kolbens nachvollziehen lassen. Ihre Ursachen liegen sowohl in der Zunahme der beschleunigungsproportionalen Trägheitskraft als auch im Anstieg der Dämpfungskraft des Spannelements. Beide Effekte überlagern sich und sind ebenfalls in der zeitlich gemittelten Reaktionskraft des Spannelements erkennbar. Dass sich in deren Verläufen in erster Linie das Verhalten der Drehzahlschwankungen wiederfindet, kann mit dem größeren Einfluss der als geschwindigkeitsproportional anzusetzenden Dämpfungskraft erklärt werden.

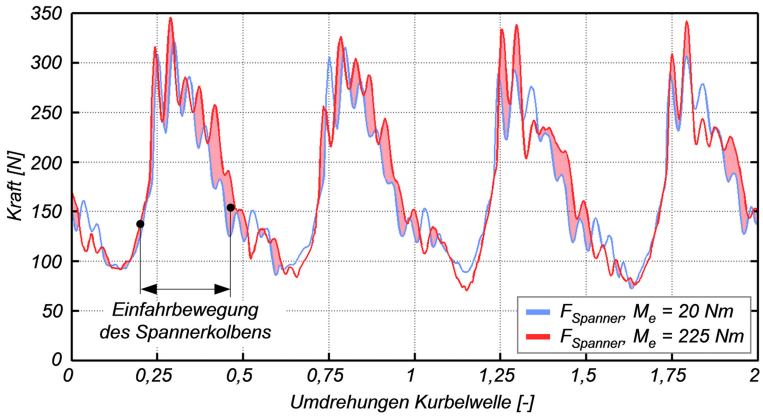


Abbildung 4.7: Zeitsignal der Spannerkraft bei 2 200 $^1/_{min}$

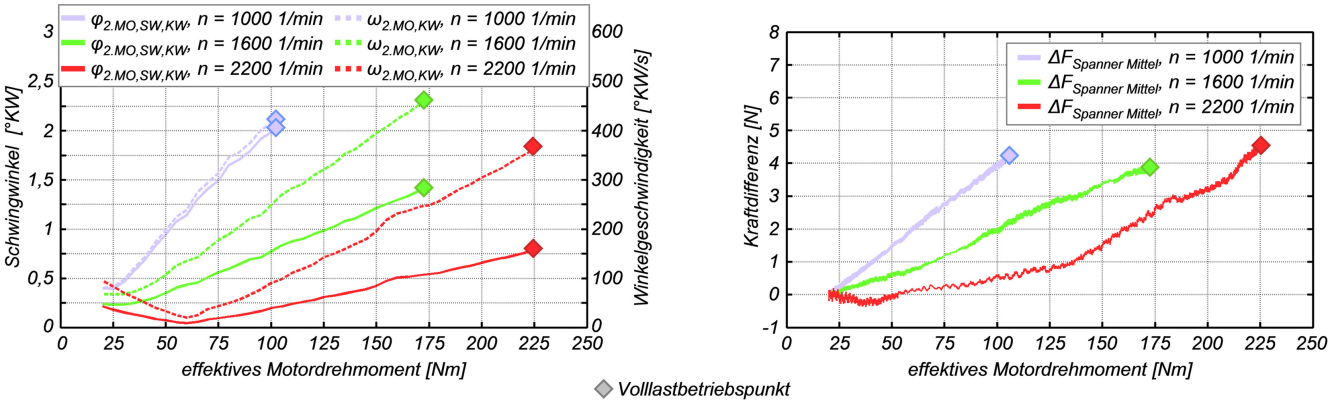


Abbildung 4.8: Abhängigkeit von Kurbelwellendrehungleichförmigkeit und mittlerer Spannerkraft vom Motordrehmoment

4.3.1.2 Unrundes Kettenrad

Die Grundanregungen eines Umschlingungsgetriebes können vom antreibenden Kettenrad (z. B. Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle) stammen und/oder über äußere Lasten (z. B. Wechseldrehmomente infolge Ventilbetätigung) auf die abtreibenden Kettenradwellen aufgebracht werden. Die von unrunden Kettenrädern in das Zugmittel zusätzlich eingebrachten Anregungen ähneln diesen Grundanregungen in Bezug auf Frequenz und Amplitude, wirken ihnen aber hinsichtlich ihrer Phasenlage entgegen. Aus der erhöhten Laufruhe und reduzierten Belastung resultieren positive Effekte auf Akustik, Verschleiß und Dauerfestigkeit.

Wie aus Abbildung 4.9 ersichtlich, bietet die Kompensation der 2. Motorordnung das größte Potenzial, eine nachhaltige Verringerung der Kettenkräfte zu erzielen. Sie erfordert ein unrundes Nockenwellenket-

tenrad der Wellenordnung 4 oder ein unrundes Kettenrad der Wellenordnung 2 auf der Kurbelwelle. Eine, trotz der Unrundheit, präzise Kinematik des Getriebes setzt einen drehwinkelunabhängigen, konstanten Umschlingungsbogen der Kette voraus, der in diesem Fall einem Umschlingungswinkel von 90, 180 oder 270 ° an den Abtriebsrädern oder 180 ° am antreibenden Kettenrad entspricht. [FU05] Da der reale Umschlingungswinkel am Kurbelwellenrad der Anforderung sehr nahe kommt, fällt für die Untersuchungen die Wahl auf ein unrundes Antriebsrad.

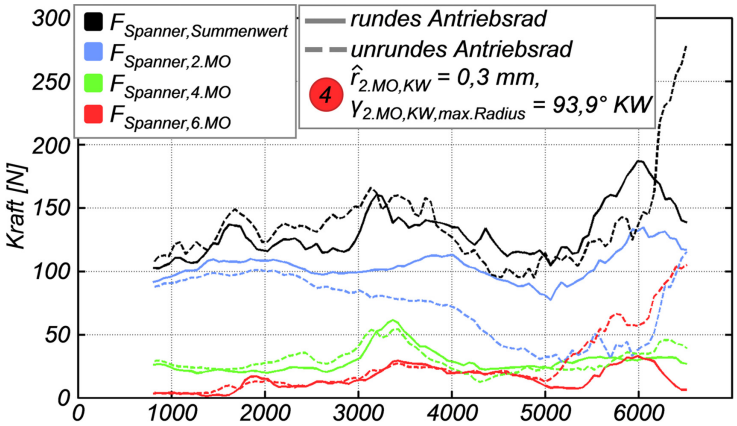


Abbildung 4.9: Ordnungsspektrum der Spannerkraft

Unter Vernachlässigung der Triebdynamik ist eine Beschreibung seines kinematischen Wirkmechanismus auf Basis verschiedener physikalischer Größen gangbar. Er lässt sich demnach als destruktive Interferenz von Belastungsmomenten oder Wechselspannungen im Zugmittel interpretieren. Eine vollständige Auslöschung der Schwingungen einer Ordnung macht eine ordnungsspezifische Auslegung der Unrundheit des Kettenrads hinsichtlich Amplitude und Phasenlage seiner Radiusüberhöhungen notwendig. Die Formulierung der hierfür hinreichenden Bedingungen kann besonders elegant auf Basis der Geschwindigkeitsschwankungen erfolgen.

1. *Ausgleich einer Antriebsschwingung durch eine Unrundheit am antreibenden Kettenrad*

   Eine Übertragung der Kurbelwellendrehungleichförmigkeit auf die Kette ist vermeidbar, wenn ihre Geschwindigkeiten in den Trumführungspunkten zu jedem Zeitpunkt konstant sind.

$$v_{Einlauf/Auslauf} = \omega_{KW}(t) \cdot r_{0,KW} + \omega_{0,KW} \cdot r_{KW}(t) = konstant \tag{4.2}$$

   Geht man von einem periodischen Signal aus, erlaubt die FOURIER-Entwicklung, die zeitabhängigen Verläufe von Winkelgeschwindigkeit und Radiusüberhöhung aus (4.2) durch ihre Bestandteile bei diskreten Frequenzen auszudrücken (4.3).

$$\sum_{j=1}^{\infty} \widehat{\varphi}_{j,SW,KW} \cdot j \cdot \omega_{0,KW} \cdot \sin\left(j \cdot \omega_{0,KW} \cdot t + j \cdot \gamma_{j,KW,1}\right) \cdot r_{0,KW} + \omega_{0,KW} \cdot \sum_{j=1}^{\infty} \widehat{r}_{j,KW} \cdot \sin\left(j \cdot \omega_{0,KW} \cdot t + j \cdot \gamma_{j,KW,2}\right) = konstant \tag{4.3}$$

   Aus dieser Notation lassen sich leicht die Voraussetzungen für den Ausgleich der ungleichmäßigen Drehbewegung ableiten. In (4.4) und (4.5) sind sie für die 2. Motorordnung angegeben.

$$\widehat{r}_{2.MO,KW} = 2 \cdot \widehat{\varphi}_{2.MO,SW,KW} \cdot r_{0,KW} \tag{4.4}$$

$$\gamma_{2.MO,KW,1} = \gamma_{2.MO,KW,2} \pm \frac{\pi}{2} \tag{4.5}$$

   Die vollständige Auslöschung einer anregenden harmonischen Schwingung kann demnach nur stattfinden, wenn die durch die Unrundheit aufgebrachte Schwingung um 180 ° phasenverschoben zur Schwingungsanregung der gleichen Ordnung ist. Im Fall der 2. Motorordnung entspricht dies einem Kurbelwellenwinkel von 90 °. Die anzustrebende Radiusüberhöhung wächst mit zunehmendem Teilkreisdurchmesser, zunehmender Schwingungsamplitude und Ordnung.

2. *Ausgleich einer Abtriebsschwingung durch eine Unrundheit am antreibenden Kettenrad*

   Da auch die Ein- und Auslassventile sowie die Kraftstoffeinspritzpumpe pro Kurbelwellenumdrehung zweimal zu betätigen sind, eignet sich für eine Kompensation der daraus resultierenden Anregungen ebenfalls ein auf der Antriebswelle angeordnetes Biovalrad. Seine Auslegung fußt auf der Übereinstimmung der Kettengeschwindigkeiten in den Trumführungspunkten benachbarter Kettenräder.

$$v_{Ein-/Auslauf,NW} = v_{Aus-/Einlauf,KW} = \omega_{NW}(t) \cdot r_{0,NW} = \omega_{0,KW} \cdot r_{KW}(t) \tag{4.6}$$

   Die zeitabhängigen Größen aus (4.6) werden erneut als FOURIER-Reihe formuliert (4.7).

$$\sum_{j=1}^{\infty} \widehat{r}_{j,KW} \cdot \sin(j \cdot \omega_{0,KW} \cdot t + j \cdot \gamma_{j,KW}) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\widehat{M}_k \cdot i \cdot r_{0,NW}}{I_{NW} \cdot k \cdot \omega_{0,KW}^2} \cdot \cos(k \cdot \omega_{0,NW} \cdot t + k \cdot \gamma_{k,NW}) = 0 \tag{4.7}$$

   Die maximale Beruhigung der aus dem Ventiltrieb in die Kettentrume eingeleiteten Anregungen erfordert hier eine Phasenverschiebung von 45 °KW zwischen den Maximalwerten von Ovalität und Drehmomentverlauf.

$$\widehat{r}_{2.MO,KW} = \frac{\widehat{M}_{4.MO} \cdot r_{0,NW}}{2 \cdot I_{NW} \cdot \omega_{0,KW}^2} \tag{4.8}$$

$$\gamma_{2.MO,KW} = 2 \cdot \gamma_{2.MO,NW} - \frac{\pi}{4} \tag{4.9}$$

Betrachtet man die in die Bedingungen (4.4), (4.5), (4.8) und (4.9) eingehenden Größen im Hinblick auf ihre Konstanz, zeigt sich, dass selbst bei einer rein kinematischen Beschreibung veränderliche Schwingwinkelamplituden, Ventilsteuerzeiten und Drehzahlen eine für alle Betriebspunkte des Motorkennfelds optimale Auslegung der Ovalität grundsätzlich verhindern. Hinzu kommt, dass das Einbringen einer harmonischen Anregung konstanter Amplitude und Phasenlage zudem zur Auslöschung von Resonanzerscheinungen geeignet ist, hierfür aber weitere Bedingungen bei der Gestaltung der Radkontur zu erfüllen sind. Eine analytische, diese kettentriebsdynamischen Effekte berücksichtigende Auslegung ist nicht möglich. Daher werden zum Auffinden einer Unrundheit mit der Zielsetzung, die mittleren Kettenkräfte zwischen 800 und 6 500 $^1/_{\text{min}}$ so weit wie möglich zu reduzieren, analytische und empirische Vorgehensweisen kombiniert. Die Grundauslegung baut auf der von FRIEDRICH in [FU05] hergeleiteten Übertragungsfunktion zwischen den An- und Abtriebswellen eines

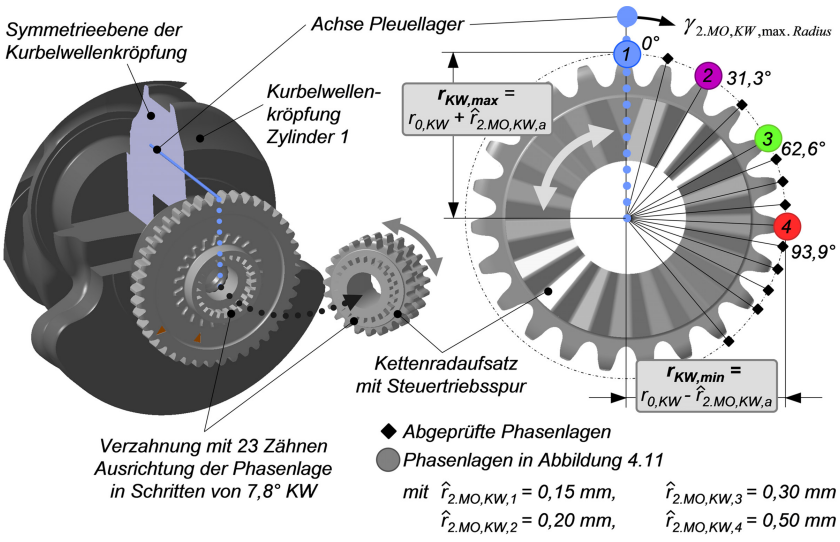


Abbildung 4.10: Auslegung unrundes Kurbelwellenkettenrad

Zugmitteltriebs auf. Unter Einbeziehung der Ovalität des Antriebsrads gibt sie in (4.10) die Abhängigkeit der Winkelposition der Nockenwelle φ_{NW} vom Kurbelwellendrehwinkel φ_{KW} an.

$$\varphi_{NW}\left(\varphi_{KW}\right) = \frac{1}{2} \cdot \varphi_{KW} + \frac{\widehat{r}_{2.MO,KW}}{2r_{0,NW}} \cdot sin\left(2 \cdot \varphi_{KW} + 2 \cdot \gamma_{2.MO,KW}\right) \tag{4.10}$$

Der oszillierende Anteil kommt dem Verdrehwinkel zwischen den beiden Wellen gleich. Er ist hier eine Folge der vom veränderlichen Teilkreisradius hervorgerufenen Schwingungsanregung und soll idealerweise den kettentriebsimmanenten Verdrehwinkelverlauf im gesamten Motordrehzahlbereich ausgleichen. Dazu wird entsprechend Abbildung 4.11 zunächst die Differenz von berechnetem und gemessenem Verdrehwinkelverlauf nach der Methode der kleinsten Quadrate minimiert. Das mit MATLAB leicht realisierbare CURVE FITTING führt zur bestmöglichen Anpassung der Kurven, wobei als Stellschrauben die Amplitude und Phasenlage der Radiusüberhöhung dienen. Aus der so ermittelten Unrundheit leitet sich die bezüglich der Auslöschung des Verdrehwinkels der 2. Motorordnung optimierte Radkontur leicht durch eine Phasenverschiebung von 90 °KW ab.

$$r_{KW}\left(\varphi_{KW}\right) = r_{0,KW} + 0{,}00032\,\mathrm{m} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi_{KW} - 2 \cdot 18{,}6\,°\mathrm{KW}\right) \tag{4.11}$$

Die in (4.11) angeschriebene Radkontur fußt auf dem Ausgleich der Verdrehwinkel, die sich zwischen 800 und 6 500 $^1/_{\mathrm{min}}$ bei maximalem Motordrehmoment einstellen. Sie sieht eine größte Radiusüberhöhung von 0,32 mm vor, die unter Beachtung der Ein- und Auslaufwinkel der Trume am Kurbelwellenkettenrad in einem Winkel von 91,6 ° zur Symmetrieebene der Kurbelwellenkröpfung des ersten Zylinders anzuordnen ist (vgl. Abbildung 4.10). Das Beispiel verdeutlicht den Vorteil dieser Vorgehensweise gegenüber einer rein theoretischen Auslegung nach (4.4), (4.5), (4.8) und (4.9). Alle Variabilitäten sind durch die Integration der Messsignale bereits berücksichtigt.

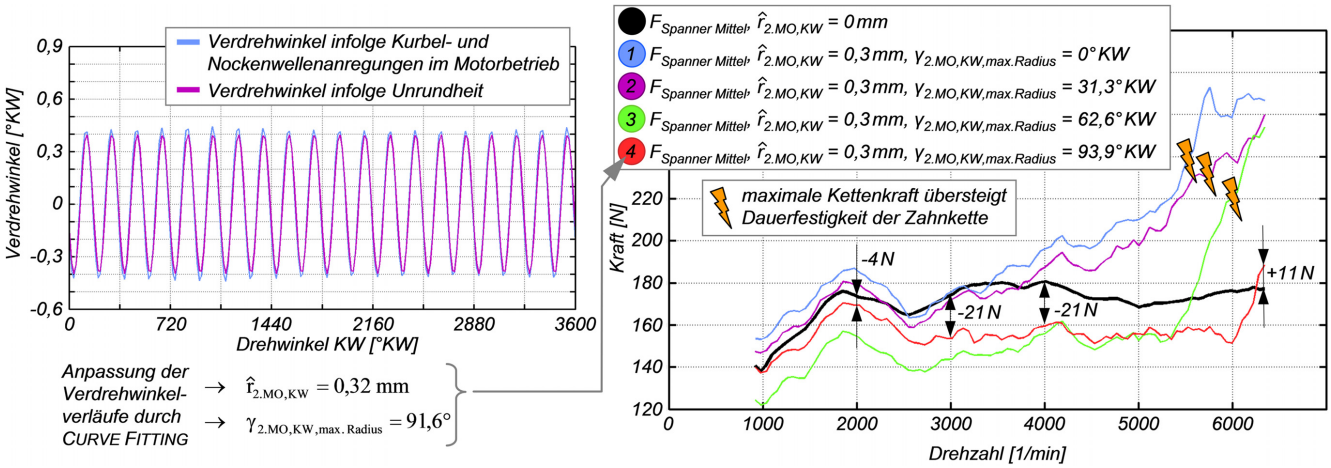


Abbildung 4.11: Beeinflussung der mittleren Spannerkräfte mit einer durch CURVE FITTING optimierten Ovalität des Kurbelwellenkettenrads bei maximalem Motordrehmoment

Versuche mit den in Abbildung 4.10 dargestellten Ovalitäten und Phasenlagen bestätigen, dass mit der Kettenradvariante ④, die dem Berechnungsergebnis am nächsten kommt, eine deutliche Beruhigung des Zugmittels erreicht wird. Sie lässt sich anhand der Diagramme in den Abbildungen 4.9 und 4.11, welche die während einer Drehzahlrampe gemessenen Spannerkräfte zeigen, anschaulich nachvollziehen. Die zusätzlich eingebrachte harmonische Schwingungsanregung führt zu verringerten oszillierenden Kettenkräften der 2. Motorordnung, die sich ferner in einer Absenkung der mittleren Spannerkraft äußern. Zwar eröffnet die Variante ③ bis 4 200 $^1/_{\mathrm{min}}$ ein noch größeres Reduktionspotenzial, jedoch verursacht sie eine

Verlagerung des Kompensationsschwerpunkts hin zu niedrigen Drehzahlen. Damit entstehen aufgrund der mit steigender Drehzahl zunehmenden Phasengleichheit der Verdrehwinkelverläufe erhöhte Anregungen, die ab 5 600 $^1/_{\text{min}}$ in einer Vergrößerung der mittleren Spannerkräfte sichtbar werden. Darüber hinaus übersteigen die Kettenkräfte ab 6 000 $^1/_{\text{min}}$ die Dauerfestigkeit der Zahnkette. Vor diesem Hintergrund stellt die Auslegung nach ④, in sehr guter Übereinstimmung mit der Berechnung, den besten Kompromiss zwischen möglichst kleinen mittleren Kettenkräften bei niedrigen Drehzahlen und einer Begrenzung der maximalen Kettenkräfte bei hohen Drehzahlen dar.

4.3.2 Anregungen der Abtriebswellen

4.3.2.1 Ventilbetätigung und Ventilsteuerzeiten

Das Öffnen und Schließen der Ein- und Auslassventile ruft, wie im vorhergehenden Abschnitt dargelegt, periodische Momentenanregungen und Drehungleichförmigkeiten der Nockenwellen hervor. Ihre Größe hängt, bei isolierter Betrachtung einer Nockenwelle, in erster Linie von den Ventilfederkräften, den Kontakt- und Struktursteifigkeiten sowie den Massen- und Massenträgheitsmomenten der bewegten Ventiltriebskomponenten ab. Beinhaltet der Kettentrieb zwei oder mehr Abtriebswellen, werden die im Last- und Lostrum wirksamen, instationären Kettenkräfte neben den genannten Einzelfaktoren signifikant von der zeitlichen Überlagerung der einzelnen kinetischen Anregungen, den Ventilsteuerzeiten, bestimmt.

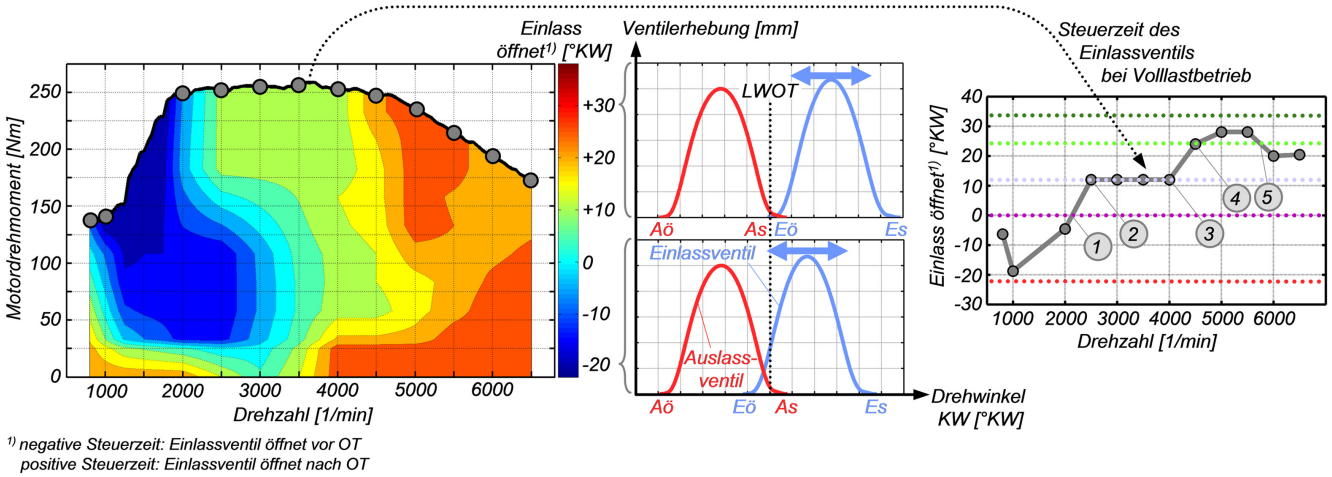


Abbildung 4.12: Öffnungszeitpunkt der Einlassventile im Motorkennfeld

Feste Ventilsteuerzeiten stellen stets einen Kompromiss zwischen hoher Leerlaufqualität, geringem Kraftstoffverbrauch und niedrigen Schadstoffrohemissionen im Teillastbetrieb sowie einem hohen Motordrehmoment in den Volllastbetriebspunkten dar. [Fli01] Um diesen Zielkonflikt zu lösen, halten in modernen Verbrennungsmotoren zunehmend die in Kapitel 2.2.2 angesprochenen Ventiltriebsvariabilitäten Einzug. Im Fall des vorliegenden Vierzylinder-Motors sind sie als Flügelzellenversteller in das Kettenrad der Einlassnockenwelle integriert. Er ermöglicht eine kontinuierliche Verschiebung des Öffnungszeitpunkts der Einlassventile von 22 °KW vor OT bis 38 °KW nach OT. Die für den jeweiligen Betriebszustand anzustrebende Einlasssteuerzeit hängt neben den Temperaturen von Katalysator und Aggregat in erster Linie von Motordrehzahl und -drehmoment ab und ist für den betriebswarmen 1,8 l Motor in Abbildung 4.12 wiedergegeben.

Die hier umgesetzte Variabilität kommt einer Phasenverschiebung zwischen den Drehmomentverläufen von Ein- und Auslassnockenwelle gleich. Wellenspezifisch lassen sich Letztere im Mehrkörpersimulationsmodell ADAMS/Engine berechnen (vgl. Abbildung 4.13). Neben den kinematischen Zusammenhängen

der Einzelventiltriebe finden ferner die Elastizitäten ihrer einzelnen Komponenten Eingang in die Berechnung. Eine weitere Erhöhung des Detaillierungsgrads ist durch die Co-Simulation mit TOWER gegeben. Das für elastohydrodynamische Gleitlagerberechnungen vorgesehene Simulationsprogramm ermöglicht die Berücksichtigung von Mikrohydrodynamik und Festkörperkontaktdruckaufbau in Mischreibungskontakten. Damit bezieht die Simulation bei der Berechnung des aus der Ventilbetätigung resultierenden Drehmoments auch die tribologischen Vorgänge in den Nockenwellengleitlagern und Ventilschaftführungen, schlussendlich charakterisiert durch die Feder- und Dämpfungseigenschaften des Schmierfilms, mit ein.

Die Drehmomentverläufe der Ein- und Auslassnockenwelle werden für diskrete Drehzahlen getrennt berechnet und im Zeitbereich entsprechend den in Abbildung 4.13 angeführten Steuerzeiten überlagert. Zwar entspricht die bei dieser Vorgehensweise unterstellte starre Kopplung zwischen den beiden Nockenwellenkettenrädern nicht der Realität, jedoch weist zum einen das nur 16 Kettenglieder zählende Zwischentrum eine vergleichsweise hohe Längssteifigkeit auf. Zum anderen geht in die Auswertung nicht das berechnete Summendrehmoment ein, ihr Hauptaugenmerk liegt vielmehr auf den dominierenden niederfrequenten Anteilen der 2. Motorordnung. Aufgrund der nicht vorhandenen Phasenverschiebung zwischen den gemessenen Nockenwellenschwingwinkeln besagter Motorordnung ist eine durch Resonanzeffekte verursachte Gegenphasigkeit der in den Kettentrieb eingeleiteten Kraftanregungen dieser Ordnung nicht zu erwarten.

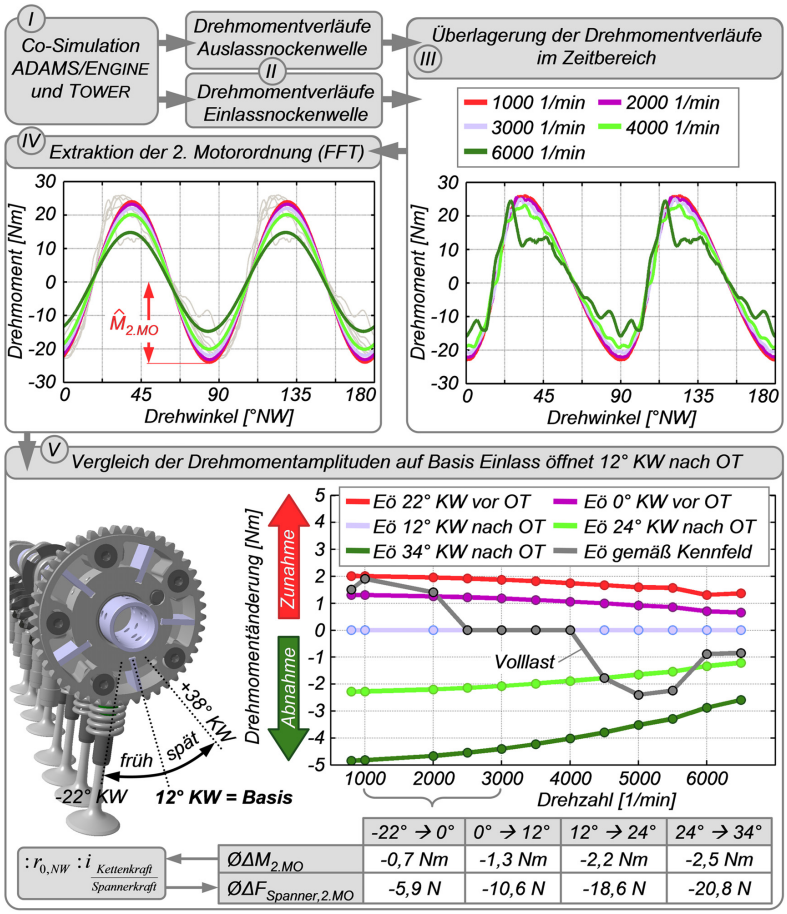
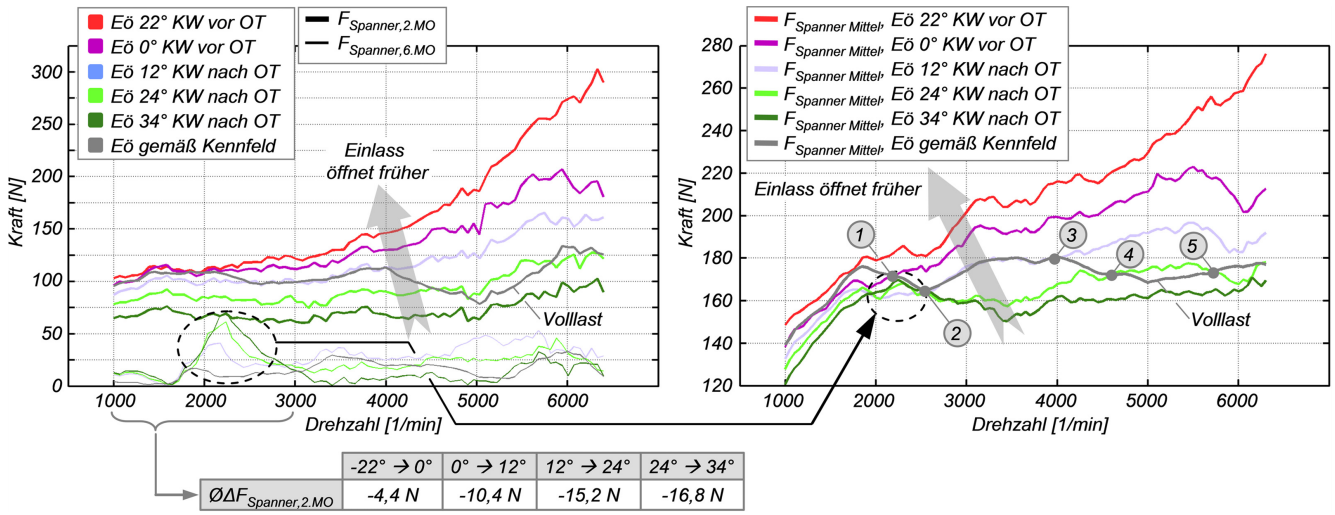


Abbildung 4.13: Gegenüberstellung kinetischer Kettentriebsanregungen unterschiedlicher Ventilsteuerzeiten

Die Berechnungsergebnisse weisen mit zunehmender Frühverstellung steigende Drehmomentamplituden aus, die sich in den Kettenkräften im Leer- und Lasttrum niederschlagen. Qualitativ nachvollziehbar ist dieses Verhalten anhand der gemessenen Spannerkraftamplituden der 2. Motorordnung in Abbildung 4.14. Quantitativ lassen sich die zu erwartenden Differenzen der Kraftamplituden bis 3 000 $^1/_{\text{min}}$ mitunter quasistatisch abschätzen. Darüber hinaus führen die erhöhten Anregungen früher Einlasssteuerzeiten bereits im Vorfeld der Eigenfrequenz des Kettentriebs bei ca. 220 Hz zu stärker steigenden Kraftamplituden.

Der beschriebene Zusammenhang zwischen Steuerzeitenverstellung und oszillierenden Kräften der 2. Motorordnung tritt ebenso in den Kraftamplituden der 4. Motorordnung zutage (nicht dargestellt), wenngleich er sich dabei weitgehend auf den Bereich der Resonanzfrequenz des Kettentriebs beschränkt. Unabhängig von der Motorordnung bewirkt dieser Effekt auch eine Erhöhung der mittleren Spannerkräfte. Lediglich bei 2 200 $^1/_{\text{min}}$ bedingt ein später Öffnungszeitpunkt der Einlassventile eine Zunahme der mitt-



	-22° → 0°	0° → 12°	12° → 24°	24° → 34°
$\varnothing\Delta F_{Spanner,2.MO}$	-4,4 N	-10,4 N	-15,2 N	-16,8 N

Abbildung 4.14: Einfluss der Ventilsteuerzeiten auf die Amplituden und Mittelwerte der Spannerkraft (gemessen bei maximalem Motordrehmoment)

leren Belastungen. Ursächlich sind die bei diesen Phasenlagen erhöhten Drehmomentanregungen der 6. Motorordnung, deren Frequenz bei 2 200 $^1/_{\text{min}}$ mit der Eigenfrequenz des Kettentriebs zusammentrifft.

Der kennfeldgeregelte Öffnungszeitpunkt der Einlassventile kann demnach nicht nur in der Dynamik, sondern selbst am Verlauf des Graphen von $F_{SpannerMittel}$ relativ zu den Isolinien eindeutig abgelesen werden (vgl. Abbildungen 4.12 und 4.14). Die Ventilsteuerzeit ist damit ein Parameter, der eine gezielte Beeinflussung der in den Kontakten des Kettentriebs wirksamen Kräfte zulässt.

4.3.2.2 Kraftstoffhochdruckpumpe

Neben den Ventilnocken ist am Ende der Auslassnockenwelle ein zusätzlicher Vierfachnocken angeordnet. Er betätigt, wie in Abbildung 4.15 veranschaulicht, über einen Rollenstößel den Pumpenkolben der motoreigenen Kraftstoffhochdruckpumpe. Analog zum Öffnungsvorgang der Ventile verursacht das Antreiben der Pumpe ein mit der Frequenz der 2. Motorordnung oszillierendes Drehmoment. Demzufolge kann es durch eine phasenrichtige Verdrehung des Vierfachnockens relativ zu den Ventilnocken zur Kompensation des aus der Betätigung der Auslassventile resultierenden Drehmoments genutzt werden.

Der Kompensationsgrad ist eine Funktion des Fördervolumens der Pumpe, des zu erzeugenden Kraftstoffdrucks sowie der Steifigkeit der Rückstellfeder des Pumpenkolbens. Die Variabilität Letzterer beschränkt sich auf ihre Auslegung, die sich primär am Abheben des Rollenstößels von der Nockenkontur bei hohen Drehzahlen orientiert. Ebenso ist das pro Hub geförderte Kraftstoffvolumen, da es sich um eine bedarfsgeregelte Kraftstoffpumpe mit integriertem Mengensteuerventil handelt, bereits durch den Motorlastzustand festgelegt. Der Pumpendruck, der gleichzeitig dem Einspritzdruck entspricht, wird als Gegenstand der Detailoptimierung des Brennverfahrens in Abhängigkeit von Motordrehzahl und -last frei appliziert (vgl. Abbildung 4.15). Demnach stellt er im bestehenden Kraftstoffsystem die einzige Einflussgröße zur Vergleichmäßigung des am Kettenrad der Auslassnockenwelle wirkenden Summendrehmomentverlaufs dar.

Sowohl die Gegenphasigkeit der interferierenden Drehmomente als auch die im Vergleich zu den Ventilfederkräften geringere Vorspannung der Rückstellfeder lassen erwarten, dass eine Erhöhung des Pumpendrucks eine destruktive Überlagerung begünstigt. Experimentell kann die Annahme anhand von Messungen verifiziert werden, bei denen der Raildruck applikativ von 10 auf 100 bar_{rel}, während ansonsten

konstanter Randbedingungen, erhöht wird. Ein probates Beurteilungskriterium sind dabei die Schwingwinkelamplituden der Auslassnockenwelle, die einerseits mit steigendem Kraftstoffdruck abnehmen, deren Abnahme andererseits allein in der beruhigten 4. Wellenordnung begründet ist (vgl. Abbildung 4.16). Die verkleinerte Drehungleichförmigkeit führt nachweislich zu einer geringeren Wechselbelastung im Zugmittel. Die Folge ist eine Reduzierung des mittleren Niveaus der Kettenkraft im Lostrum um ca. 25 N, die sich ferner auf die Belastungen in den einzelnen Kettentriebskontakten entsprechend Abbildung 2.10 auswirkt.

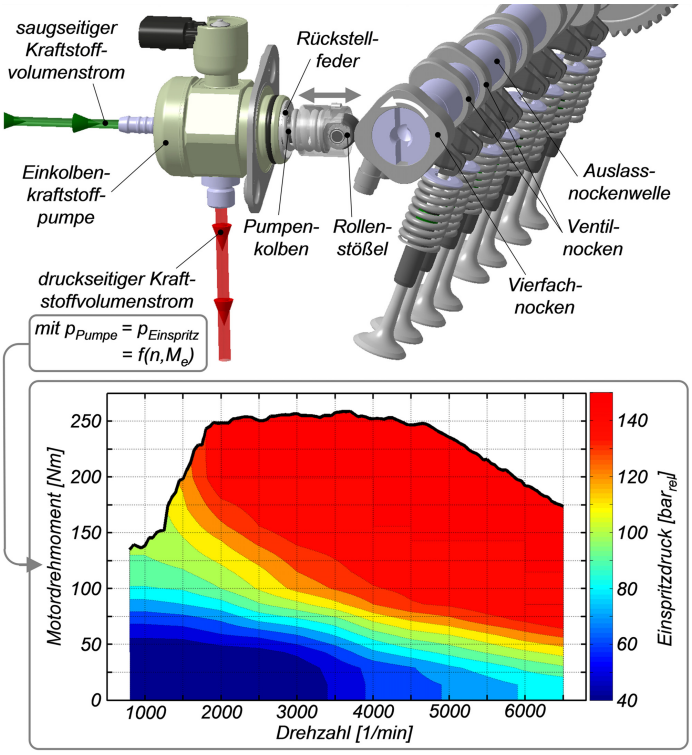


Abbildung 4.15: Betätigung der Kraftstoffpumpe durch die Auslassnockenwelle

Es ist zu beachten, dass mit zunehmendem Einspritzdruck auch die Leistungsaufnahme der Pumpe ansteigt. Die damit verbundene Erhöhung der Umfangszugkraft beschränkt sich weitgehend auf das Lasttrum, wirkt somit der aus der Wellenberuhigung resultierenden Entlastung entgegen und kann diese prinzipiell überkompensieren. Jedoch nimmt in dem in Abbildung 4.16 gezeigten Beispiel die berechnete hydraulische Leistung, trotz betriebspunktbedingt ($n = 1\,000\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$, $M_e = 100\,\mathrm{Nm}$) hohem Kraftstoffförderverolumen, infolge der Druckerhöhung von 10 auf 100 $\mathrm{bar_{rel}}$ nur um ca. 13 W zu. Dementsprechend beträgt der Anstieg der mittleren Umfangszugkraft im Lasttrum weniger als 6 N, sodass im konkreten Fall nach wie vor mit einer Absenkung des mittleren Kraftniveaus im gesamten Kettentrieb zu rechnen ist. Eine abschließende experimentelle Bestätigung findet sich in Kapitel 7.4.3.

4.3.2.3 Weitere Anregungsquellen

Bisher wurden die mit dem Steuerkettentrieb mittelbar in Verbindung stehenden Motorkomponenten, deren oszillierende Drehmomentanregungen einer applikativen Beeinflussung zugänglich sind, detailliert beschrieben und ihre Auswirkungen auf die Kettenkräfte im Lostrum dargelegt. Selbstverständlich rufen auch die in den Nockenwellengleitlagern und den Kontakten des Ventiltriebs auftretenden Bewegungswiderstände eine Zunahme der Kettentriebsbelastung hervor. Sie steigt grundsätzlich mit der Anzahl der Baugruppen, deren Reibmoment dem Antriebsmoment des Kettentriebs entgegenwirkt. Die gezielte Reduktion dieses bei gegebenem Motorbetriebspunkt konstanten Reibmoments wirkt sich positiv auf den Kräftehaushalt des Kettentriebs aus, setzt aber konstruktive Eingriffe an den angetriebenen Komponenten voraus und ist daher nicht Inhalt der vorliegenden Arbeit. Der Vollständigkeit halber seien die weiteren Abtriebskomponenten der untersuchten Kettentriebe, die Abbildung 3.1 entnommen werden können, im Folgenden kurz charakterisiert.

In Bezug auf den Steuertrieb ist in diesem Zusammenhang noch die von der Auslassnockenwelle angetriebene Vakuumpumpe zu nennen. Als Schwenkflügelpumpe ausgeführt, geht mit ihrem im Gehäuse außermittig gelagerten Rotor zugegebenermaßen ein drehwinkelabhängiges Massenträgheitsmoment und damit ein mit der 0,5. Motorordnung oszillierendes Drehmoment einher. Dessen Amplitude ist im Vergleich zu den aufgezeigten Nockenwellendrehmomenten jedoch vernachlässigbar klein.

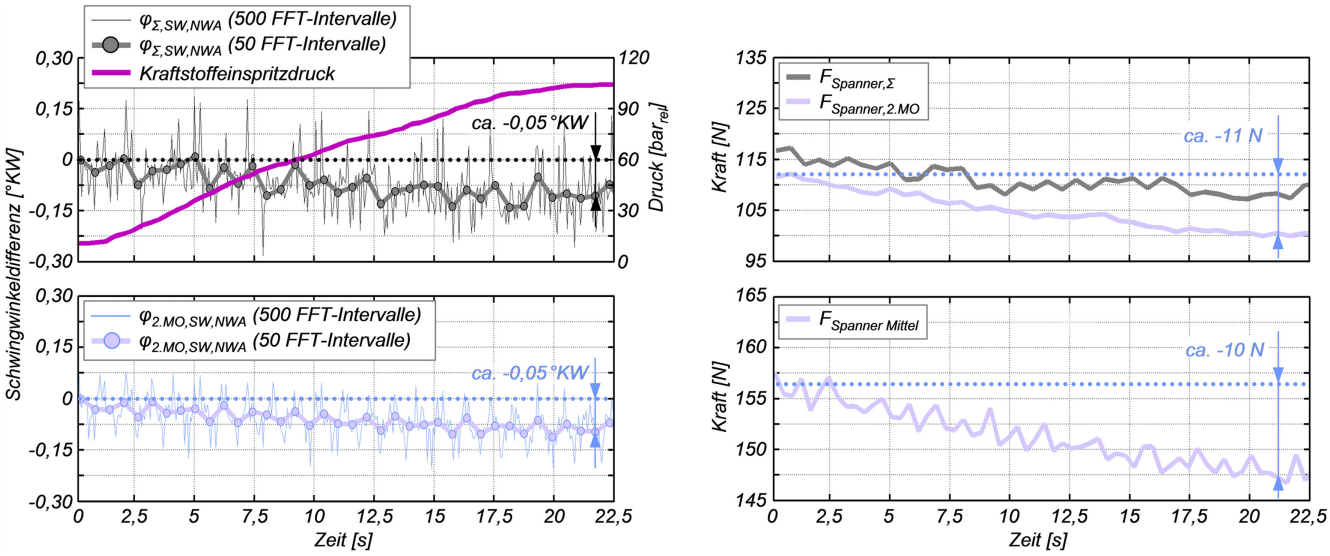


Abbildung 4.16: Einfluss des Kraftstoffeinspritzdrucks auf die Amplituden und Mittelwerte der Spannerkraft (gemessen bei $n = 1\,000\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$, $M_e = 100\,\mathrm{Nm}$)

Das Gleiche trifft für die von der statischen Unwucht der Ausgleichswellen hervorgerufene dynamische Drehmomentamplitude von weniger als 0,05 Nm zu. Der hinzukommende Konstantanteil des Antriebsmoments stammt in erster Linie aus den hydrodynamischen Lagerungen von Zwischenrad und Ausgleichswellen. Aufgrund der Übersetzung von 0,5 ist im Gegensatz zum Ventiltrieb bereits ab der Leerlaufdrehzahl mit einem mit zunehmender Relativgeschwindigkeit ansteigenden Reibmoment zu rechnen. Eine zusätzliche Erhöhung erfahren die Kettenkräfte im Ausgleichswellentrieb durch die Kühlmittelpumpe, deren Antrieb über die einlassseitige Ausgleichswelle erfolgt.

Hingegen verfügt die Ölpumpe über einen separaten Kettentrieb. Sie ist als Außenzahnradpumpe mit konstantem Hubvolumen ausgeführt, sodass ihr Antriebsmoment neben den mechanischen und hydraulischen Verlusten allein vom erzeugten Druck abhängt. Dessen Verlauf bedingt ab dem Erreichen des Absteuerdrucks von $3{,}3\,\mathrm{bar_{rel}}$ bei $2\,750\,{}^{1}/_{\mathrm{min}}$ ($90\,^{\circ}\mathrm{C}$) im weiteren Drehzahlbereich nur noch einen leichten Anstieg der Belastungen im Ölpumpenkettentrieb.

4.3.3 Reaktionskräfte des Spannelements

Sind die in den vorhergehenden Abschnitten beschriebenen Wellenanregungen indes vorgegeben, lassen sich die Kräfte im Zugmitteltrieb hinsichtlich ihres mittleren Niveaus und ihrer Schwankungsbreite maßgeblich mit der Abstimmung des Spannelements steuern. Im Fall eines hydraulischen Kettenspanners, wie er im Steuer- und Ausgleichswellenkettentrieb zur Anwendung kommt, definiert sich seine Konfiguration vollständig über die drei Parameter Federvorspannkraft, Dämpfungsvermögen und Ölversorgungsdruck.

4.3.3.1 Federvorspannkraft des Spannelements

Den Aufbau des Spannelements im Steuertrieb zeigt Abbildung 4.17. Die von einer Schraubendruckfeder erzeugte nominelle, statische Vorspannkraft wird für die Untersuchungen gemäß Abbildung 4.18 ① in fünf Schritten variiert. Sie beträgt im Auslegungspunkt des Kettenspanners je nach Variante zwischen 65 und 123 N. Es stellt sich heraus, dass sich die Veränderungen der Vorspannkraft im gesamten Drehzahlbereich stark auf die gemessene Spannerkraft auswirken, wobei erwartungsgemäß eine quantitative Korrelation zwischen den von dynamischen Effekten bestimmten maximalen Kettenkräften und den Federkraftdiffe-

renzen nur bedingt gefunden werden kann ②. Anders verhält es sich mit den minimalen und mittleren Spannerkräften. Beide reagieren auf einen Federtausch mit einer durchgängigen Parallelverschiebung ihrer Verläufe. Der mit diesem Verhalten einhergehende, über dem gesamten Drehzahlbereich weitgehend konstante Versatz lässt die Bildung einer durchschnittlichen Kraftdifferenz zwischen den einzelnen Varianten als legitim erscheinen. Ihr Betrag $\emptyset\Delta F_{SpannerMittel}$ findet sich in erster Näherung in der Änderung der nominellen Federkraft $\Delta F_{Feder,Nenn}$ wieder ④.

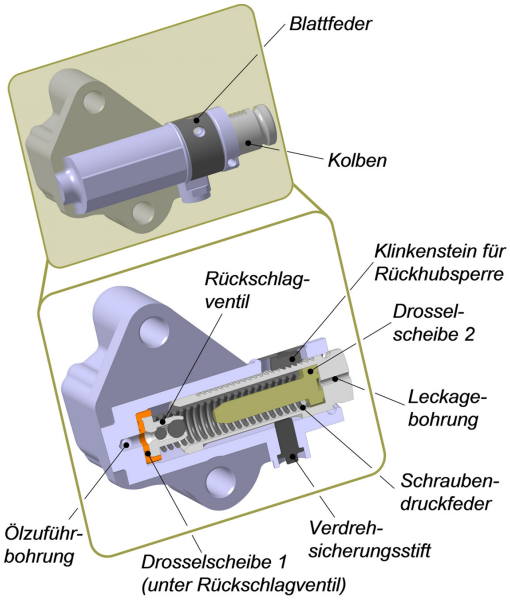


Abbildung 4.17: Aufbau Steuertriebskettenspanner

Die Ursache für die verbleibende Abweichung ist in der Abhängigkeit des Arbeitspunkts des Kettenspanners von der eingesetzten Feder begründet. Definiert durch das Kräftegleichgewicht zwischen den Kettentriebsanregungen und den Reaktionskräften des Spannelements, stellt er sich, wie in Abbildung 4.18 ③ nachgewiesen, mit abnehmender Vorspannkraft bei einem verringerten Kolbenhub $x_{SpannerMittel}$ (vgl. Abbildung 4.2) ein. Dessen Berücksichtigung ermöglicht in Verbindung mit den in einer Prüfvorrichtung aufgenommenen Federkennlinien die Ermittlung der im Kettentrieb tatsächlich wirksamen durchschnittlichen Federkräfte. Ihre Differenzen untereinander decken sich jetzt sehr gut mit den Unterschieden zwischen den gemessenen mittleren Spannerkräften $\emptyset\Delta F_{SpannerMittel}$ ④. Die Auslegung der Feder des Spannelements erlaubt damit eine äußerst präzise Einflussnahme auf die mittlere Belastung in den Kettentriebskontakten.

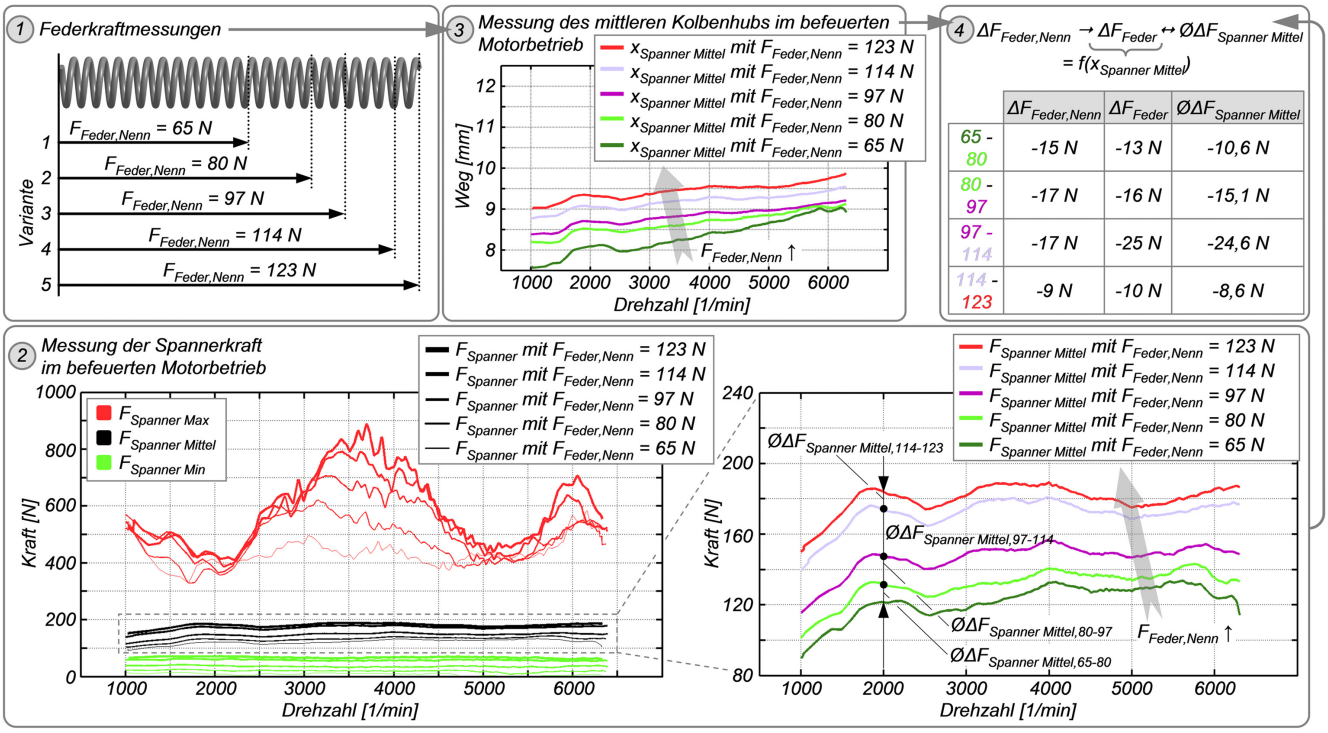


Abbildung 4.18: Einfluss der Federkraft des Kettenspanners auf die Mittelwerte der Spannerkraft (gemessen bei maximalem Motordrehmoment)

4.3.3.2 Dämpfungskraft des Spannelements

Das geringe Dämpfungsvermögen von Zahnketten und mechanischen Spannelementen, verbunden mit den hohen Drehanregungen des 1,8 l TFSI-Motors, widerspricht, vom kurzen Ölpumpentrieb abgesehen, der Verwendung von rein federbelasteten Kettenspannern. Ferner stellen im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Messungen am Steuerkettentrieb unter Beweis, dass hier auch die von einem ausschließlich reibgedämpften Spannelement herbeigeführten Dämpfungseffekte nur in Kombination mit unrunden Kettenrädern ausreichen, um die Systemdynamik in ausreichendem Maße zu beruhigen. Aus den genannten Gründen verbleiben für den Steuer- und Ausgleichswellenkettentrieb als einzige Alternative hydraulische Spannsysteme. Ihre grundlegende Funktionsweise ist am Beispiel des Kettenspanners des Steuertriebs in Abbildung 4.19 illustriert.

Beide Spannelemente sind in den Druckölkreislauf des Aggregats integriert. Der dadurch im Niederdruckraum anliegende Öldruck reicht während der Ausfahrbewegung des Kolbens aus, um das Rückschlagventil zwischen Nieder- und Hochdruckkammer zu öffnen. Dessen vergleichsweise großer Öffnungsquerschnitt begünstigt einerseits das Nachströmen des Schmierstoffs, andererseits führt der auf die Kolbenfläche wirkende Motoröldruck zu einer Erhöhung der Vorspannkraft. Beide Effekte unterstützen eine rasche Ausfahrbewegung, sodass Kolben und Spannschiene den Bewegungen der Kette beim Entspannen des Lostrums folgen können. Spannt sich das Kettentrum hingegen, wird der Kolben von der Spannschienenbewegung zurückgeschoben. Der steigende Druck in der Hochdruckkammer drückt die Kugel des Rückschlagventils in ihren Sitz. Ein Entweichen des Schmierstoffs kann jetzt nur noch über den Radialspalt zwischen Gehäuse und Kolben ① sowie über zwei Drosselscheiben erfolgen. Eines der Drosselelemente ist parallel zum Rückschlagventil geschaltet ② und erlaubt ein Zurückfließen in die Niederdruckkammer. Durch ein weiteres Labyrinth am Kolbenende kann das Öl in die Umgebung austreten ③.

Der Radialspalt bleibt während der Messungen mit 15 μm unverändert. Die Variabilität der Dämpfungscharakteristik obliegt allein der Ausführung der Drosselscheiben. Zugunsten der Genauigkeit werden die mit den Querschnittsflächen ihrer Labyrinthe festgelegten Leckagevolumenströme in einem statischen Absinkversuch ermittelt und durch eine Absinkrate quantifiziert. Für jede Drosselscheibe stehen vier Varianten zur Verfügung. Mit ihnen lassen sich die von den Labyrinthen zugelassenen Gesamtleckagen $\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ annähernd äquidistant auf 2,2, 19,2, 38,0 und 54,0 $\mathrm{cm^3/s}$ einstellen.

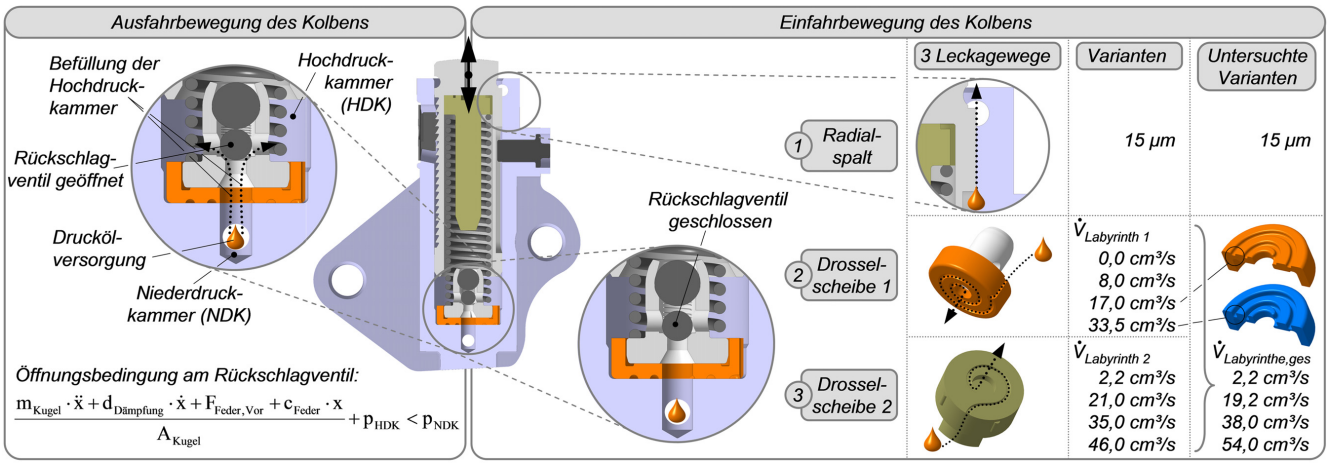


Abbildung 4.19: Mechanismen zur gezielten Einstellung des Dämpfungsvermögens, veranschaulicht am Kettenspanner des Steuertriebs

Dass die Spielpassung zwischen Kolben und Gehäuse ausreichend gering ist, um die Dämpfungscharakteristik des Spannelements vornehmlich über die Drosselscheiben beeinflussen zu können, belegen Berechnungsergebnisse. Mit dem in Kapitel 7.2 thematisierten Simulationsmodell des Steuerkettentriebs, welches eine detaillierte Nachbildung des Spannelements umfasst, ist eine Ermittlung der Aufteilung der Leckagevolumina in Abhängigkeit der Drehzahl entsprechend Abbildung 4.20 möglich. Demzufolge macht, selbst bei der Variante mit der höchsten Dämpfung, der zwischen Kolben und Gehäuse aus der Hochdruckkammer transportierte Schmierstoff, gemessen am gesamten Leckagevolumenstrom, maximal 43 % aus.

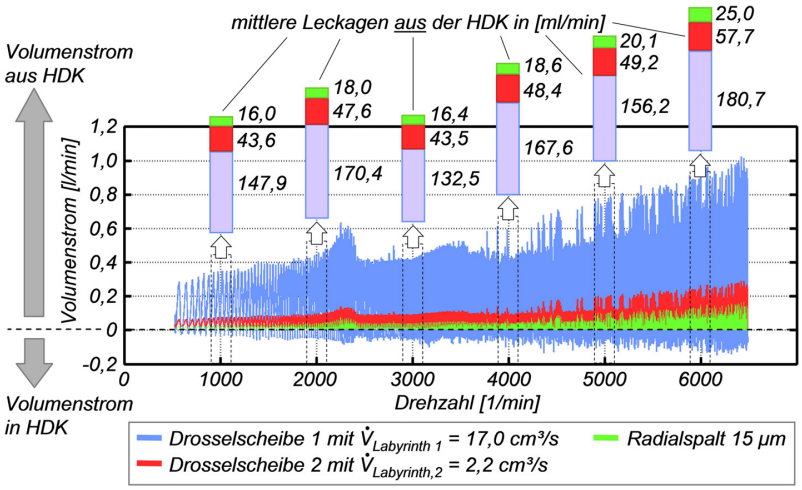


Abbildung 4.20: Aufteilung der Leckagevolumenströme am Steuertriebskettenspanner (bei 19,2 $\mathrm{cm^3/s}$)

Anhand des beschriebenen Funktionsprinzips lassen sich die Zeitverläufe von Kolbenbewegung und Spannerkraft in Abbildung 4.21 plausibilisieren. Während des Einfahrvorgangs unterstützt die erhöhte Leckage der Variante (II) ein Abfließen des Schmierstoffs aus der Hochdruckkammer und damit das Auftreten großer Schwingwegamplituden von bis zu ±2,28 mm. Kraftspitzen infolge der Kompression des Schmierstoffs entstehen primär vor dem Erreichen des unteren Totpunkts. Ein Verengen der Ablaufquerschnitte schränkt die Kolbenbewegungen bei Variante (I) auf ±0,75 mm ein. Infolge des erhöhten Bewegungswiderstands kommt es während des Absinkens erwartungsgemäß zu einer nahezu durchgängigen Zunahme der zwischen Spannschiene und Kolben wirksamen Kräfte. Darüber hinaus wachsen, neben dem deutlichen Anstieg der maximalen Kräfte am unteren Totpunkt, auch die Kraft-

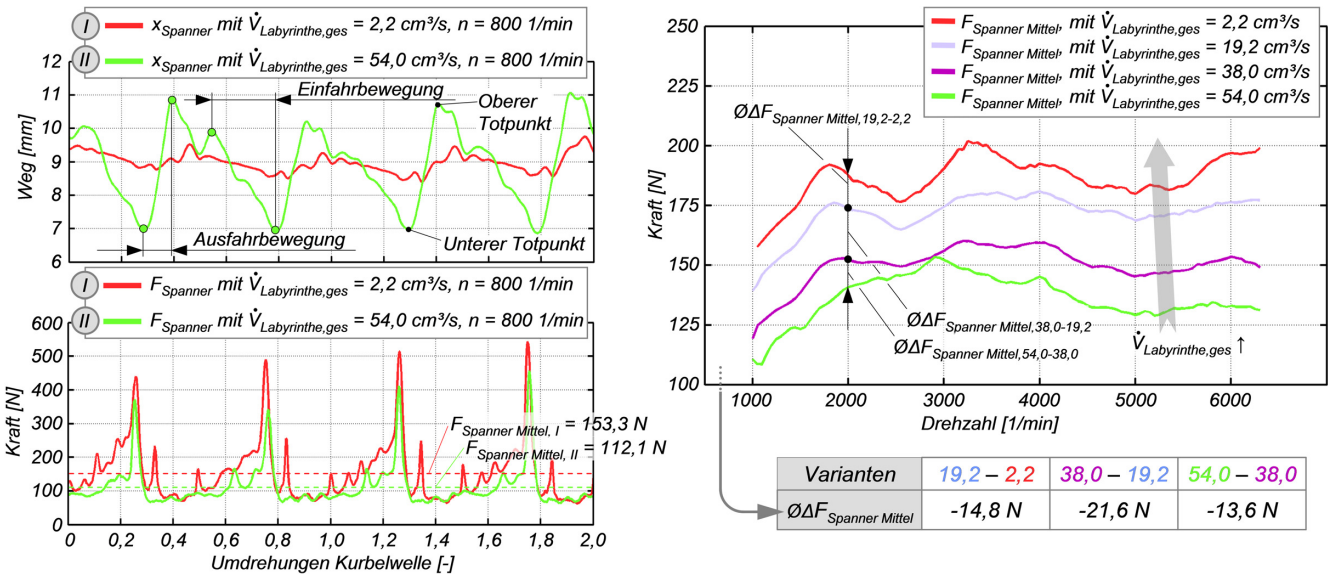


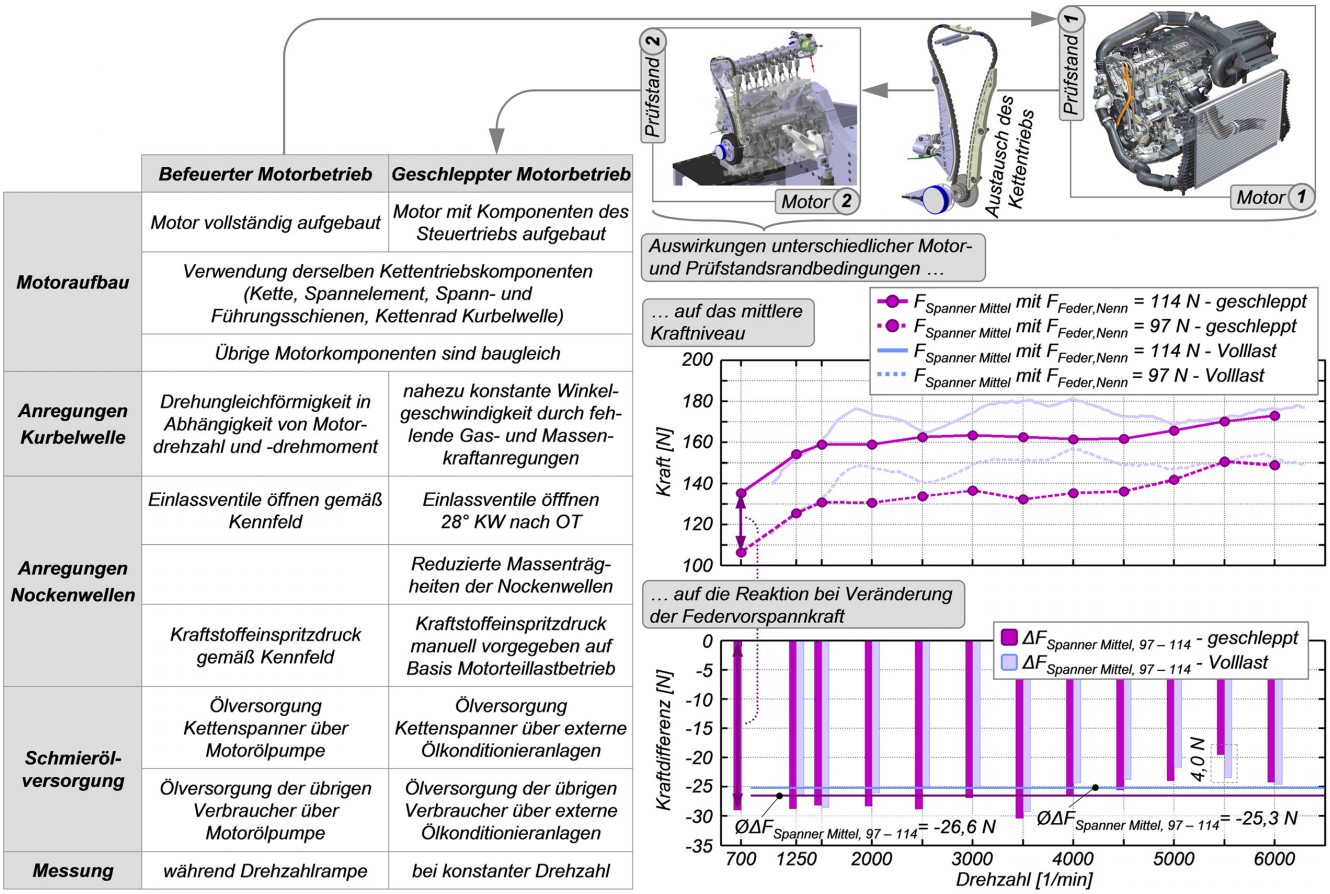
Abbildung 4.21: Einfluss der Leckagevolumenströme des Kettenspanners auf Kolbenbewegung und Spannerkraft (bei maximalem Motordrehmoment und einer Öltemperatur von 90 °C)

spitzen bei nur kurzzeitigen Wechseln der Bewegungsrichtung des Kolbens an. Diese exemplarisch für 800 $^1/_{\text{min}}$ belegte, mit abnehmenden Leckagequerschnitten ansteigende mittlere Belastung setzt sich im gesamten Motordrehzahlbereich fort. Sie äußert sich in einer Verschiebung des mittleren Kraftniveaus, die in ähnlicher Größenordnung ebenso bei der Variation der Federkraft beobachtet werden konnte.

4.3.3.3 Ölversorgungsdruck des Spannelements

Um den Ölversorgungsdruck des Spannelements hinreichend genau und isoliert, d. h. ohne Eingriffe in die Schmierstoffversorgung der übrigen Verbraucher, vorgeben zu können, wird für diese Versuchsreihe auf ein baugleiches, auf einem Schleppprüfstand betriebenes Aggregat zurückgegriffen. Es handelt sich dabei um den Messaufbau, der auch für die Ermittlung von Reibleistungspotenzialen vorgesehen ist. Für seine detaillierte Beschreibung sei auf die Kapitel 6.1 und 6.2.5 verwiesen. Wesentliche Unterschiede zwischen den bisherigen, im befeuerten Motorbetrieb vorgenommenen Messungen (Motor ① auf Prüfstand ①) und den Öldruckuntersuchungen im Motorschleppbetrieb (Motor ② auf Prüfstand ②), die Einfluss auf die Belastungen im Steuerkettentrieb nehmen können, sind in Abbildung 4.22 zusammengefasst.

Ihre Neigung, sich mit divergierenden Kurbel- und Nockenwellendrehanregungen zu verändern, wurde in den vorangegangenen Abschnitten ausführlich dargelegt. Es ist ferner nicht auszuschließen, dass sie sich mit weiteren Einflussfaktoren überlagern. Hierzu zählen in erster Linie unterschiedliche Bau-



	Befeuerter Motorbetrieb	Geschleppter Motorbetrieb
Motoraufbau	Motor vollständig aufgebaut	Motor mit Komponenten des Steuertriebs aufgebaut
	Verwendung derselben Kettentriebskomponenten (Kette, Spannelement, Spann- und Führungsschienen, Kettenrad Kurbelwelle)	
	Übrige Motorkomponenten sind baugleich	
Anregungen Kurbelwelle	Drehungleichförmigkeit in Abhängigkeit von Motordrehzahl und -drehmoment	nahezu konstante Winkelgeschwindigkeit durch fehlende Gas- und Massenkraftanregungen
Anregungen Nockenwellen	Einlassventile öffnen gemäß Kennfeld	Einlassventile öffnen 28° KW nach OT
		Reduzierte Massenträgheiten der Nockenwellen
	Kraftstoffeinspritzdruck gemäß Kennfeld	Kraftstoffeinspritzdruck manuell vorgegeben auf Basis Motorteillastbetrieb
Schmieröl-versorgung	Ölversorgung Kettenspanner über Motorölpumpe	Ölversorgung Kettenspanner über externe Ölkonditionieranlagen
	Ölversorgung der übrigen Verbraucher über Motorölpumpe	Ölversorgung der übrigen Verbraucher über externe Ölkonditionieranlagen
Messung	während Drehzahlrampe	bei konstanter Drehzahl

Abbildung 4.22: Unterscheidungsmerkmale zwischen den Prüfstandsaufbauten für den befeuerten und geschleppten Motorbetrieb und ihre Auswirkungen auf die mittlere Spannerkraft

teilelastizitäten und abweichende geometrische Abmessungen, die sich, trotz gleichen Baustands beider Motoren, infolge von Form- und Lagetoleranzen oder verschiedener Einlaufzustände einstellen können. Durch die Überführung der Kettentriebskomponenten und Messwertaufnehmer vom befeuerten Motor in die Schleppattrappe lassen sich derartige Einflüsse auf die steuertriebsperipheren Baugruppen wie Kurbelwelle, Zylinderkurbelgehäuse, Zylinderkopf, Nockenwellen und Kraftstoffpumpe beschränken.

Messungen auf beiden Prüfaufbauten mit identischer Charakteristik des Spannelements bestätigen erneut, dass die fehlenden Gas- und Massenkräfte, insbesondere der späte Öffnungszeitpunkt der Einlassventile, zu reduzierten Spitzenbelastungen führen. Diese bewirken gemäß Abbildung 4.22 eine Absenkung des auf dem Schleppprüfstand gemessenen mittleren Kraftniveaus. Ansonsten können die Verläufe der mittleren Spannerkraft über der Drehzahl auf beiden Prüfaufbauten als ähnlich bewertet werden. Bedeutender als ihre exakte Übereinstimmung ist im Hinblick auf die Öldruckuntersuchungen vielmehr, dass die mittleren Spannerkräfte auf eine Verringerung der nominellen Federvorspannkraft von 114 auf 97 N, mit einer maximalen Differenz von 4 N, in vergleichbarer Weise reagieren.

Die Variation der Federvorspannkraft soll durch die Reduktion des Ölversorgungsdrucks am Spannelement, ausgehend von der durch die Konstantölpumpe vorgegebenen Druckkurve, nachgestellt werden. Auf Basis von gemessener Kraftdifferenz und Kolbenfläche berechnet, ist dazu eine Druckabsenkung von 1,8 bar notwendig. Daraus resultiert der in Abbildung 4.23 dargestellte Druckverlauf, wobei der minimale Versorgungsdruck des Kettenspanners von 0,5 $\mathrm{bar_{rel}}$ die Verringerung bei 700 $^1/_{\mathrm{min}}$ auf 1,1 bar begrenzt.

Messungen auf beiden Druckniveaus stellen ihre Eignung zur gezielten Beeinflussung der Kettenkräfte im Lostrum prinzipiell unter Beweis. Jedoch lassen sich die rechnerische Kraftdifferenz und damit auch die mit der geringeren Federvorspannkraft einhergehende Absenkung der mittleren Belastung vor allem über 2 000 $^1/_{\mathrm{min}}$ nicht erreichen. Eine mögliche Ursache ist, dass eine vom Öldruck ausgehende, hydraulische

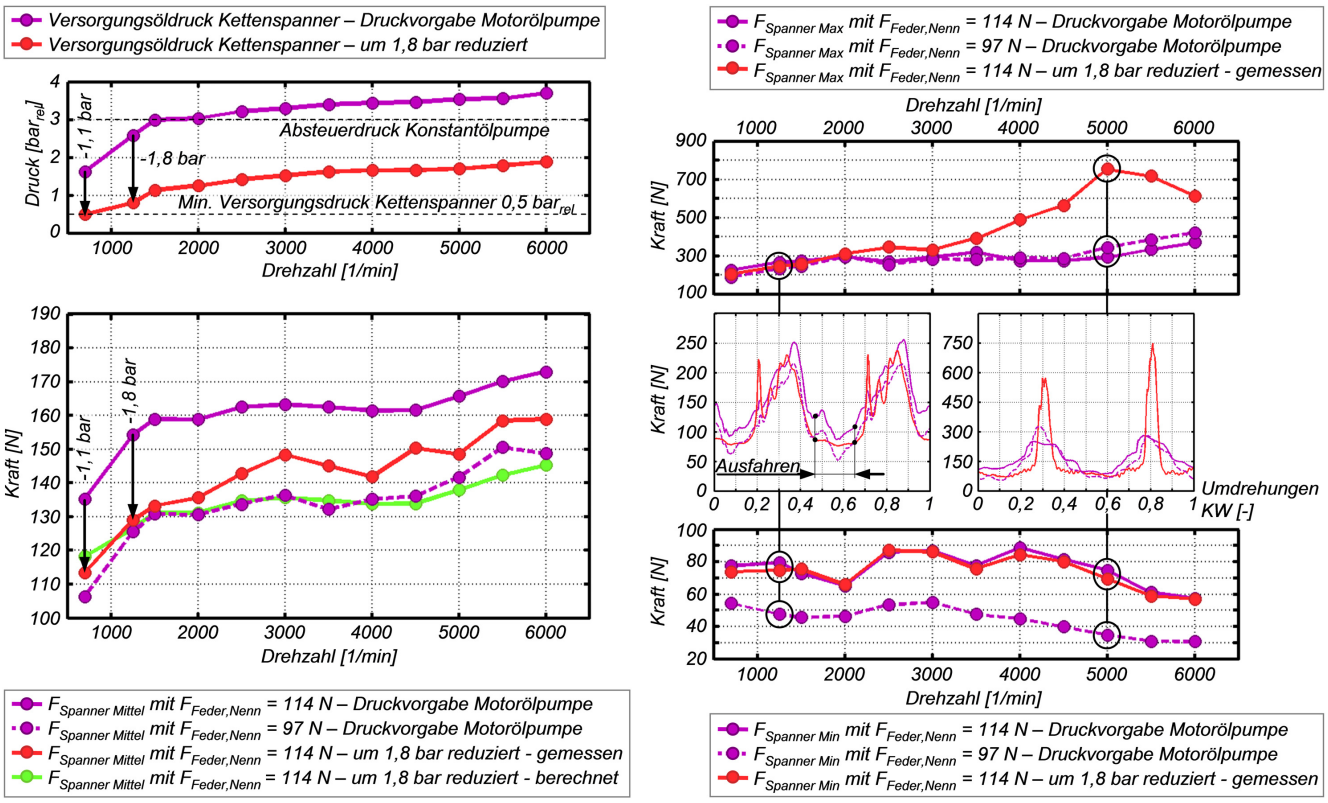


Abbildung 4.23: Einfluss eines um 1,8 bar abgesenkten Ölversorgungsdrucks auf die Spannerkraft

Kraftänderung primär während der Ausfahrbewegung des Kolbens, bei geöffnetem Rückschlagventil, auf die Spannschiene wirkt. Sie ist anhand eines Vergleichs der über den Kurbelwellenumdrehungen aufgetragenen Spannerkräfte („Druckvorgabe Motorölpumpe“ - „um 1,8 bar reduziert“) teilweise nachvollziehbar. Ferner nimmt der Zeitanteil eines geöffneten Rückschlagventils mit geringerem Öldruck, aufgrund tendenziell späterer Öffnungs- und früherer Schließzeitpunkte desselben, ab.

Inwiefern die Reduzierung von Öldruck und Befüllungsdauer das Ansaugen von Luft, über den Radialspalt oder die Drosselscheibe am Kolbenende, in die Hochdruckkammer begünstigen und eine merkliche Kompressibilitätserhöhung hervorrufen, kann auf Grundlage der Zeitverläufe nur indirekt beurteilt werden. Während hier eine schwächere Feder eine Parallelverschiebung der Kräfte bedingt, verändert die Druckabsenkung die Charakteristik ihrer Verläufe grundlegend. Mit steigender Drehzahl wachsen die Amplituden von Kolbengeschwindigkeit und -beschleunigung überproportional an. Die spätere und stärkere Verzögerung beim Einfahren desselben ist ein Indikator für einen geringeren Elastizitätsmodul infolge eines erhöhten Luftanteils im Fluid der Hochdruckkammer. Erwartungsgemäß kommt es ebenfalls zu einem späteren Anstieg der deutlich erhöhten Kraftamplituden, die einer Verringerung der mittleren Kräfte auf das Niveau einer nominellen Federvorspannkraft von 97 N entgegenwirken.

4.4 Einflussgrößen auf die Relativgeschwindigkeit und die Kontaktkräfte der Reibpartner

Die Kapitel 4.2 und 4.3 haben sich ausschließlich mit Parametervariationen beschäftigt, die eine getrennte Beeinflussung von Relativgeschwindigkeiten und Kettenkräften auf Basis eines unveränderlichen Steuertrieblayouts zulassen. Stellschrauben waren dabei im weitesten Sinn die Wellenanregungen und Charakteristika des Spannelements. Inhalt der folgenden Abschnitte ist hingegen die Substitution der Zahnketten im Steuer-, Ausgleichswellen- und Ölpumpenkettentrieb durch alternative Antriebselemente. Dabei steht weniger die Beschreibung ihrer Auswirkungen im Vordergrund, die sich aufgrund des unterschiedlichen Aufbaus der Zugmittel, der notwendigen Anpassungen von An- und Abtriebsrädern, Führungsschienen und Spannelementen sowohl auf die Relativgeschwindigkeit als auch auf die Kontaktkräfte erstrecken. Vielmehr geht es darum, eine Vorgehensweise zu definieren, anhand derer einheitliche Randbedingungen für einen ganzheitlichen Reibleistungsvergleich geschaffen werden, der das maximale Potenzial des jeweiligen Zugmittels beleuchtet und nur dadurch aus Anwendersicht relevant sein kann.

4.4.1 Substitution der Zahnkette im Steuertrieb

Im Steuerkettentrieb soll der spätere Reibleistungsvergleich Zahn-, Hülsen- und Rollenketten umfassen. Die prinzipielle Vorgehensweise zur Vorbereitung der Verlustleistungsuntersuchungen ist in Abbildung 4.24 zusammengefasst, die Detaillierung der einzelnen Schritte Inhalt der folgenden Abschnitte.

4.4.1.1 Auslegungskriterien und konstruktive Umsetzung von Zahn-, Hülsen- und Rollenkettentrieb

Die Dimensionierung der einzelnen Kettenarten soll der Intention unterliegen, die in den Kettentriebskontakten entstehende Reibleistung zu reduzieren. Modellversuche und Mehrkörpersimulationen verbrennungsmotorischer Steuer- und Ausgleichswellentriebe benennen das Kettengelenk sowie den Kontakt zwischen Kette und Führungselement als ihre Hauptverursacher. Damit in Übereinstimmung quantifizieren Lach [Lac99] und Belmer et al. [BFLN05] diesen Anteil mit bis zu 80 % bzw. 99 %. Eine Bedingung für die Bestimmung der wesentlichen Einflussgröße auf die Verlustleistung in besagten Tribosystemen ist die Kenntnis der Abhängigkeit der Reibungskraft von Relativgeschwindigkeit und Normalkraft unter möglichst realitätsnahen Beanspruchungskollektiven.

Um die dazu erforderliche messtechnische Zugänglichkeit des Kontakts zwischen Kettengliedern und

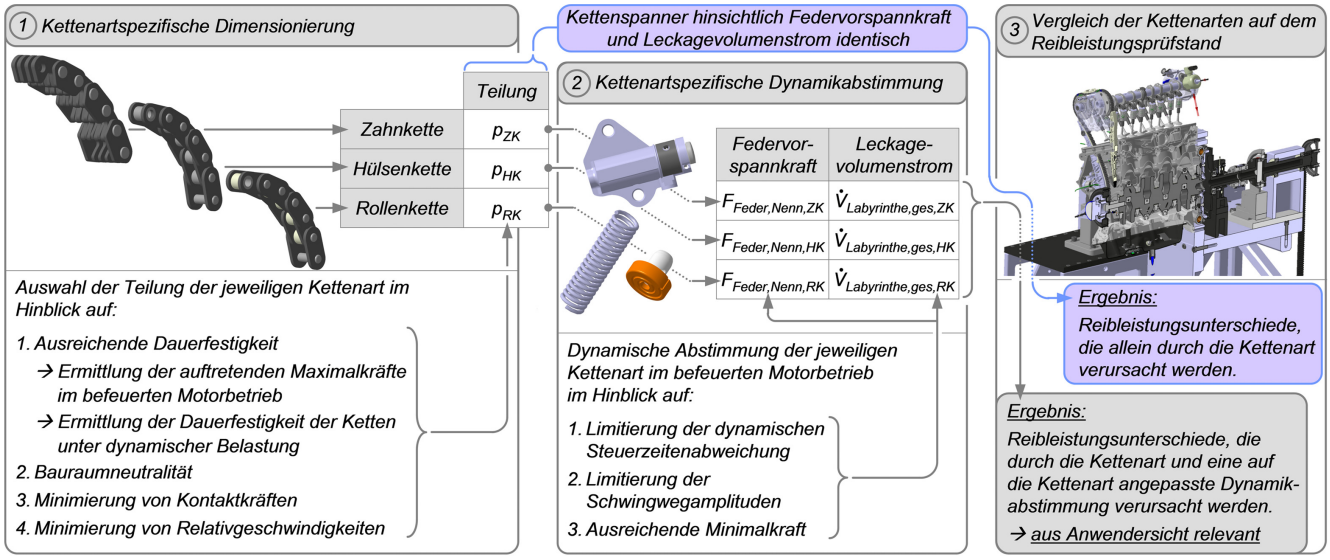


Abbildung 4.24: Vorgehensweise zur Vorbereitung der Reibleistungsvergleiche von Zahn-, Hülsen- und Rollenketten

Führungsschienen, gleichzeitig aber eine möglichst geringe Beeinflussung der Struktur des tribologischen Systems zu gewährleisten, findet diese in Zusammenarbeit mit Zielinski definierte Versuchsreihe auf dem in Abbildung 4.25 ① skizzierten Radialgleitlagerprüfstand der Hochschule Mannheim statt. Den Grundkörper bildet eine aus dem Schienenwerkstoff PA 66 hergestellte zylindrische Scheibe. Die Gegenkörper sind Hülsen- und Zahnkettenglieder, wobei Letztere eine Unterscheidung zwischen Außen- und Innengliedern notwendig machen. Während sich die einzustellenden Relativgeschwindigkeiten aus der Motordrehzahl und dem Teilkreisradius des Kurbelwellenkettenrads leicht ableiten lassen, sind die vorzugebenden Normalkräfte das Ergebnis einer Mehrkörpersimulation des Steuerkettentriebs (vgl. Kapitel 7.2). Auf den Abszissen der in Abbildung 4.25 dargestellten Oberflächendiagramme angetragen, wird ihr Einfluss auf die mit einem DMS-basierten Kraftsensor gemessene Reibungskraft ersichtlich. Sie steigt bis zu einer Normalkraft von 15 N an, stagniert jedoch bei einer weiteren Erhöhung der Belastung. [GRH07] Ursächlich dafür ist die Abnahme der Reibungszahl mit zunehmender Flächenpressung. Erhard et al. führen das Verhalten, das in der Versuchsreihe prinzipiell unabhängig von der Kettenart zu beobachten ist, auf die Bildung eines dünnen Polymerfilms auf dem Stahlpartner zurück [ES74]. Sollen die Prüfergebnisse des Modellsystems auf den Steuertrieb übertragen werden, setzt die Pressungsabhängigkeit des Reibungskoeffizientens eine Berücksichtigung der unterschiedlichen Radien von Zylinderscheibe und Führungselementen voraus. Bestimmt man dementsprechend die, zur Erzeugung der im Kettentrieb zwischen Kettengliedern und Führungselementen auftretenden hertzschen Pressungen erforderlichen, Kontaktkräfte im Modellversuch, folgt der in den Diagrammen hellblau unterlegte Bereich zwischen 0 und 10 N. Demzufolge ist das Belastungsniveau im Steuertrieb ausreichend gering, um auf eine Erhöhung der Normalkräfte mit einer Zunahme der Reibungskraft zu reagieren. Eine Abhängigkeit derselben von der Relativgeschwindigkeit, die auf ausgeprägte hydrodynamische Traganteile hindeutet, lässt sich hingegen nicht nachweisen.

Die Simulation der oszillierenden Gleitbewegung zwischen den Kettenlaschen bzw. -hülsen und dem Kettenbolzen wird auf einem Schwing-Reib-Verschleißprüfstand vorgenommen. Den Grundkörper bildet eine Platte aus 100 Cr6, den Gegenkörper ein Zylinder aus dem gleichen Werkstoff. Dieser führt, bei gleichzeitiger Schmierung mit temperiertem Motoröl und mit einer definierten Normalkraft belastet, sinusförmige Schwingbewegungen aus (vgl. Abbildung 4.25 ②). Sowohl deren Amplitude und Frequenz als auch die Anpresskraft orientieren sich im Rahmen der prüfstandsseitigen Möglichkeiten an den Gegebenheiten im geschleppten Kettentrieb und fußen erneut auf Ergebnissen der Steuertriebssimulation. Zielgröße

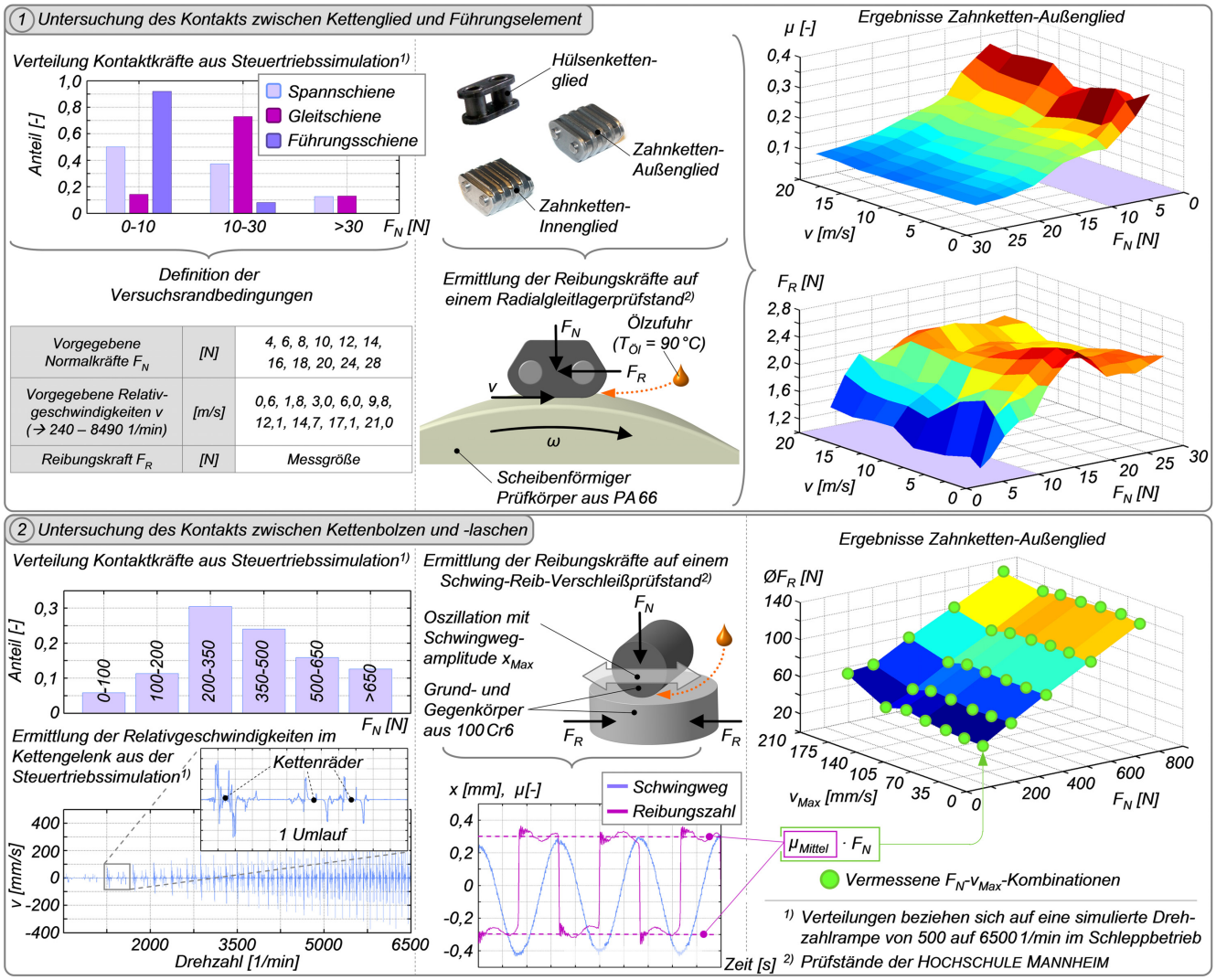


Abbildung 4.25: Einfluss von Normalkraft und Relativgeschwindigkeit auf die Reibungskräfte zwischen Kettenglied und Führungselement sowie im Kettengelenk aus [GRH07]

für die Festlegung des Schwingwegs ist die Bogenlänge beim Abknickvorgang. Für die Definition der Oszillationsfrequenz sind es die maximalen Abknickgeschwindigkeiten, die während des Ein- bzw. Auslaufvorgangs eines Kettenglieds in bzw. aus den Kettenrädern und Führungselementen vorkommen. Die Zeitabhängigkeit der Bewegungsgrößen ist ebenfalls in den Reibungszahlen nachvollziehbar. Zum einen vollzieht der Reibungskoeffizient simultan zur Relativgeschwindigkeit zwei Vorzeichenwechsel pro Schwingungsperiode. Zum anderen zeigen sich über einem einzelnen Hub zunächst eine hohe Startreibung, ein leichtes Absinken des Koeffizienten mit steigender Geschwindigkeit sowie ein Anstieg desselben während des Verzögerns. Eine Vermutung ist, dass die in der Mitte des Hubs höhere Gleitgeschwindigkeit die Ausbildung eines Flüssigkeitsfilms zwischen Zylinder und Grundkörper zumindest begünstigt und damit vermehrt hydrodynamische Traganteile im Mischreibungskontakt ermöglicht. Dass dieses Verhalten nur schwach ausgeprägt sein kann, belegt die Konstanz der mittleren Reibungszahlen über der Anregungsfrequenz, die im Oberflächendiagramm in Abbildung 4.25 ② anhand der Unabhängigkeit der Reibungskraft von der maximalen Relativgeschwindigkeit nachvollziehbar ist. [GRH07] In Übereinstimmung mit den messtechnisch abgeglichenen Berechnungsergebnissen von Kilian et al. [KST02], welche die Traganteile durch hydrodynamischen Druckaufbau im Kettengelenk mit weniger als 10 % beziffern, weist ihre Proportionalität zur Normalkraft vielmehr auf eine starke Dominanz von Festkörpertraganteilen hin.

Beide Modellversuche lassen einerseits erwarten, dass mit steigenden Normalkräften der Betrag der in den betrachteten Kontakten des Steuertriebs wirksamen Reibungskräfte zunimmt und damit eine erhöhte Reibleistung nach sich zieht. Andererseits reicht selbst die gleichsinnige Bewegung zwischen Laschenrücken und Führungsschiene für die Ausbildung eines tragfähigen Flüssigkeitsfilms nicht aus. Folglich ist in keiner der Kontaktstellen mit einer Verschiebung des Reibungszustands im STRIBECK-Diagramm in Richtung Ausklinkpunkt infolge höherer Relativgeschwindigkeiten zu rechnen. Daraus folgt unmittelbar, dass eine Abschwächung oder Kompensation der Proportionalität zwischen Reibleistung und Relativgeschwindigkeit durch geringere Reibungszahlen nicht erfolgt und der Faktor der Geschwindigkeitserhöhung stets in der Reibleistungszunahme des Kettentriebs wiederzufinden sein wird.

Auf Grundlage dieser Erkenntnisse und unter der vereinfachenden Annahme quasistatischer Verhältnisse erscheinen für die Auswahl einer eine reduzierte Reibleistung begünstigenden Kettengröße in Bezug auf das Beanspruchungskollektiv folgende Empfehlungen als zielführend. Eine Verringerung der Kettenmasse führt infolge abnehmender Stoßkräfte, Fliehkraft- und Stützzüge zu geringeren Belastungen in sämtlichen Kontaktstellen. Über kleinere Bolzen- bzw. Hülsendurchmesser besteht die Möglichkeit, die Relativgeschwindigkeiten und damit die Reibleistung im Kettengelenk bzw. zwischen Hülsen und Kettenrad gezielt zu minimieren (vgl. (2.1), (2.5), (2.15), Abbildung 2.10). Weiterhin erlauben sie eine Verringerung der Kettenteilung, die nach (2.11) bis (2.14) zum einen eine unmittelbare Abnahme der tangentialen und normalen Komponente der Relativgeschwindigkeit zwischen Kette und Kettenrad bewirkt. Zum anderen ermöglicht sie mit der Reduzierung der Teilkreisradien das Erschließen weiterer Potenziale hinsichtlich Stoßkräften, Fliehkraftzügen und Relativgeschwindigkeiten, wobei dann die simultane Erhöhung der Umfangszugkraft zu berücksichtigen ist. Eine beliebige Miniaturisierung der Kette ist jedoch durch die sinkende Dauerfestigkeit von Laschen und Bolzen limitiert. Für Zahnketten aus der Massenproduktion liegt diese Grenze aktuell bei der im untersuchten Steuertrieb bereits umgesetzten Teilung von 6,35 mm. Die sich mit dieser im Lostrum einstellenden Kettenkräfte betragen maximal 2 011 N (vgl. Abbildung 4.26). Damit liegt die auftretende Belastung, selbst unter Beachtung der in Kapitel 4.1.3 genannten zusätzlichen Lasttrumkräfte, unter der im Pulsatorversuch ermittelten Dauerfestigkeit von 2 378 N.

Wie bereits in Abschnitt 2.1.1.3 erläutert, sind Zahnlaschen im Gegensatz zu den Laschen von Hülsen- und

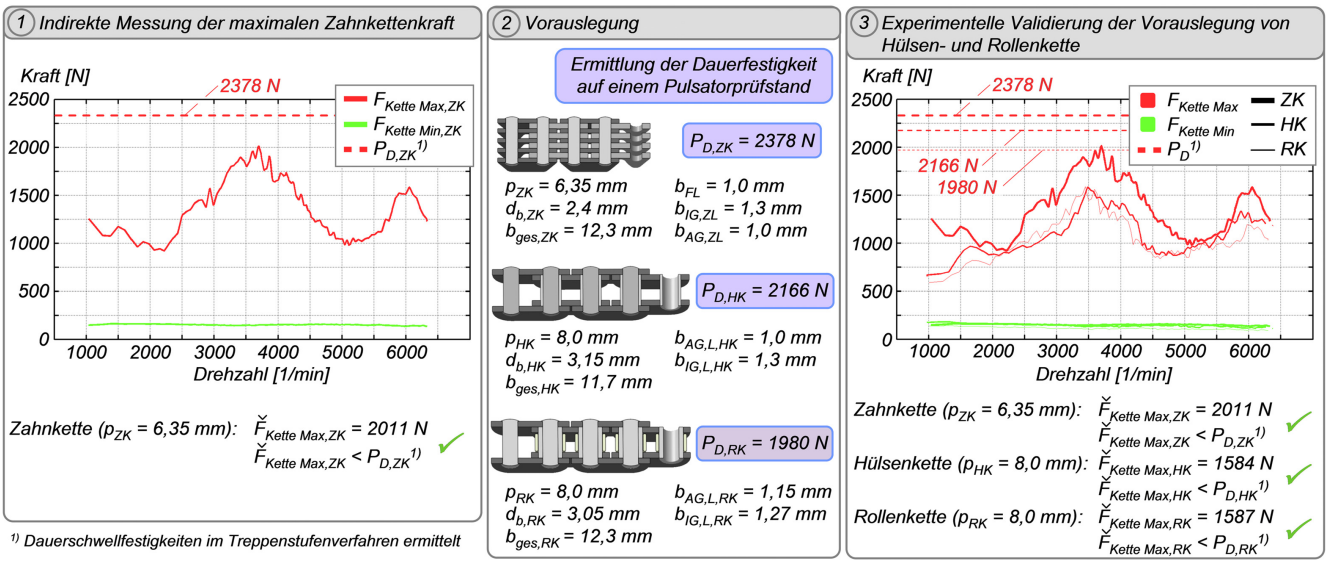


Abbildung 4.26: Im Steuertrieb maximal auftretende Kettenlängskräfte beim Verbau von Zahn-, Hülsen- und Rollenketten (gemessen bei maximalem Motordrehmoment)

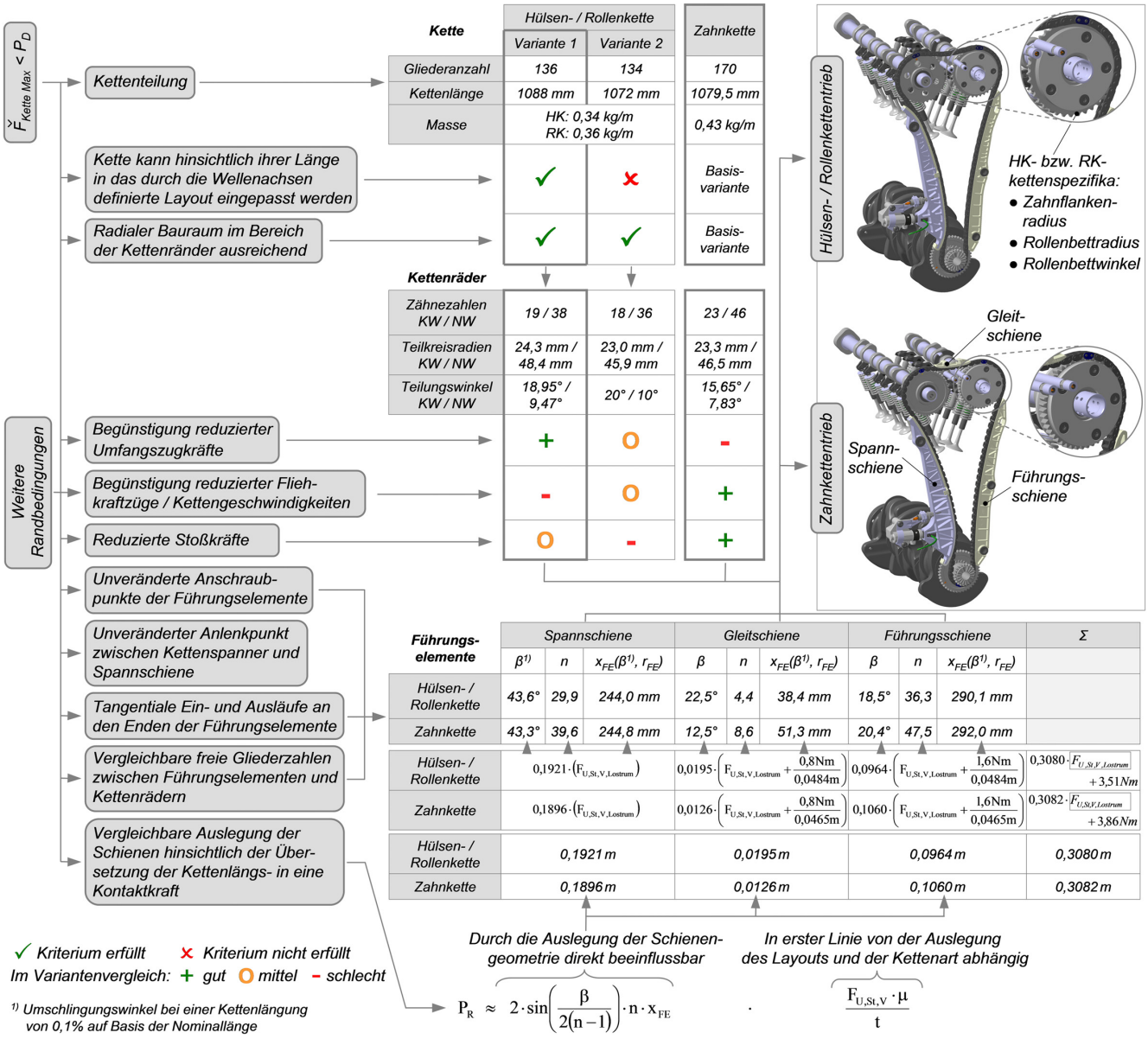


Abbildung 4.27: Vorgehensweise bei der Auslegung der Kettenräder und Führungselemente

Rollenketten sowohl einer Zug- als auch einer Biegebeanspruchung ausgesetzt [DR99]. Die gemessenen Dauerschwellfestigkeiten zeigen, dass ihre parallele Anordnung sowie die Aufnahme und Abstützung des Kettenbolzens durch vier bzw. fünf Laschen imstande sind, diesen Nachteil auszugleichen und neben einer Kettenteilung von 6,35 mm einen Bolzendurchmesser von 2,4 mm ermöglichen. Im Fall herkömmlicher Stahlgelenkketten nehmen nur zwei Laschen den Bolzen bzw. die Hülse auf. Dementsprechend erreichen standardisierte Hülsen- und Rollenketten in den Pulsatormessungen erst ab einer Teilung von 8 oder 9,35 mm vergleichbare Dauerfestigkeitswerte. Die Unkenntnis darüber, welche Hülsen- und Rollenkettenkräfte im Steuertrieb tatsächlich auftreten, macht zunächst eine Vorauslegung erforderlich. Mit dem Fokus auf einer geringen Verlustleistung beruht sie auf den in Abbildung 4.26 dargestellten Ketten mit Teilungen von 8 mm. Ihre gemessenen Dauerfestigkeiten von 2 166 N (Hülsenkette) und 1 980 N (Rollenkette) erreichen den Dauerfestigkeitswert der Zahnkette nicht. Dass sie dennoch ausreichend sind, bestätigen spätere Messungen am Steuertrieb des befeuerten Motors, welche die maximalen Hülsen- und Rollenkettenkräfte mit 1 584 bzw. 1 587 N beziffern und damit die Vorauslegung validieren.

Die festigkeitsbasierte Auswahl der Kettenteilungen stellt den Ausgangspunkt für die den Messungen vorausgegangene Anpassung der Kettenräder und Führungsschienen des Zahnkettentriebs auf eine Hülsen- bzw. Rollenkette dar. Unter Berücksichtigung der zugrunde liegenden Bauraumbeschränkungen verbleiben zwei umsetzbare Varianten, die sich entsprechend Abbildung 4.27 hinsichtlich ihrer Kettenlänge und den Zähnezahlen der Kettenräder unterscheiden. Variante 2 hat aufgrund der kleineren Teilkreisdurchmesser Vorteile im Hinblick auf die auftretenden Kettengeschwindigkeiten und Fliehkraftzüge, dem gegenüber lässt Variante 1 geringere Stoß- und Umfangszugkräfte erwarten. Eine allgemeingültige Bewertung, welche Auslegung bezüglich der auftretenden Verlustleistung zu favorisieren ist, gestaltet sich schwierig, da die einzelnen Belastungsarten gemäß Abbildung 2.10 zumindest auf eine Veränderung des Teilkreisradius gegensätzlich reagieren, ihre Anteile an der Gesamtbelastung ferner in unterschiedlicher Ausprägung von der Motordrehzahl abhängen. Ausschlaggebend für die Entscheidung gegen Variante 2 ist, dass die kurze Kettenlänge trotz kleinerer Kettenraddurchmesser eine starke Umlenkung des Zugmittels um den Anschraubpunkt der Spannschiene und damit hohe Kontaktkräfte zwischen Kettenlaschen und Schienenoberfläche verursacht hätte.

Während die Kettenradverzahnungen sowohl hülsen- als auch rollenkettenspezifisch auszuführen sind, kann eine Unterscheidung der Führungselemente entfallen, da beide Kettenarten über die gleiche Laschenhöhe verfügen. Ihre Auslegung orientiert sich zunächst an den durch den Zahnkettentrieb vorgegebenen Randbedingungen. Dazu zählen die Übernahme des Kettenspanners sowie unveränderliche Anschraubpunkte der Spann-, Führungs- und Gleitschienen an Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf. Weitere Gesichtspunkte, die eine legitime Gegenüberstellung gewährleisten sollen, sind tangentiale Ein- und Auslaufradien an den Enden der Kettenführungen und vergleichbare Gliederzahlen in den ungeführten Trumlängen. Darüber hinaus werden die Führungsschienen dergestalt konstruiert, dass die Summe der Produkte aus kontaktierender Gliederzahl, Umschlingungsbogen und dem durch den Umschlingungswinkel gebildeten Faktor zur Übersetzung der Kettenlängs- in eine Kontaktkraft nahezu unabhängig von der Kettenart ist. Selbst eine schienenspezifische Betrachtung, die zusätzlich die Zunahme der mittleren Kettenkräfte vom Los-, über das Zwischen-, zum Lasttrum um den Quotienten aus Nockenwellenschleppmoment und Teilkreisradius berücksichtigt, weist eine zu vernachlässigende Begünstigung des Hülsen- und Rollenkettentriebs durch die gewählten Schienengeometrien nach. Sie beträgt bei einem mittleren Drehmoment der Nockenwellen von 0,8 Nm und einer mittleren Kettenkraft von 400 N weniger als 0,4 %. Damit gelingt es, den Einfluss der Gestaltung der Führungselemente auf die Verlustleistung des jeweiligen Zugmittels zu minimieren und die für die Reibleistung relevanten geometrischen Größen der Schienenauslegung von den dem Zugmittel zuzuschreibenden Größen Kettenkraft, Reibungszahl und Relativgeschwindigkeit zu separieren.

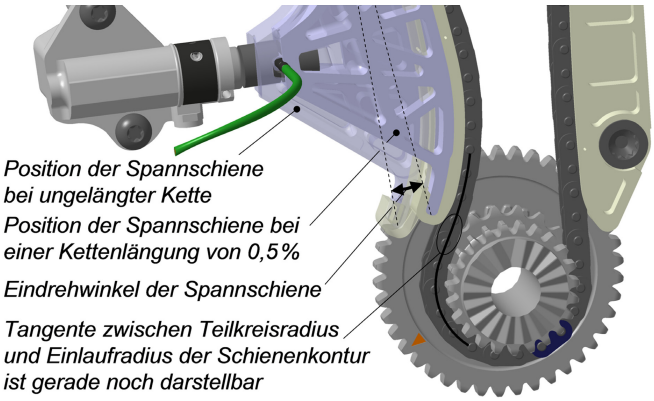


Abbildung 4.28: Ausgleich der maximalen Kettenlängung im Hülsen- und Rollenkettentrieb

Die Auslegung der Spannschienenkontur, vor allem die gegenüber der Zahnkette größeren Laschenhöhen von Hülsen- und Rollenkette sowie die erhöhten Teilkreisradien des Kurbelwellenkettenrads reduzieren den maximalen Eindrehwinkel der Spannschiene. Der Ausgleich einer verschleißbedingten Kettenlängung von bis zu 1,0 % bei der Zahnkette verringert sich demnach auf 0,5 % im Hülsen- und Rollenkettentrieb (vgl. Abbildung 4.28). Darüber hinaus ist ein tangentialer Einlauf dieser Zugmittel in die Spannschiene nicht mehr gegeben.

4.4.1.2 Festlegung kettentriebsdynamischer Grenzwerte

Vergleichende Reibleistungsmessungen können bereits im Anschluss an die Auslegung der Kettengetriebe unternommen werden. Wie in Abbildung 4.24 dargestellt, sind ihre Ergebnisdifferenzen ausschließlich der Kettenart sowie der von ihr bestimmten geometrischen Gestaltung von Kettenrädern und Führungselementen zuzuschreiben. Dass sich die Kettenkräfte überdies von der Konfiguration des Spannelements signifikant beeinflussen lassen, haben die in Kapitel 4.3.3 geschilderten Untersuchungen nachgewiesen. Welche Federvorspannkraft und Leckagevolumina erforderlich sind, ist neben den Wellenanregungen auch eine Frage von Kettentriebslayout, Masse und Steifigkeit des Zugmittels. Eine umfassende Gegenüberstellung der Verlustleistungen setzt demnach eine separate Abstimmung des Kettenspanners auf jede Kettenart voraus. Die ihr zugrunde liegenden kettentriebsdynamischen Beurteilungskriterien erstrecken sich auf die Kettenkraft, die Schwingwegamplitude des Spannerkolbens und den Verdrehwinkel zwischen Kurbel- und Nockenwellen. Die Definition ihrer Grenzwerte wird im Folgenden erläutert.

Kettenkraft

Im Verbrennungsmotor erfährt vor allem die Steuertriebskette eine schwellende Belastung. Die maximal zulässigen Kettenkräfte sind durch die Dauerfestigkeit des Zugmittels begrenzt. Gleichzeitig sind Kettenkräfte nahe Null zu vermeiden. Nur wenn die Kette zu jedem Zeitpunkt vorgespannt bleibt, können ein Ablösen derselben von den Schienenoberflächen und der damit verbundene Impuls beim Wiederauftreffen, der sich einerseits in hohen Kraftspitzen äußert, sich andererseits auch nachteilig auf den Kettenverschleiß auswirkt, unterbunden werden. [FH01] Ein derartiger Zustand tritt auf, wenn die Spannschiene infolge einer zu geringen Kraft des Spannelements nicht in der Lage ist, den Transversalschwingungen der Kette zu folgen. Er lässt sich in den Messergebnissen anhand von Nulldurchgängen der Spannerkraft nachvollziehen.

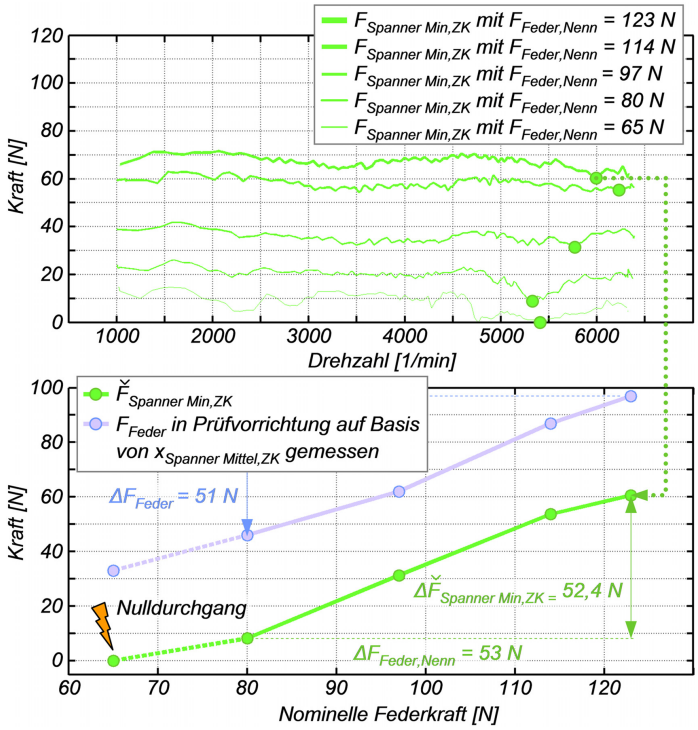


Abbildung 4.29: Korrelation zwischen minimaler Spanner- und nomineller Federkraft

Der Nachweis, dass bei konstantem Ölversorgungsdruck die nominelle Federvorspannkraft des Kettenspanners eine geeignete Stellschraube ist, um die minimalen Spannerkräfte zu beeinflussen und gezielt einzustellen, soll anhand der Untersuchungen aus Kapitel 4.3.3.1 belegt werden. Wie in Abbildung 4.29 dargestellt, kommt es im befeuerten Motorbetrieb mit sinkender Federvorspannkraft im gesamten Drehzahlbereich zu einer Parallelverschiebung des Verlaufs der minimalen Spannerkräfte. Das globale Minimum jeder Messreihe ist zusätzlich in einem separaten Diagramm über der nominellen Federkraft aufgetragen. Ferner sind daraus die im Motorbetrieb wirkenden mittleren Kräfte ersichtlich, die ausschließlich aus der Kompression der Feder resultieren. Ihre Messung erfolgt in einer Federkraftprüfvorrichtung auf Grundlage des gemessenen mittleren Kolbenhubs. Die Ergebnisse konstatieren eine gute qualitative und quantitative Korrelation zwischen den Minima der Spannerkräfte, den tatsächlich im Motorbetrieb wirksamen mittleren Federkräften und den nominellen Federvorspannkräften.

Die Bestätigung, dass das Minimum der Spannerkraft direkt von der wirksamen Federkraft abhängt, ist insofern von Bedeutung, als dass die experimentelle Abstimmung der Spannelemente mit Ketten erfolgt, die nur geringe Längungen zwischen 0,09 und 0,11 % aufweisen. Nulldurchgänge sind aber ebenfalls bei stärker gelängten Ketten auszuschließen, wenn die Vorspannung der Feder infolge eines ausfahrenden Kettenspannerkolbens abnimmt. Um dieser Anforderung zu entsprechen, erscheint es auf Grundlage des aufgezeigten Zusammenhangs legitim, die Federkennlinie zur Bestimmung der Verringerung der Minimalkraft heranzuziehen. Sie resultiert aus dem Produkt aus Federsteifigkeit und dem maximal zu erwartenden Kolbenhub. Letzterer erschließt sich allein aus der zulässigen Kettenlängung.

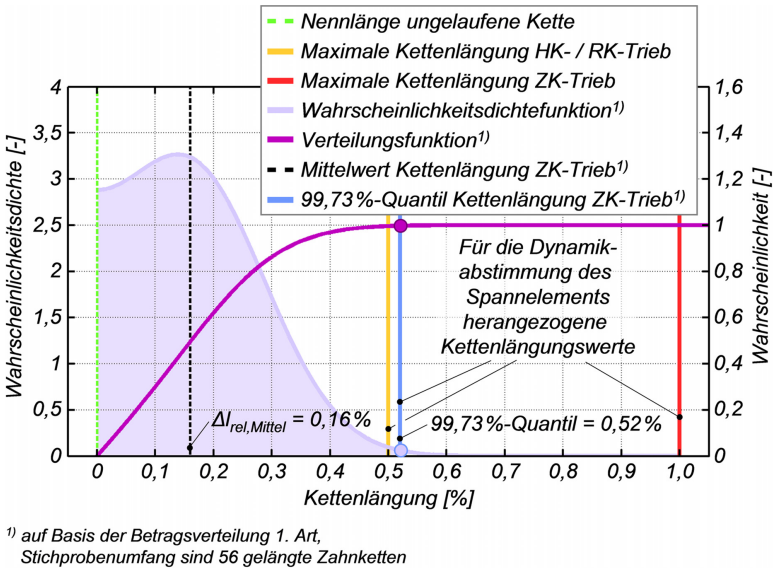


Abbildung 4.30: Maximal zulässige und tatsächlich auftretende Kettenlängungen

Zum einen soll zur Ermittlung der minimal erforderlichen Spannerkraft die maximal ausgleichbare Längung herangezogen werden, die durch das Trieblayout und den Verfahrweg des Kettenspannerkolbens begrenzt ist. Sie beträgt im Hülsen- und Rollenkettentrieb 0,5, im Zahnkettentrieb 1,0 %. Zum anderen ermöglicht die bereits vorhandene Erprobungsbreite des Zahnkettentriebs die Festlegung eines Grenzwerts auf Basis einer Kettenlängung, deren Grundlage die faktischen Verschleißbeträge am Ende der Motorlebensdauer sind. Konkret fußt ihre Ermittlung auf der statistischen Auswertung der Längungen von 56 Zahnketten aus dem Steuertrieb von Prüfstands- und Fahrzeugdauerlaufmotoren. Aufgrund dessen, dass die Merkmalsausprägungen der Kettenlängung einseitig durch die Kettennennlänge begrenzt sind, ist nicht von normalverteilten Merkmalswerten auszugehen. Um der eingipfligen, linkssteilen Verteilung zu genügen, wird das Verteilungsmodell der Betragsverteilung 1. Art gewählt. [DS95] Bezogen auf die Nennlänge der Kette weist die Stichprobe eine durchschnittliche Längenzunahme von 0,16 % auf. Für das 99,73 %-Quantil lässt sich anhand der grafischen Darstellung der Verteilungsfunktion in Abbildung 4.30 eine Kettenlängung von 0,52 % ablesen.

Mit Kenntnis der kettenspezifisch zu betrachtenden Längungen lassen sich die Bedingungen für die mindestens erforderliche Spannerkraft formulieren, die auch bei gelängten Ketten ausreicht, um Nulldurchgänge zu verhindern.

$$\check{F}_{Spanner\,Min} \geq \check{F}_{Spanner\,Min,erf} = \underbrace{3,2\,\mathrm{N}}_{\substack{\text{aus Fehlerbetrachtung} \\ \text{Kraftmessung (vgl. Abbildung 4.4)}}} + c_{Feder} \cdot \Delta x_{Spanner,\Delta l}\left(\Delta l_{rel,Messung}, \Delta l_{rel,Max}\right) \tag{4.12}$$

mit $\Delta l_{rel,Max} = 1,0\,\% \rightarrow$ ausgleichbare Maximallängung im Zahnkettentrieb

mit $\Delta l_{rel,Max} = 0,5\,\% \rightarrow$ ausgleichbare Maximallängung im Hülsen- und Rollenkettentrieb

mit $\Delta l_{rel,Max} = 0,52\,\% \rightarrow$ zu erwartende Maximallängung im Zahnkettentrieb

Schwingwegamplitude

Die Rückhubsperre des Spannelements verhindert das Überspringen einer gelängten Kette über die Verzahnungen der Kurbel- und Nockenwellenkettenräder. Diese Gefahr besteht primär während des Startvorgangs des Motors, wenn die Dämpfungskraft infolge einer nur teilweise mit Öl befüllten Hochdruckkammer der Einfahrbewegung des Kolbens nicht in ausreichendem Maße entgegenwirken kann. Erst durch die Anlage des Klinkensteins am Kettenspannergehäuse wird ihr maximaler Rückhub auf 5,4 mm begrenzt (vgl. Abbildung 4.17). Aufgrund des minimalen Rückhubs von 3,9 mm kann im Motorbetrieb ein Überschreiten einer Schwingwegamplitude von 1,95 mm zu einem stoßartigen Kontakt zwischen besagten Bauteilen führen. Mehrfache Anschläge können Gewaltbrüche der Verzahnung auf der Kolbenoberfläche nach sich ziehen. Um die Zerstörung der Rückhubsperre unter allen Betriebsbedingungen zu vermeiden, sollen die Amplituden der Oszillationsbewegung der 2. Motorordnung 0,75 mm, des Summenwerts 1,25 mm nicht überschreiten.

Verdrehwinkelamplitude

Ursächlich für die oszillierende Relativverdrehung zwischen Kurbel- und Nockenwellen sind der Polygoneffekt und die Elastizitäten im Kettentrieb, wobei in diesem Zusammenhang insbesondere die Steifigkeit des Zugmittels sowie die Bewegungen des Kettenspanners hervorzuheben sind. Sie ist als dynamische Abweichung zwischen Soll- und Ist-Ventilsteuerzeiten zu interpretieren und kann neben reduzierten Zylinderfüllungen erhöhte Abgasrohemissionen hervorrufen. [KF06] [Rac62] Zugunsten einer möglichst geringen Beeinflussung des Ladungswechsels wird die zulässige Verdrehwinkelamplitude der 2. Motorordnung auf 1,5 °KW, des Summenwerts auf 2,0 °KW beschränkt.

4.4.1.3 Ergebnisse der dynamischen Abstimmung des Spannelements

Die zugmittelspezifisch optimale Spannelementkonfiguration bewegt sich im Spannungsfeld zwischen der Erfüllung der Grenzwerte hinsichtlich Kettenkraft, Schwingweg- und Verdrehwinkelamplituden und der Minimierung der Kettenkräfte. Diese experimentell zu bestimmen, erlaubt die freie Kombinationsmöglichkeit der aus den Kapiteln 4.3.3.1 und 4.3.3.2 bekannten Federvorspannkräfte und Gesamtleckagen, die nach Abbildung 4.31 ① die Darstellung von 25 unterschiedlichen Kettenspannern gestattet. Um die Variantenvielfalt einzuschränken, beginnt die dynamische Abstimmung jedes Kettentriebs stets mit der nominellen Federkraft von 123 N und der statischen Absinkrate von 19,2 $^{cm^3}/_{s}$. Davon ausgehend werden Vorspannung und Dämpfung sukzessiv reduziert, bis es zur Verletzung eines der Grenzwerte kommt. Die Betrachtung der darüber hinausgehenden Kombinationen dient dem Aufzeigen von Abhängigkeiten zwischen den Stellschrauben am Spannelement und deren Auswirkungen auf die kettentriebsdynamischen Beurteilungskriterien.

Die Vermessung einer Variante umfasst Drehzahlrampen von 800 bis 6 500 $^{1}/_{min}$ im Schlepp-, Teillast- und Volllastbetrieb mit Öltemperaturen von 40, 90 und 120 °C und deckt damit weite Teile potenzieller Motorbetriebszustände ab. Jede der Messungen wird im Hinblick auf die Beurteilungskriterien geprüft, wobei für den Zahnkettentrieb die Differenzierung auf Grundlage der zulässigen Kettenlängung stattfindet. Demzufolge basiert die Berechnung der minimal erforderlichen Spannerkraft zum einen auf der maximal ausgleichbaren Kettenlängung von 1,0 %. Zum anderen findet, nicht zuletzt aus Gründen der Vergleichbarkeit mit dem Hülsen- und Rollenkettenverschleiß, die aus dem Mittelwert zuzüglich dreifacher Standardabweichung gebildete Längung von 0,52 % Eingang in die Berechnung. Die aus den einzelnen Messungen ermittelten Extremwerte sind in den Matrizen aus Abbildung 4.31 ② bis ④ für jede Kettenart neben der jeweiligen Kettenspannervariante angeführt. Die farbliche Markierung gibt entsprechend Abbildung 4.32 Auskunft darüber, inwiefern ein dauerhafter Betrieb des Kettentriebs mit dieser Abstimmung des Kettenspanners möglich ist.

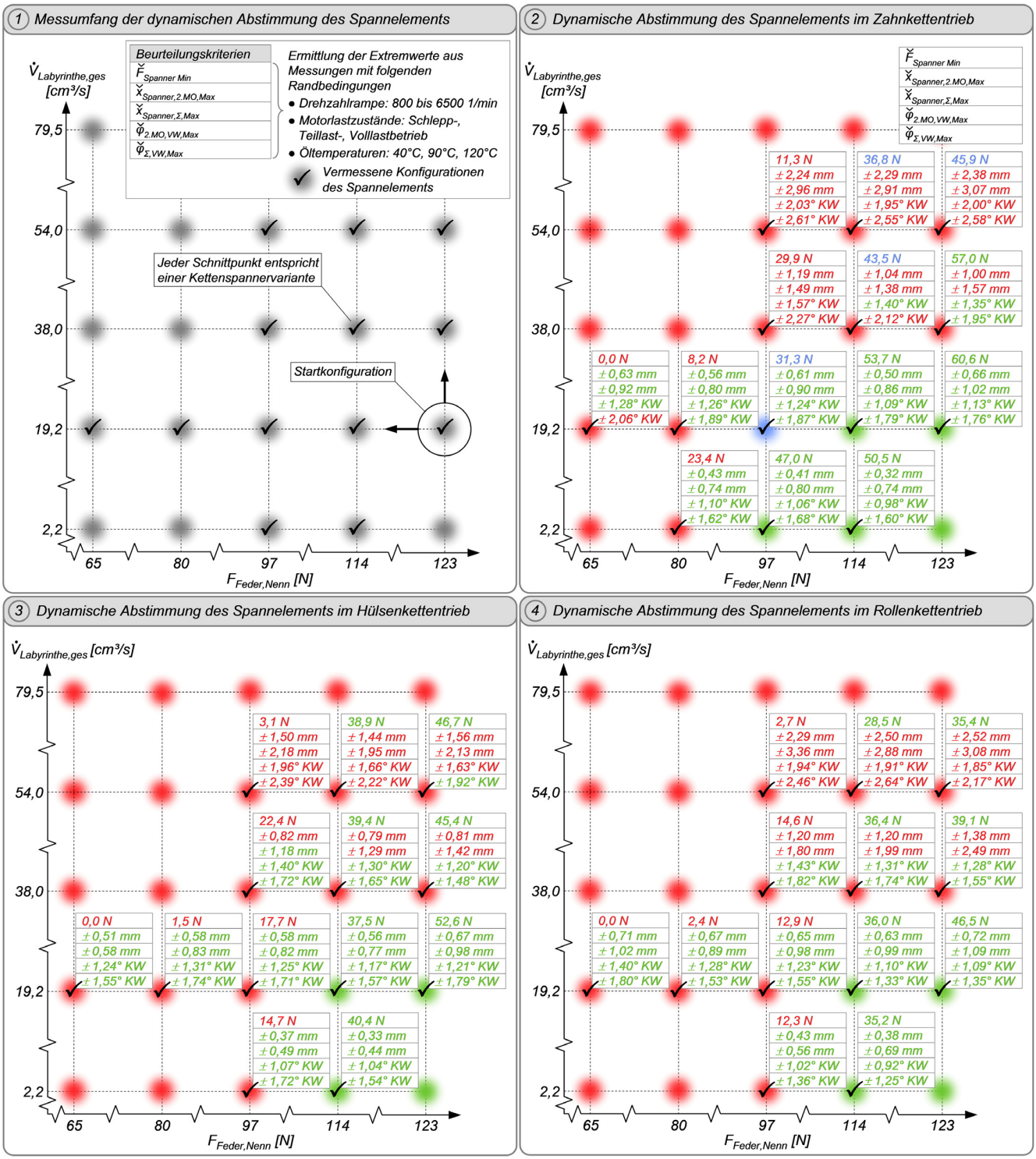


Abbildung 4.31: Messumfang und -ergebnisse der dynamischen Abstimmung des Spannelements auf Zahn-, Hülsen- und Rollenketten

Die Verknüpfung der Ergebnismatrizen mit den Resultaten aus den Abschnitten 4.3.3.1 und 4.3.3.2, die eine Verringerung der mittleren Kettenkräfte mit abnehmender Federkraft und Dämpfung belegen, verdeutlicht den Zielkonflikt der Dynamikabstimmung. Wie in Abbildung 4.33 zusammenfassend illustriert, limitieren die minimal erforderlichen Spannerkräfte eine beliebige Reduktion der nominellen Federkraft.

Diese Aussage trifft auch auf die Erhöhung der Leckagevolumina zu, wenngleich sich in diesem Fall zudem die Schwingweg- und Verdrehwinkelamplituden als die begrenzenden Faktoren herausstellen.

Während die beschriebenen Zusammenhänge prinzipiell unabhängig von der Kettenart sind, können Unterschiede in den Ausdehnungen der Bereiche umsetzbarer Federkraft-Dämpfungs-Kombinationen ausgemacht werden. Anhand derer ist zu erkennen, dass die Hülsen- und Rollenkettentriebe eine nominelle Federkraft von mindestens 114 N, verbunden mit einem Leckagevolumenstrom von maximal 19,2 cm^3/s, erfordern. Im Gegensatz dazu erfüllt der Zahnkettentrieb die Anforderungen bis zur schwächeren Nennfederkraft von 97 N, die noch zulässigen Leckagevolumenströme betragen je nach vorzuhaltender Kettenlängung 2,2 bzw. 19,2 cm^3/s. Das hierfür ausschlaggebende Kriterium sind die höheren minimalen Spannerkräfte ab 6 000 $1/min$ bei 120 °C. Die Versuchsergebnisse deuten darauf hin, dass eine Ursache in der gegenüber den konventionellen Stahlgelenkketten erhöhten Steifigkeit der Zahnkette liegt. Sie bedingt, dass die Resonanzfrequenz des Zahnkettentriebs und die Anregungsfrequenz der 2. Motorordnung erst außerhalb des Motordrehzahlbereichs zusammenfallen. Darüber hinaus ist nicht auszuschließen, dass die höheren minimalen Kettenkräfte eine Auswirkung der um 3,9 % kleineren Teilkreisradien sein können. Zwar setzen sie die Drehmomentanregungen in erhöhte Kettenkraftamplituden um, sie rufen jedoch gleichzeitig eine Zunahme im Kettenkraftniveau hervor, die sich gemäß Abbildung

$\check{F}_{Spanner\ Min}$	Grenzwert abhängig von der zulässigen Kettenlängung
$\check{x}_{Spanner,2.MO,Max}$	< 0,75 mm
$\check{x}_{Spanner,\Sigma,Max}$	< 1,25 mm
$\check{\varphi}_{2.MO,VW,Max}$	< 1,5 °KW
$\check{\varphi}_{\Sigma,VW,Max}$	< 2,0 °KW

	ZK	HK	RK
Kriterien nicht erfüllt	✓	✓	✓
Kriterien bis zu einer Kettenlängung von 0,52 / 0,50 % erfüllt	✓	✓	✓
Kriterien bis zu einer Kettenlängung von 1,0 % erfüllt	✓	nicht ausgleichbar	

Abbildung 4.32: Der dynamischen Abstimmung zugrunde liegende Beurteilungskriterien

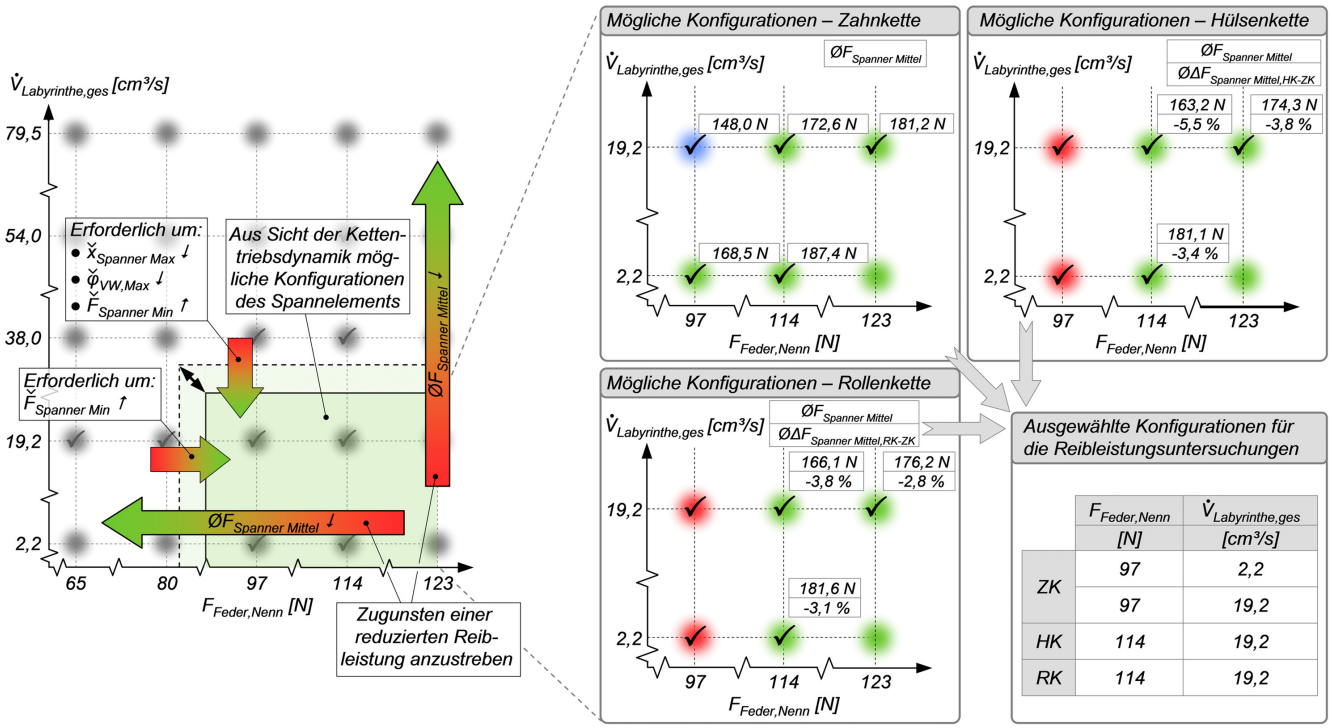


Abbildung 4.33: Abhängigkeit der mittleren Spannerkräfte von Kettenart und dynamischer Abstimmung des Spannelements

4.33 in den Differenzen zwischen den mittleren Spannerkräften von Zahnkette und Hülsen- bzw. Rollenkette wiederfindet. Über die Kettenarten hinweg lässt die Kenntnis dieser mittleren Belastungen keine Vorhersagen in Bezug auf die Reibleistungsunterschiede zu. Zu unterschiedlich sind die Beanspruchungskollektive und Strukturen der Tribosysteme in den Kontaktstellen der Kettentriebe (vgl. Abbildungen 2.12 und 2.15). Jedoch sind mit dem Auffinden der jeweils belastungsoptimalen Spannelementabstimmung im Zusammenspiel mit den in Abschnitt 4.4.1.1 geschilderten, nach Kettenarten separierten Getriebeauslegungen alle Voraussetzungen für einen ganzheitlichen Reibleistungsvergleich von Zahn-, Hülsen- und Rollenketten erfüllt (vgl. Abbildung 4.24).

4.4.2 Substitution der Zahnkette im Ausgleichswellentrieb

Das Bestreben der Untersuchungen im Ausgleichswellentrieb ist die Ermittlung der Reibleistungsdifferenzen zwischen Zahnkette und Zahnriemen. Eine Prämisse für die Realisierung der Substitutionslösung ist die Wärme-, Wasser- und Ölbeständigkeit seines Verbunds aus Zugstrang, Elastomer- und Gewebewerkstoffen. Daneben geschehen die Auswahl des Zugmittels und die dynamische Abstimmung der Spannelemente im befeuerten Motorbetrieb in weitgehender Analogie zur Auslegung der Steuerkettentriebe. Aufgrund deren ausführlicher Schilderung in Kapitel 4.4.1 geht dieser Abschnitt nur auf die Ergebnisse und expliziten Unterscheidungsmerkmale ein.

Letztere betreffen in erster Linie die Zugmittel. Abgesehen von der Gliederanzahl entspricht die Spezifikation der Zahnkette der aus dem Steuerkettentrieb. Der Zahnriemen verfügt über eine von den axialen

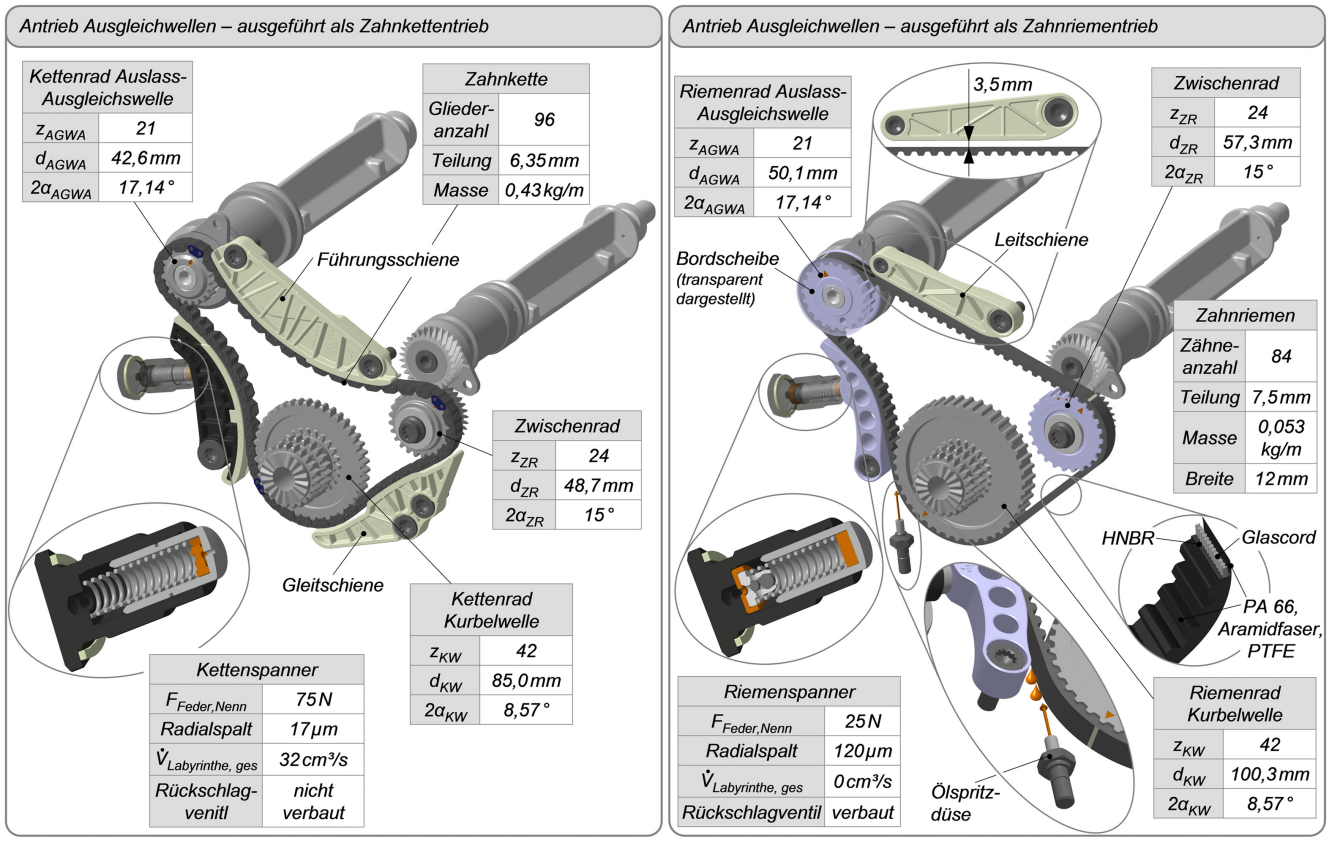


Abbildung 4.34: Ergebnis der konstruktiven Umsetzung und dynamischen Abstimmung des Ausgleichswellentriebs mit Zahnkette und Zahnriemen

Bauraumrestriktionen diktierte Breite von 12 mm und weist eine Teilung von 7,5 mm auf. Sie legt, unter der Randbedingung eines unveränderlichen Übersetzungsverhältnisses zwischen einlassseitiger Ausgleichswelle und Zwischenrad, die Zähnezahlen und Wirkdurchmesser der Zahnscheiben auf die in Abbildung 4.34 angeführten Werte fest. Das Riemenrad der Auslass-Ausgleichswelle ist zusätzlich mit zwei Bordscheiben versehen, die ein seitliches Ablaufen des Riemens verhindern.

Sind im Kettentrieb zusätzlich zur Spannschiene zwei Führungseinrichtungen zur Vermeidung von Transversalbewegungen vorgesehen, ermöglicht das höhere Dämpfungsvermögen des Riemens den Entfall der Gleitschiene im Lasttrum. Ihr Pendant im Zwischentrum ersetzt eine Leitschiene. Zum Kontakt mit dem Riemenrücken kommt es somit ausschließlich beim Auftreten von Schwingungsamplituden, die größer als 3,5 mm sind. Permanent geführt ist der Zahnriemen nur im Lostrum. Der beschränkte Bauraum im Umfeld dieses Trums steht der Verwendung einer bei trocken betriebenen Riemen obligatorischen Spannrolle entgegen. Die Lösung, den Einsatz einer Aluminiumschiene, eröffnet erst die Ölbeständigkeit des Zugmittels. Das gezielte Zuführen des Schmierstoffs in den sich verjüngenden Spalt zwischen Schienenoberfläche und Riemenrücken unterstützt mit der Ausbildung hydrodynamischer Traganteile ein Aufschwimmen des Zahnriemens und eine ausreichende Wärmeabfuhr. Der dazu erforderliche Volumenstrom wird durch Temperaturmessungen unter der Oberfläche der Spannschiene empirisch bestimmt.

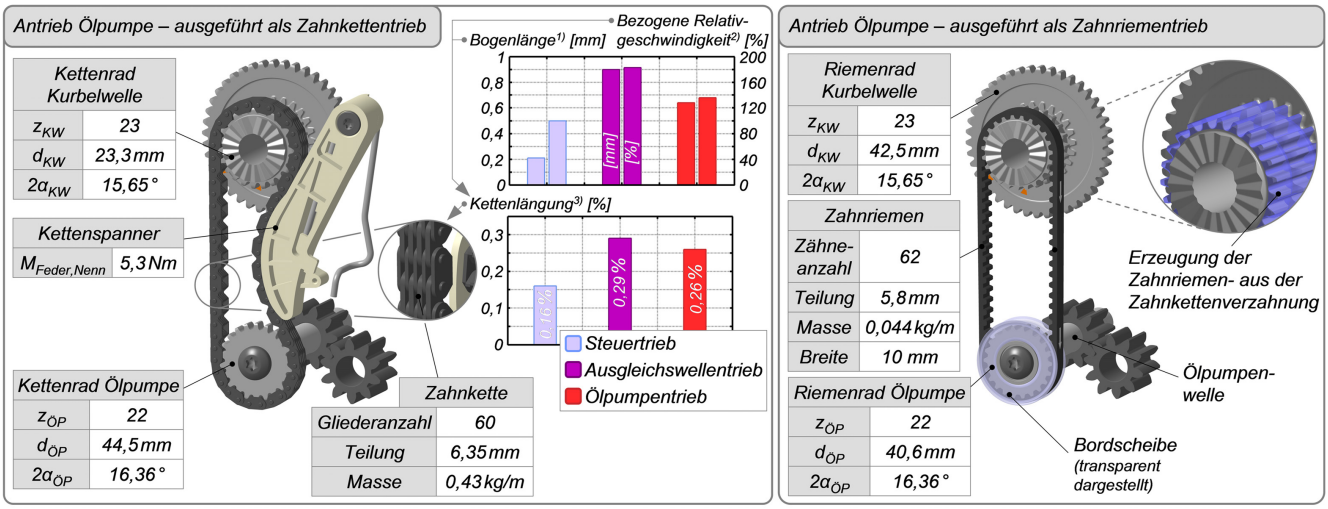
Infolge hoher Kurbelwellendrehanregungen und Massenträgheitsmomente der Ausgleichswellen lässt sich die Erfüllung der Anforderungen an Spannerkraft, Schwingweg- und Verdrehwinkelamplituden in beiden Zugmitteltrieben nur mit hydraulischen Spannelementen erreichen. Die nominelle Federkraft des Kettenspanners von 75 N bedingen die höhere Masse der Zahnkette sowie der geforderte Ausgleich einer maximalen Kettenlängung von 1,7 %. Dem gegenüber muss bei der Auslegung der Feder im Spannelement des Zahnriementriebs lediglich die Kompensation einer Dehnung von 0,1 % vorgehalten werden. [AFMN01] [Sch07b]

4.4.3 Substitution der Zahnkette im Ölpumpentrieb

Auch im Ölpumpentrieb liegt das Augenmerk auf einer Gegenüberstellung von ölresistentem Zahnriemen und Zahnkette. Letztgenannte ist erneut mit fünf Außen- und vier Innengliedlaschen ausgeführt. Diese Notwendigkeit ist nicht der Sicherstellung einer ausreichenden Dauerfestigkeit geschuldet, sondern resultiert allein aus der Forderung nach geringen verschleißbedingten Kettenlängungen, die einer Verkleinerung der Gelenkfläche widersprechen. Zwar treten im Ölpumpentrieb nur geringe Kettenkräfte auf, jedoch übersteigen sowohl die pro Kurbelwellenumdrehung in **einem** Kettengelenk zurückgelegte, durchschnittliche Bogenlänge als auch die mittlere Relativgeschwindigkeit während der Abknickvorgänge die im Steuerkettentrieb auftretenden Werte. Dass sie für den Gelenkverschleiß durchaus relevant sind, legt die Korrelation mit den Längungen von Ketten aus Prüfstands- und Fahrzeugmotoren, die den Diagrammen in Abbildung 4.35 zu entnehmen ist, nahe.

Hingegen kann die Zahnriemenbreite den geringeren Belastungen angepasst werden. In Bezug auf Teilung und Wirkdurchmesser besteht nur wenig Spielraum, da die Zahnscheibe auf der Antriebswelle die gleiche Zähnezahl wie das Kurbelwellenkettenrad des Steuertriebs aufweisen muss, dessen Kopfkreisradius zudem ihren maximalen Wirkdurchmesser festlegt. Ursächlich dafür ist, dass die Fertigung des Kurbelwellenrads in einem Sinterprozess erfolgt und die Zahnriemenverzahnung aus dem nachträglichen Umformen der Zahnkettenverzahnung hervorgeht. Aus diesem Grund lässt sich auch die axiale Führung des Zugmittels nur am Riemenrad auf der Ölpumpenwelle verwirklichen.

Die statische Vorspannung des Zahnriemens stellt sich allein in Abhängigkeit von seiner Länge und dem Achsabstand der An- und Abtriebswellen ein. Die während der Reibleistungsuntersuchungen gemessenen Riemenkräfte von 72 bis 75 N sind mit der in den Zahnkettentrieb eingebrachten Vorspannkraft von 70 N vergleichbar, deren Auslegung auf den Verdrehwinkelamplituden zwischen Kurbel- und Ölpumpenwelle



1) Durchschnittliche, pro Kurbelwellenumdrehung zurückgelegte Bogenlänge des Kettenbolzens in der Bohrung der Kettenlasche infolge der Abknickbewegungen des Kettengelenks

2) Durchschnittliche, bezogene Relativgeschwindigkeit zwischen Kettenbolzen und Kettenlasche infolge der Abknickbewegungen des Kettengelenks (100 % = Relativgeschwindigkeit im Steuertrieb)

3) Durchschnittliche Kettenlängungswerte aus 1,8 l TFSI-Motoren aus Fahrzeug- und Prüfstandsdauerläufern, Stichprobenumfänge: Steuertrieb 56 Zahnketten, Ausgleichswellentrieb: 32 Zahnketten, Ölpumpentrieb: 13 Zahnketten

Abbildung 4.35: Ergebnis der konstruktiven Umsetzung und dynamischen Abstimmung des Ölpumpentriebs mit Zahnkette und Zahnriemen

basiert. Sie wird von einem Kettenspanner erzeugt, der aufgrund der irreversiblen Längung der Zahnkette nach wie vor erforderlich bleibt. Gegenüber dem Steuer- und Ausgleichswellenkettentrieb erlauben die kurzen freien Trumlängen sowie das geringe Massenträgheitsmoment der Abtriebswelle aber den Entfall einer hydraulischen Dämpfung.

5 Schlussfolgerungen für die Gestaltung der Prüfstandsaufbauten

Die Messergebnisse im vorangegangenen Kapitel haben gezeigt, wie die Reaktionskräfte des Spannelements sowie die Drehanregungen der Kurbel- und Nockenwellen die Relativgeschwindigkeiten und Kräfte im Steuertrieb bestimmen. Wird der Vollständigkeit halber die Auslegung von Kettenrädern und Führungselementen in die Überlegung mit einbezogen, sind die Beanspruchungen einerseits von Parametern abhängig, die dem eigentlichen Getriebe zuzuordnen sind. Andererseits finden sich in ihnen die

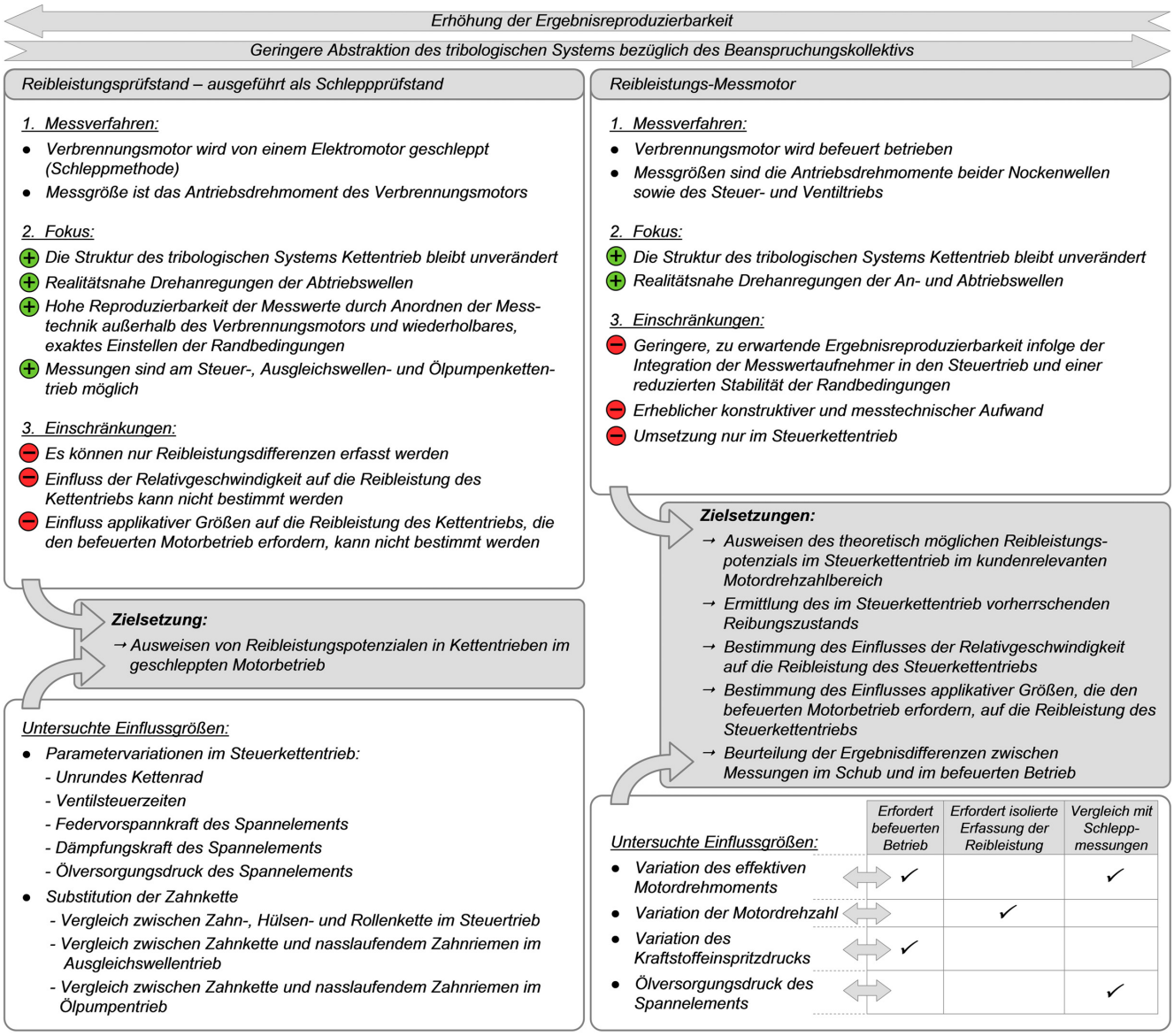


Abbildung 5.1: Zielsetzungen der umgesetzten tribologischen Prüftechniken

außerhalb der Systemgrenzen des Kettentriebs auftretenden motorischen Randbedingungen wieder, wobei das in langsamen Zugmitteltrieben dominante mittlere Abtriebsmoment im hochdynamischen Steuertrieb lediglich einer von vielen Einflussfaktoren ist. Aus diesen Gründen kann es für Untersuchungen mit dem Anspruch, Reibleistungs- bzw. Kraftstoffeinsparpotenziale im Kettentrieb nicht nur zu erfassen, sondern auch zu quantifizieren ausschließlich zielführend sein, in Anlehnung an [DIN86], tribologische Prüftechniken der Kategorien II oder III zu wählen. Nur sie erlauben einen Kompromiss zwischen einer ausreichenden Reproduzierbarkeit der Messwerte und einer weitgehenden Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den in einem Fahrzeugmotor betriebenen Kettentrieb. Der genaue, zulässige Abstraktionsgrad dieser Prüfstandsversuche orientiert sich im Wesentlichen am Beanspruchungskollektiv, das für eine Bewertung der Auswirkungen der jeweiligen Einflussgröße auf die Reibleistung des Kettentrieb hinreichend ist. Daher gliedern sich die Prüfstandsaufbauten entsprechend Abbildung 5.1 in zwei Abstraktionsstufen.

- Für die Untersuchung aller konstruktiven Variationen im Zugmitteltrieb ist die Konzeption eines Motorschleppprüfstands vorgesehen. Seine Vor- und Nachteile wurden bereits in Kapitel 2.3.2 dargelegt. Ausschlaggebend für die Wahl dieses Messprinzips ist einerseits, dass im Vordergrund der Messreihen das Ausweisen von Reibleistungspotenzialen stehen soll und die Schleppmethode im Vergleich zu anderen standardisierten Messverfahren die Ermittlung von Reibleistungsdifferenzen in sämtlichen Kettentrieben gestattet. Andererseits weist die Aufnahme des Antriebsdrehmoments das größte Potenzial im Hinblick auf die Ergebnisreproduzierbarkeit auf, das vor dem Hintergrund der ausgewiesenen Veränderungen der Kettenkräfte infolge von Parametervariationen vollständig auszuschöpfen ist, um belastbare Aussagen tätigen zu können. Deren Übertragbarkeit auf den Fahrzeugmotor wird durch den Erhalt der Struktur des tribologischen Systems Kettentrieb unterstützt. Zugunsten der genannten Vorteile werden Einschränkungen in Bezug auf die Realitätsnähe der globalen Eingangsgrößen in Kauf genommen, da sich Messprinzip und befeuerter Betrieb mit lastabhängigen Kurbelwellendrehanregungen ausschließen. Daraus folgt unmittelbar, dass die Bestimmung der Auswirkungen der applikativen Einflussgrößen, Motordrehmoment und Kraftstoffeinspritzdruck, auf das Reibungsverhalten nicht bzw. nur bedingt möglich ist. Gleiches gilt für seine Abhängigkeit von den Relativgeschwindigkeiten im Zugmitteltrieb, da eine Erhöhung der Motordrehzahl stets mit einem veränderten Reibmoment der Abtriebswellen einhergeht.

- Die Beurteilung der letztgenannten Einflussgrößen beschränkt sich auf den Steuertrieb. In Bezug auf Motordrehmoment und Kraftstoffeinspritzdruck erfordert sie eine Reduzierung des Abstraktionsgrads des Prüfaufbaus und ist unweigerlich mit Messungen am befeuerten Motor verbunden. Die angestrebte Umsetzung kommt einer Weiterentwicklung der Schleppmethode gleich und soll mit der Integration von Drehmomentaufnehmern in die Kurbel- und Nockenwellenkettenräder ermöglicht werden. Über den Vorteil des vollkommen realistischen Beanspruchungskollektivs hinaus, erlaubt dann die Subtraktion der gemessenen Einzeldrehmomente die Extraktion der isolierten Kettentriebsreibung. Nicht nur die Bewertung ihrer Abhängigkeit von der Motordrehzahl, sondern ebenfalls die Kenntnis des theoretisch erreichbaren Reduktionspotenzials im kundenrelevanten Drehzahlbereich bis 3 500 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ sind die formulierten Zielsetzungen. [AUD06a] [AUD06b] Problematisch erscheint die etwaige Vergrößerung der Messabweichungen durch die Verlagerung der Messwertaufnehmer in den Motor. Bauraumbeschränkungen, parasitäre Belastungen und eine reduzierte Temperaturstabilität verlangen sowohl bei der Auswahl und Auslegung der Messtechnik als auch bei der Entwicklung eines adäquaten Messprozederes erhöhte Aufmerksamkeit, um einer Verringerung der Messergebnisqualität entgegenzuwirken.

Die Aufteilung der Untersuchungen auf Reibleistungsprüfstand und Reibleistungs-Messmotor erlaubt die Bewertung sämtlicher Einflussgrößen, die in Kapitel 4 aufgrund ihrer Auswirkungen auf Kräfte und Geschwindigkeiten als reibungsrelevant eingestuft wurden. Zudem sind damit die Voraussetzungen geschaffen, um beurteilen zu können, inwiefern eine Übertragung von Differenzen und Absolutbetrag der im geschleppten Motorbetrieb ermittelten Reibmomente auf das verbleibende Motorkennfeld legitim ist.

6 Ermittlung von Reibleistungspotenzialen in den Kettentrieben des geschleppten Verbrennungsmotors

6.1 Prüftechnik und Messprozedere

Abschnitt 2.3.3.4 hat die relative Standardabweichung der Wiederholbarkeit als die für vergleichende Reibleistungsmessungen maßgebende Messabweichung identifiziert. Einen ersten Eindruck über die notwendige Reproduzierfähigkeit der Versuchsergebnisse vermitteln Abschätzungen der zu erwartenden Reibmomentdifferenzen. Sie fußen auf dem dynamisch abgeglichenen Mehrkörpersimulationsmodell des Steuerkettentriebs aus Kapitel 7.2, in das unter der Voraussetzung der Gültigkeit eines Coulombschen Reibungsgesetzes in den Kettentriebskontakten die Reibungskoeffizienten aus den Tribometerversuchen (vgl. Abbildung 4.25) implementiert werden. Die Berechnungsergebnisse für unterschiedliche nominelle Federkräfte sind in Abbildung 6.1 wiedergegeben. Demnach hat eine durchschnittliche Reduzierung der mittleren Spannerkraft um 10,6 N eine gemittelte Verringerung des Reibmoments um 0,06 Nm zur Folge. Für eine zuverlässige Erkennung von Reibleistungstendenzen im Fall derart geringer Kraftänderungen ist es unumgänglich, den Grenzwert für zufällige Messabweichungen auf maximal ±0,03 Nm, ausgehend vom Mittelwert der Messwerte zweier identischer Messaufbauten, festzulegen. Seine Erfüllung stellt unter den Lastenheftvorgaben in Abbildung 6.2 die zentrale Anforderung an ein Verfahren zur reproduzierbaren Erfassung von Reibleistungspotenzialen dar und bestimmt über die Konzeption des Prüfstands und die Auswahl der Motor- und Prüfstandsperipherie hinaus den Umfang der aufgenommenen Messgrößen sowie die Definition des Messprozederes.

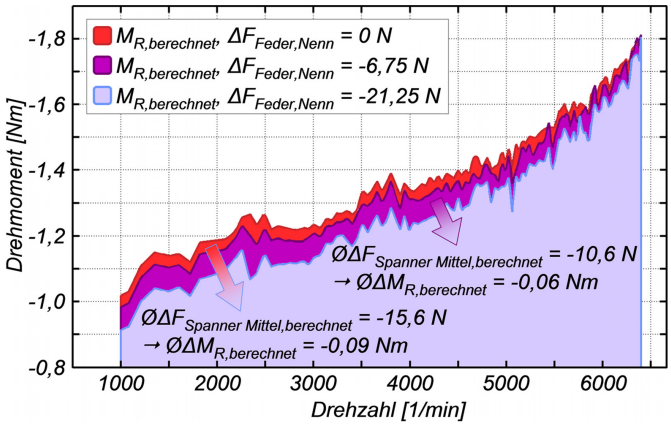


Abbildung 6.1: Abschätzung der zu erwartenden Reibmomentdifferenzen

6.1.1 Konzeption des Motorschleppprüfstands

Der vollständige Prüfaufbau umfasst den Schleppprüfstand, bestehend aus Prüfstandsgestell, Messstrang und Verbrennungsmotor, sowie die für den Betrieb und die Messungen erforderliche Motor- und Prüfstandsperipherie. Das Prüfstandsgestell nutzt die Motorstützen und die Anschlussfläche für das Getriebegehäuse zur Aufnahme des Verbrennungsmotors. Trotz der zum Fahrzeug identischen Positionierung des Aggregats über zwei Passbuchsen, können die Schnittpunkte der Kurbelwellenachsen von zwei baugleichen Aggregaten mit der Messebene des Drehmomentsensors allein infolge der Maß-, Richtungs- und Lauftoleranzen ihrer Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellen sowie deren unterschiedlicher Radialspiele voneinander abweichen. Beträgt der maximale radiale Winkelversatz nur ±0,04 °, stellt sich, selbst unter Vernachlässigung unvermeidbarer Bauteiltoleranzen des Gestells, ein maximaler radialer Parallelversatz

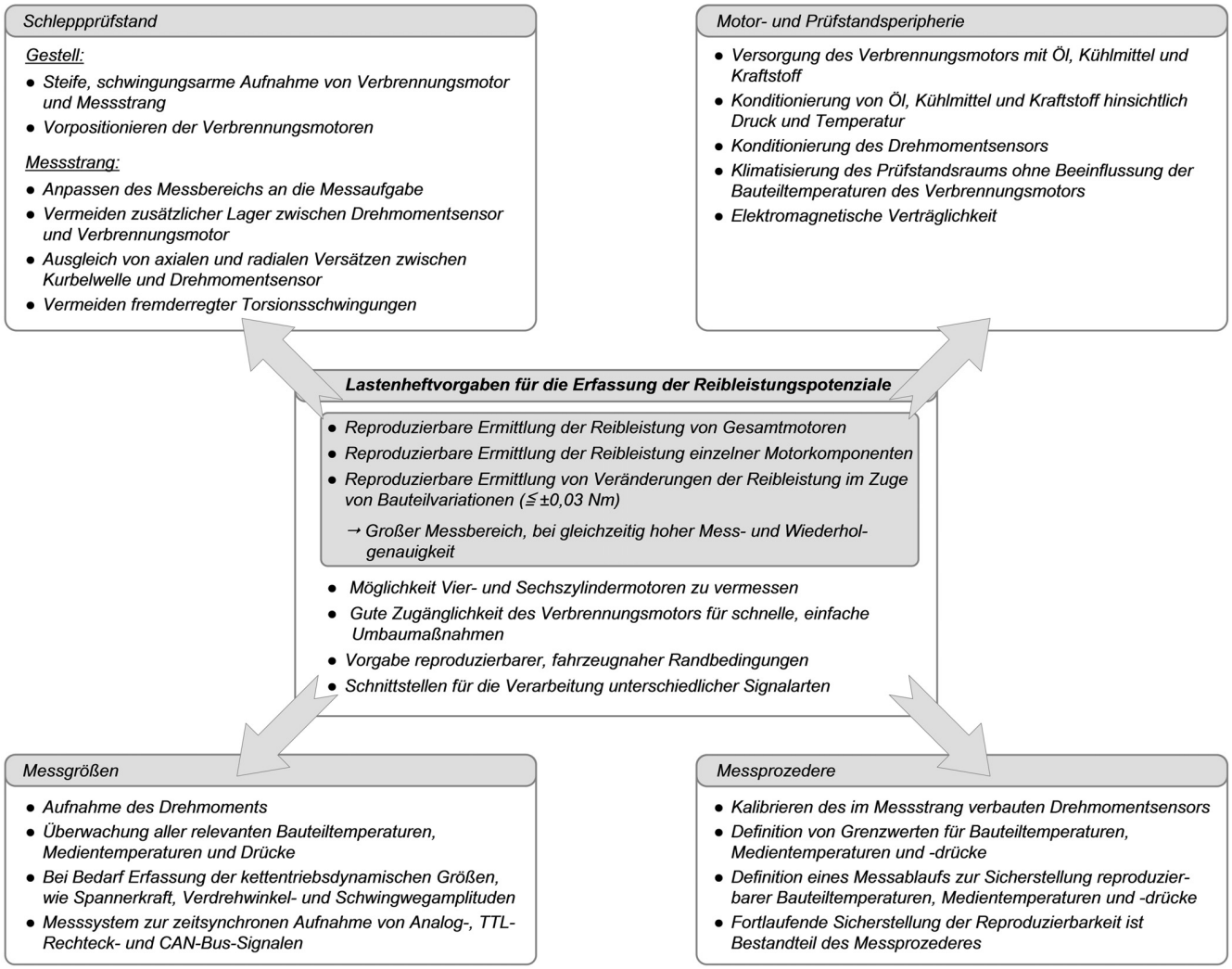


Abbildung 6.2: Lastenheftanforderungen an ein Verfahren zur reproduzierbaren Erfassung von Reibleistungspotenzialen in verbrennungsmotorischen Kettentrieben

von ±0,3 mm an den Grenzen des in Abbildung 6.3 blau markierten Toleranzkorridors ein. Beide geometrischen Fehler führen zu Zwangsverformungen im Wellenstrang, die ein Übersprechen auf das Drehmomentsignal des Messwertaufnehmers bewirken können und sich als zusätzliche, mit der ersten Wellenordnung oszillierende Schwingungsanteile bemerkbar machen. Da ihre Amplitude vom Drehmomentsensor und der Biegesteifigkeit der Anschlusswellen abhängt, muss die Reduzierung parasitärer Belastungen primär in der Lagerung des Messstrangs Berücksichtigung finden. [SW02]

Eine Ausnahme bilden die von Schwingungen verursachten Verformungen des Gestells. Zu ihrer Verringerung tragen sechs zusätzliche Verstrebungen bei, die über Verschraubungen mit den übrigen Gestellbauteilen verbunden sind und wie die meisten von ihnen aus Aluminium bestehen. In Kombination mit großflächigen Aussparungen lässt sich damit eine Reduktion der schwingungsfähigen Masse bei gleichzeitig hoher Struktursteifigkeit erreichen. Dementsprechend belegen Finite-Elemente-Berechnungen, dass trotz des geringeren Elastizitätsmoduls von Aluminium die erste Eigenfrequenz des Gestells aus Abbildung 6.3 mit der Resonanzfrequenz einer Variante aus Stahlwerkstoffen vergleichbar ist. Sie liegt bei 243 Hz und befindet sich demzufolge bis einschließlich zur maßgebenden 2. Motorordnung außerhalb des Motordrehzahlbereichs des zu untersuchenden Aggregats.

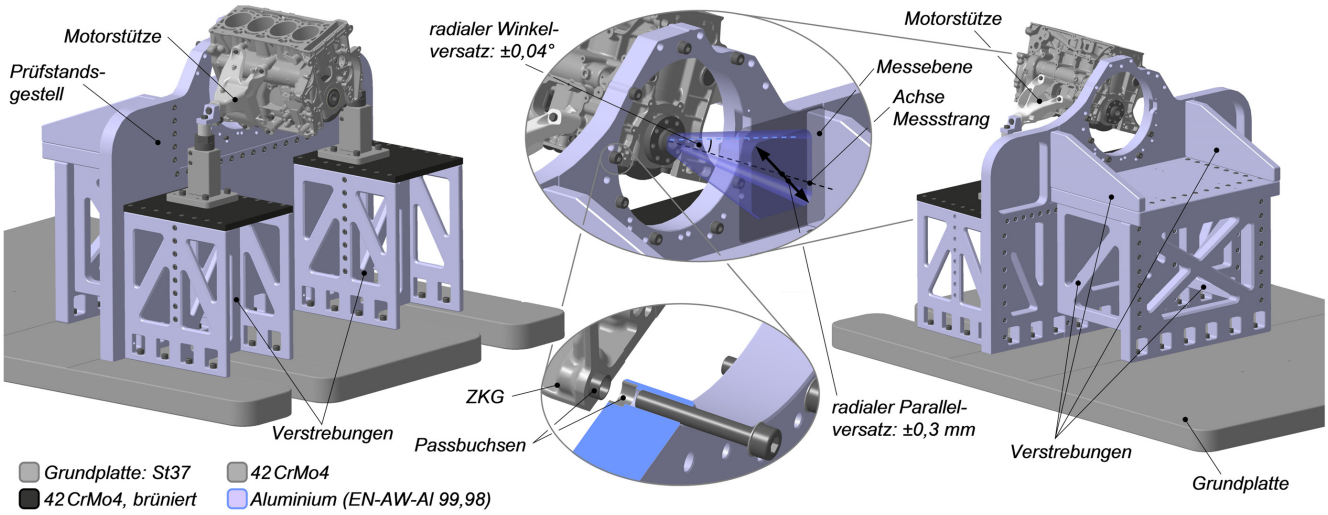


Abbildung 6.3: Konstruktive Umsetzung des Gestells für den Motorschleppprüfstand

Die rechnerische Bewertung des Schwingungsverhaltens des Messstrangs setzt unter anderem die Kenntnis von Drehsteifigkeit und Massenträgheitsmoment des eingesetzten Drehmomentaufnehmers voraus. Unter Beachtung der Gegenüberstellung in Abbildung 2.29 sind hinsichtlich der Einzelabweichungen, insbesondere der Reproduzierbarkeit, Messwelle (Magtrol TM310) und Messflansch (HBM T10F) zu bevorzugen und in die Berechnungen der Eigenfrequenzen einzubeziehen. Sie basieren auf zwei aus diskreten Massen und masselosen Federn aufgebauten Torsionsschwingungsmodellen. Beide Varianten beinhalten die in Abbildung 6.5 illustrierten Anregungen aus Kurbel- und Ventiltrieb sowie die Einzelkomponenten des Messstrangs und unterscheiden sich ausschließlich im Hinblick auf die Drehsteifigkeiten und Massenträgheitsmomente der Messwertaufnehmer. Unabhängig vom gewählten Sensor fällt die erste Resonanzfrequenz im leerlaufnahen Bereich mit der Anregungsfrequenz der ersten Motorordnung zusammen. Ihre Eigenform bildet sich vorwiegend als Relativverdrehung zwischen Primär- und Sekundärseite des Zweimassenschwungrads aus. Kritischer zu beurteilen ist die zweite Eigenform von Variante 1, die als gegenphasige Torsionsschwingung der Segmente vor und hinter der Messwelle zu einer zusätzlichen dynamischen Drehmomentbelastung derselben führt. Sie kann neben einer Zunahme der zufälligen Mess-

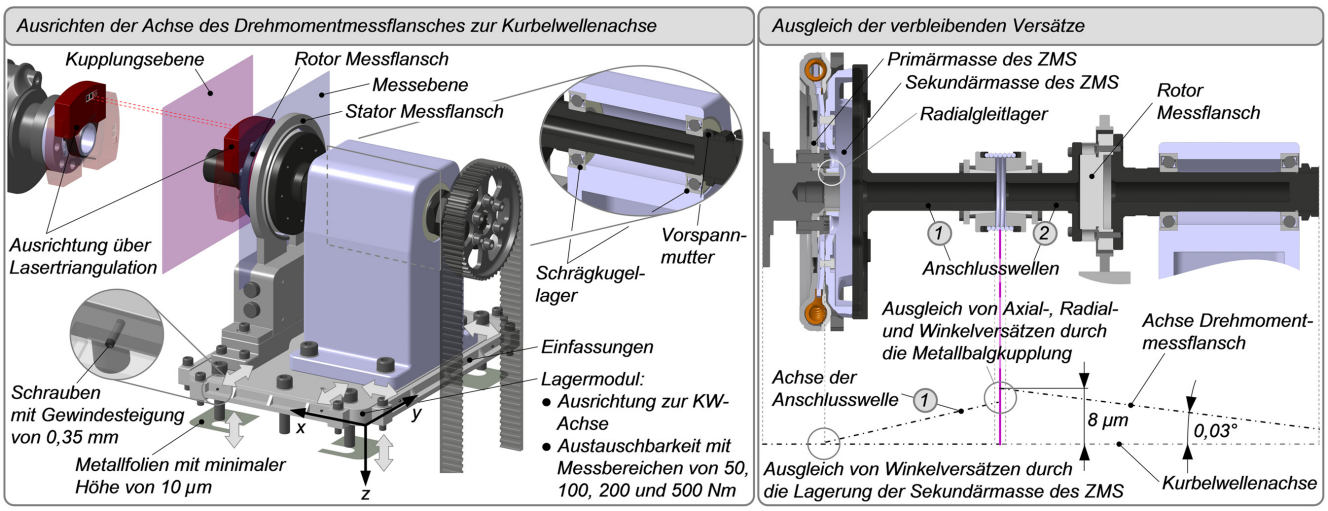
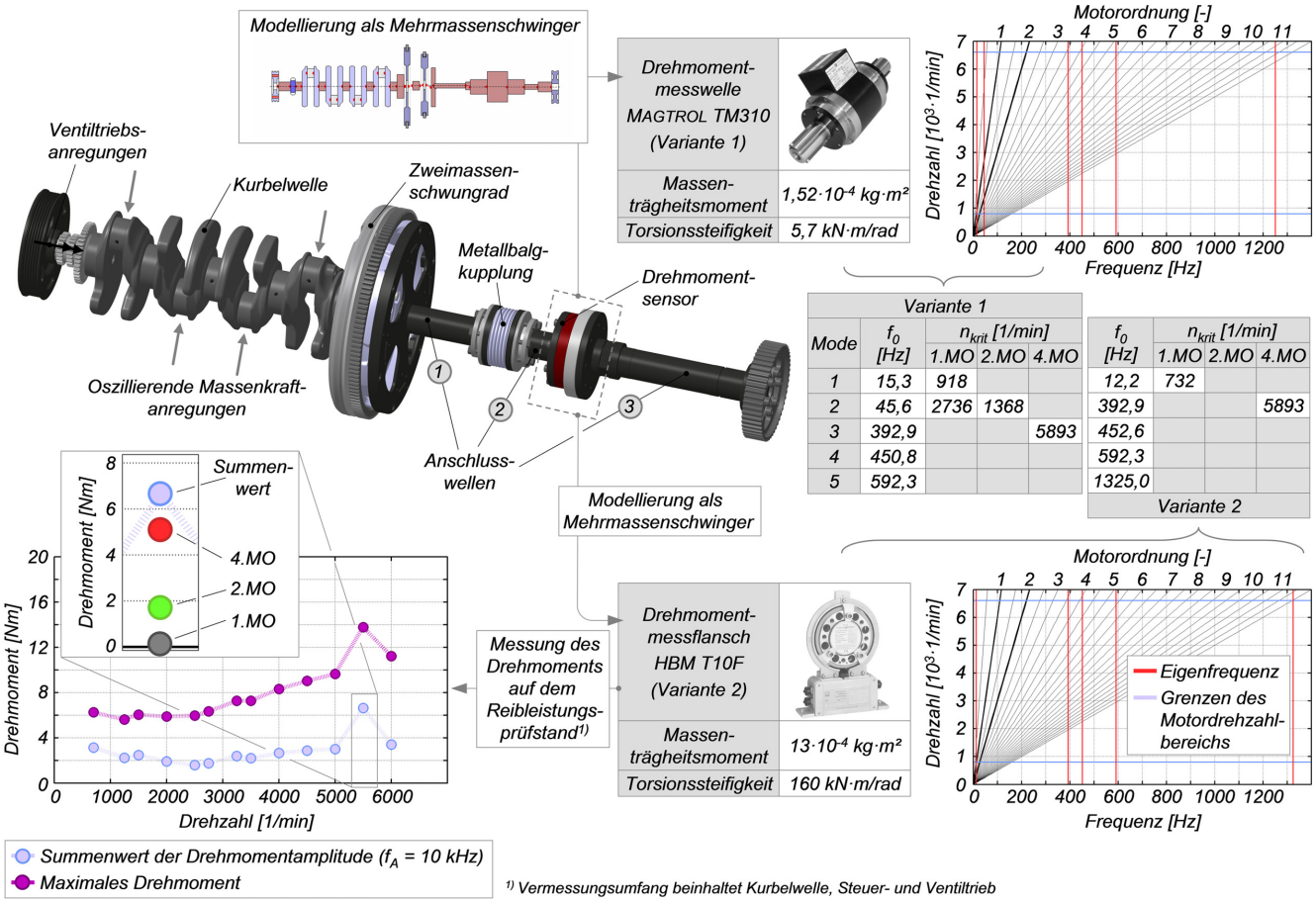


Abbildung 6.4: Ausrichtung des Lagermoduls und Ausgleich von Axial-, Radial- und Winkelversätzen



Mode	f_0 [Hz]	n_{krit} [1/min] 1.MO	2.MO	4.MO
1	15,3	918		
2	45,6	2736	1368	
3	392,9			5893
4	450,8			
5	592,3			

f_0 [Hz]	n_{krit} [1/min] 1.MO	2.MO	4.MO
12,2	732		
392,9			5893
452,6			
592,3			
1325,0			

Abbildung 6.5: Simulatorische Bewertung der Eigenfrequenzen des Messstrangs

abweichungen die Wahl eines größeren Nenndrehmoments verursachen, das für die Größe der meisten Einzelabweichungen bestimmend ist. Da diese Eigenfrequenz allein der hohen Elastizität der Messwelle geschuldet ist, wird für die konstruktive Umsetzung ein Drehmomentmessflansch T10F der Genauigkeitsklasse 0,05 gewählt. Die verbleibende Resonanz, die sich vorwiegend als Relativverdrehung der Kurbelwellensegmente äußert, findet sich in einer Überhöhung der gemessenen Drehmomentamplituden bei 5 500 $^1/_{\text{min}}$ wieder. In Übereinstimmung mit der Berechnung ist sie die Folge einer Anregung durch die 4. Motorordnung und beträgt bei einem Vermessungsumfang von Kurbelwelle, Steuer- und Ventiltrieb 6,6 Nm. Zuzüglich des mittleren Drehmoments erreicht die Gesamtbelastung 13,8 Nm und ermöglicht für die Untersuchungen in den Kettentrieben den Einsatz eines Drehmomentmessflansches mit einem Messbereich von 50 Nm.

Die axiale und radiale Lagerung des Messstrangs übernehmen zwei einreihige, abgedichtete Schrägkugellager. In O-Anordnung vorgespannt, gewährleisten sie eine erhöhte Steifigkeit und verringern damit in zweifacher Weise die parasitären Belastungen im Drehmomentmessflansch [SKF04]. Zum einen nehmen sie die Längskräfte des antreibenden Zahnriemens auf und vermeiden ein Verkippen der Welle (vgl. Abbildung 6.4). Auf diese Weise reduzieren sie das im rotierenden Messkörper oszillierend wirkende Biegemoment. Zum anderen ermöglicht die Spielfreiheit eine exaktere Ausrichtung der Rotationsachse des Messwertaufnehmers zur Kurbelwellenachse. Während der Ausgleich von Höhenversätzen schrittweise mit bis zu 10 μm dünnen Metallfolien erfolgt, die zwischen Prüfstandsgestell und Lagermodul platziert werden, gewährleisten Schrauben mit Gewindesteigungen von 0,35 mm in den umlaufenden Einfassungen dessen kontinuierliche Verschiebung in der xy-Ebene. Die für die Positionierung erforderliche Quantifizie-

rung des Ausrichtungsfehlers basiert auf dem Prinzip der Lasertriangulation. Trotz dieser pragmatischen Herangehensweise lassen sich durch sorgfältige Justierungen der laterale Versatz in der Kupplungsebene auf 8 μm, die Winkelversätze zwischen Kurbelwelle und Anschlusswelle ② auf 0,03 ° begrenzen. Letztgenannte gleichen ein Gleitlager, das eine geringe Schiefstellung zwischen Primär- und Sekundärmasse des Zweimassenschwungrads zulässt, sowie eine Metallbalgkupplung zwischen den Anschlusswellen ① und ② aus. Bereits die Kombination der beiden Winkelbeweglichkeiten ist für die Kompensation der auftretenden radialen Parallelversätze ausreichend. Hinzu kommt die laterale und axiale Elastizität der Kupplung. Deren primäres Auslegungskriterium betrifft die Drehsteifigkeit, die in der Berechnung des Eigenschwingungsverhaltens des Messstrangs Berücksichtigung findet und auf mindestens 76 $^{\mathrm{kNm}}/_{\mathrm{rad}}$ (R+W BK3/60) festzulegen ist.

Die in 6.2 und 6.3 diskutierten Messergebnisse basieren auf der beschriebenen konstruktiven Umsetzung des Prüfstands. Sie verzichtet bewusst auf eine separate Lagerung der Anschlusswelle ①. Die alternative Aufbauvariante mit Pendelkugellager zwischen Metallbalgkupplung und Zweimassenschwungrad, die ebenfalls im Rahmen der Arbeit untersucht wird, kann nachweislich keine weitere Verbesserung der Ergebnisreproduzierbarkeit herbeiführen. Hinzu kommt, dass das Reibmoment des Wälzlagers mit Werten zwischen 0,1 und 0,2 Nm in das Messergebnis eingeht.

6.1.2 Motor- und Prüfstandsperipherie

Die in Abbildung 6.6 skizzierten Umfänge von Motor- und Prüfstandsperipherie haben die Aufgabe, realitätsnahe, wiederholbare Randbedingungen für die Reibleistungsmessungen zu schaffen. Zu ihnen gehört die Schmierstoffversorgung des Schleppmotors, deren Umsetzung zwei hydraulische Kreisläufe beinhaltet. Die im ersten installierte Konditionieranlage erlaubt die Regelung von Öltemperatur und -druck. Im Gegensatz zur motorinternen Druckerzeugung erweist sich als vorteilhaft, dass unterschiedliche Solldruckvorgaben durch den Regelkreis reproduzierbarer eingestellt werden können, der Antrieb der Motorölpumpe nicht obligatorisch ist und damit nicht in die Drehmomentmessung eingeht. Der Schmierstoff tritt zwischen Ölpumpe und -filter in den Motordruckölkreislauf ein und gelangt über die Verbraucher in die Ölwanne. Das geringe Schluckvolumen von Kettenspanner, Vakuumpumpe, Hochdruckpumpe, Kurbel- und Nockenwellengleitlagern lässt sich durch den Verbau der Kolbenkühldüsen erhöhen. Die beabsichtigte Zunahme des Volumenstroms reicht jedoch nicht aus, um eine drehzahlunabhängige Temperaturkonstanz des Fluids in der Ölwanne zu gewährleisten. Sie ist an die Verwendung einer zweiten, volumenstromgeregelten Konditionieranlage geknüpft, die der Ölwanne zusätzlich temperierten Schmierstoff zuführt. Das im Vergleich zur Serienölwanne vergrößerte Volumen ermöglicht eine Absenkung des Ölspiegels, sodass ein Eintauchen der Kurbelwellenkröpfungen in das Schmierstoffreservoir nicht stattfindet. Abgesehen davon, dass die für das Umwälzen des Fluids aufzubringende Energie als Messungenauigkeit in die Messung des Reibmoments eingeht, unterstützt die Beruhigung des Schmierstoffs Entmischungsvorgänge der Öl-Luft-Dispersion. Ebenfalls einer Reduzierung der Ölverschäumung dient ein Behälter zwischen Ölwanne und Konditionieranlagen, der ein Ansaugen von Luft durch deren Pumpen verhindern soll.

Der Kühlmittelkreislauf des Aggregats wird genutzt, um seine mittleren Bauteiltemperaturen an das im Fahrzeug auftretende Niveau anzugleichen. Ferner verbessert sich infolge des Wärmeeintrags die Temperaturkonstanz desselben sowie die des Schmierstoffs. Entsprechend dem Aufbauzustand des Motors fördert eine volumenstromgeregelte Pumpe die temperierte Kühlflüssigkeit über den Rücklauf des Motorölkühlers sowie den im geöffneten Zustand blockierten Kühlwasserregler durch Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderkopf.

Zwar verbietet das Messprinzip des Schleppprüfstands die Untersuchung der Auswirkungen der im befeuerten Motorbetrieb von der Hochdruckpumpe ausgehenden Drehmomentanregungen auf das Reibmoment des Kettentriebs. Hingegen erfordert die Intention, das verbrennungsmotorische Beanspruchungskollektiv

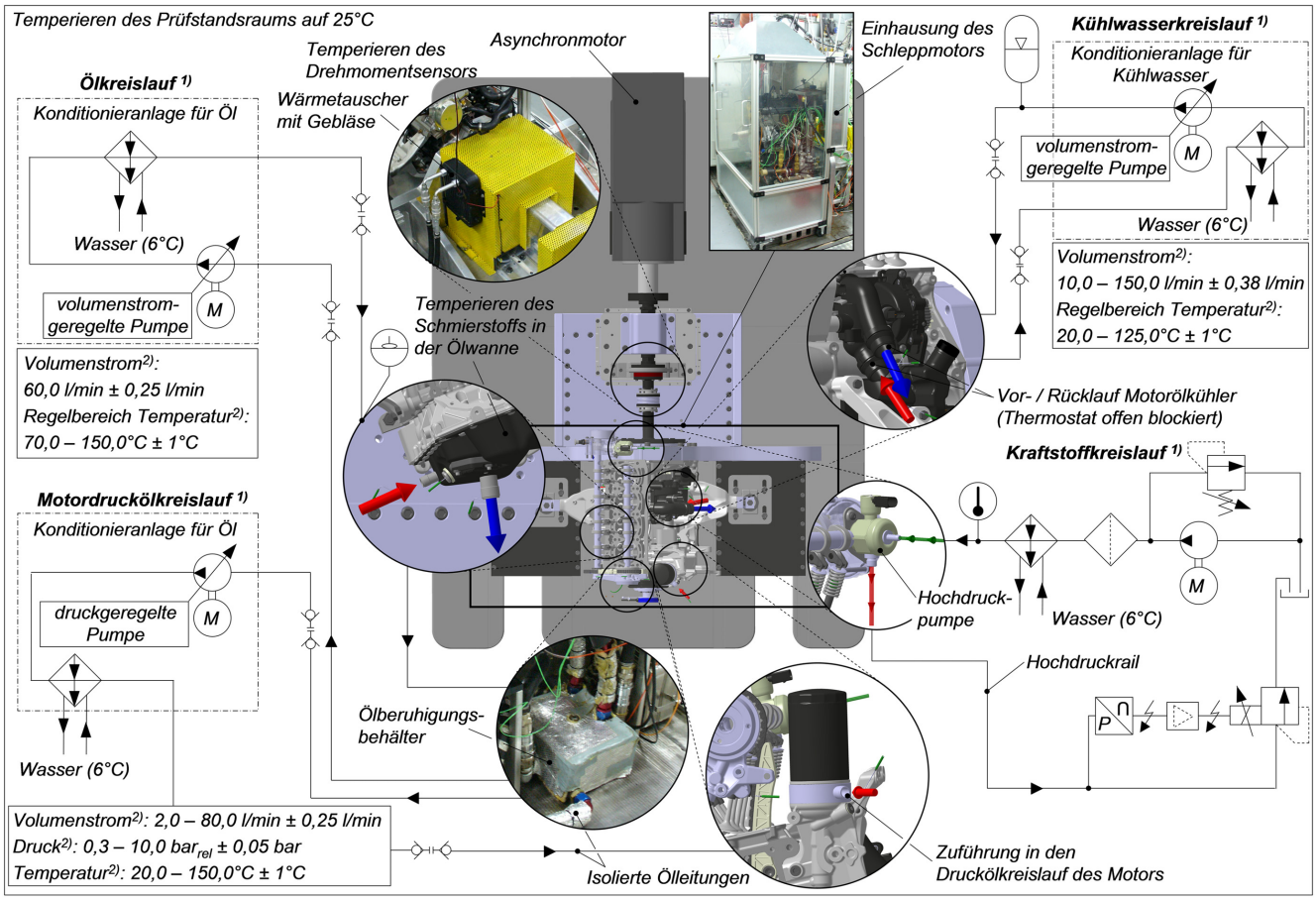


Abbildung 6.6: Motor- und Prüfstandsperipherie des Reibleistungsprüfstands

nachzuempfinden, ihre Berücksichtigung. In Analogie zum Fahrzeug erzeugt eine Vorförderpumpe einen konstanten Kraftstoffdruck von 7 $\mathrm{bar_{rel}}$. Hinzu kommen ein Thermostat und ein Wärmetauscher, die ein Aufheizen des Kraftstoffs verhindern und damit dessen Temperaturkonstanz sicherstellen. Die Kraftstoffentnahme der Einspritzventile im befeuerten Motor simuliert ein Druckbegrenzungsventil, das den Druck im Kraftstoffrail gemäß der vorgegebenen Führungsgröße einstellt.

Die Konditionierung der Fluide und die Wärmeentwicklung im Asynchronmotor führen zu einem Anstieg der Lufttemperatur, die sich auf die Nullpunkte und Empfindlichkeiten von Messwertaufnehmern und Signalverarbeitungselektroniken auswirken kann. Um dem entgegenzuwirken, regelt eine Klimatisierung die Temperatur im Prüfstandsraum auf 25 °C. Die damit verbundenen Luftströmungen bedingen einen erhöhten konvektiven Wärmeübergang an den Oberflächen von Ölleitungen und Motorkomponenten und verhindern die Temperaturvorgabe innerhalb der angestrebten Grenzen (vgl. Abschnitt 6.1.4). Sie lassen sich erst mit isolierenden Ummantelungen der Leitungen und einer Einhausung des Aggregats erreichen. Die Klimatisierung des Prüfstandsraums kommt ebenso einer Verringerung der Temperatureinflüsse auf Nullpunkt und Kennwert des Drehmomentsensors zugute, die durch den konduktiven Wärmetransport vom Schleppmotor verursacht werden. Unterstützend wirkt ein zusätzlicher, von einem geregelten Gebläse mit Wärmetauscher erzeugter Luftmassenstrom, der den konvektiven Wärmeübergang an den Oberflächen des rotierenden Messkörpers vergrößert.

6.1.3 Messgrößen

Die Verarbeitung sämtlicher Analog-, TTL-Rechteck- und CAN-Bus-Signale erfolgt zeitsynchron mit dem in Kapitel 4 vorgestellten ROTEC-Messsystem. Die von der Signalart abhängigen, maximalen Messbereichsauflösungen und Abtastfrequenzen sind in Abbildung 6.7 zusammengefasst.

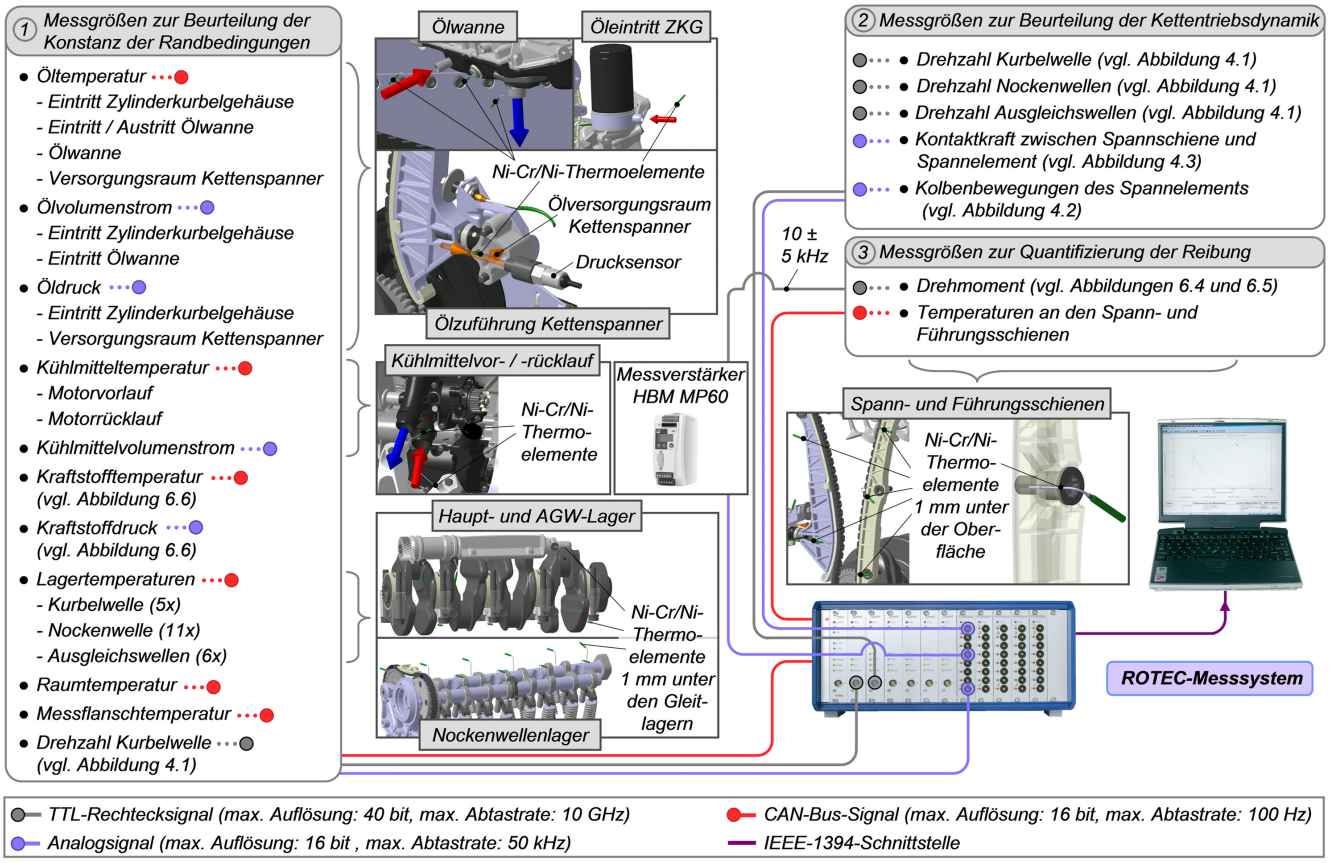


Abbildung 6.7: Auf dem Reibleistungsprüfstand erfasste Messgrößen

Neben dem Drehmoment als Reibungsäquivalent erlaubt die Messung der Temperaturen von Spann- und Führungsschienen eine Plausibilisierung der Reibmomentdifferenzen, die aus den Variationen im Kettentrieb resultieren. Dazu dienen Ni-Cr/Ni-Thermoelemente, die 1 mm unter der Schienenoberfläche eingelassen werden. Die zusätzlich erfassten kettentriebsdynamischen Größen sind bereits aus den Abschnitten 4.1.1 bis 4.1.3 bekannt. Sie zielen vor allem auf eine Korrelation zwischen den Lostrumkräften und den durch Parametervariationen im Spannelement verursachten Reibmomentdifferenzen ab.

Aus der Mehrzahl der auf dem Reibleistungsprüfstand aufgenommenen Messgrößen wird nicht unmittelbar eine Aussage in Bezug auf die Verlustleistung abgeleitet. Sie gewährleisten vielmehr die Konstanz der Randbedingungen und sind damit eine notwendige Voraussetzung für das Erreichen der angestrebten Reproduzierfähigkeit. Zu ihnen zählen die in Abbildung 6.7 ① aufgeführten Drehzahlen, Drücke, Volumenströme und Temperaturen.

6.1.4 Messprozedere

Die Kalibrierung des Drehmomentaufnehmers, die ausschließlich nach dem Neuausrichten des Lagermoduls erforderlich ist, stellt den Ausgangspunkt des Messprozederes dar. Die Bezugsdrehmomente werden dabei durch ein Hebelarm-Masse-System über das antriebsseitige Ende in den Messstrang eingeleitet.

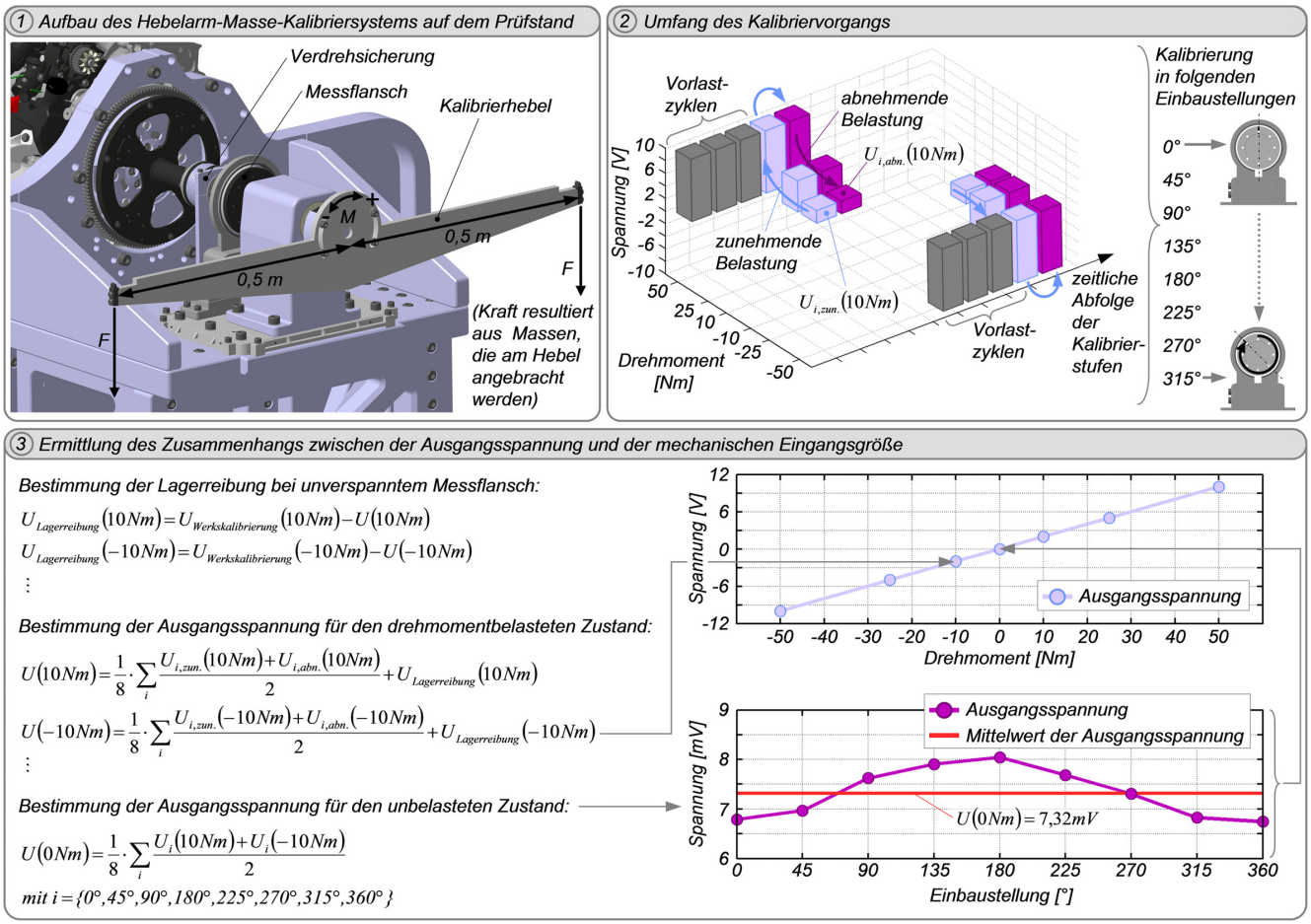


Abbildung 6.8: Kalibrierung des Drehmomentmessflansches auf dem Reibleistungsprüfstand

Abgesehen von der Erfassung der systematischen Fehler in der gesamten Messkette ist ein wesentlicher Vorteil dieses Kalibrierverfahrens im Prüfstand, dass die Wellenlagerung den Messkörper von den durch die Kalibriermassen hervorgerufenen Biegemomenten und Querkräften abschirmt. Ferner findet aus Sicht des Messflansches weder eine Veränderung der thermischen Randbedingungen noch seiner Einbausituation gegenüber dem Messbetrieb statt. Nullpunktverschiebungen durch bestehende parasitäre Belastungen infolge von Zentrierfehlern gehen als Bestandteil der Kalibrierung nicht als Messabweichung in das Ergebnis ein. Das Gleiche gilt für die von verbleibenden Wellenversätzen verursachten oszillierenden Drehmomentamplituden, sofern während des Kalibriervorgangs unterschiedliche Einbaustellungen Berücksichtigung finden. Abbildung 6.8 quantifiziert diese Messabweichungen anhand von acht äquidistanten Einbaustellungen auf durchschnittlich 0,036 Nm (7,32 mV).

Die Reduzierung des eingeleiteten Bezugsdrehmoments aufgrund der Reibung in den Schrägkugellagern lässt sich im Vorfeld der Kalibrierung abschätzen. Sie basiert auf der Differenz zwischen den Spannungswerten der Werkskalibrierung des Drehmomentsensors und der Ausgangsspannung, die sich bei gleichem Belastungsdrehmoment und gelöster Kupplung, also vollkommen verspannungsfreiem Messflansch, einstellt. Das gemessene Reibmoment bewegt sich je nach Lagerbelastung im Bereich von 0,007 bis 0,013 Nm.

Beinhaltet der Versuchsträger nicht eingelaufene Reibpaarungen, schließt sich an den Kalibriervorgang zunächst ein Dauerbetrieb an, während dessen es zur Einebnung der Oberflächenrauheiten in besagten tribologischen Systemen kommt. Je nach Umfang der erneuerten Komponenten dauert die Phase des Einlaufverschleißes bis zu 400 Stunden an. Ihr Ende kennzeichnet die Stagnation der anfangs abfallenden

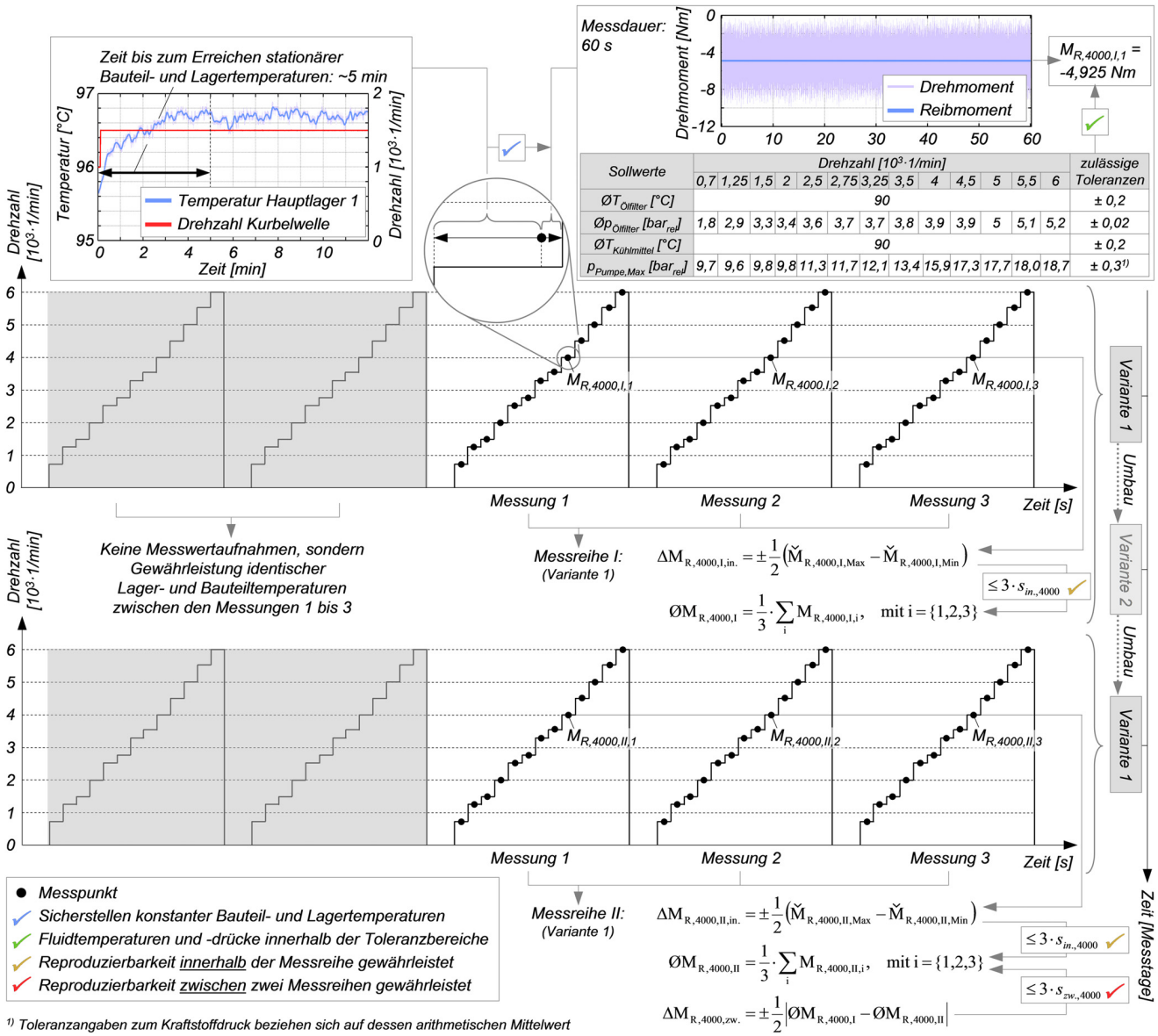


Abbildung 6.9: Grundlegender Ablauf der Reibleistungsmessung

Reibmomente und stellt a priori eine Voraussetzung für reproduzierbare Verlustleistungsmessungen dar. Deren Ablauf umfasst, wie in Abbildung 6.9 skizziert, das fünfmalige Absolvieren von 13 Drehzahlstufen. Die ersten beiden Durchläufe inkludieren keine Messwertaufnahmen. Sie gewährleisten, dass die Bauteil- und Lagertemperaturen während der Messung 1, insbesondere bei Drehzahlen bis 2 000 $^1/_{\text{min}}$, identisch zu denen der Messungen 2 und 3 sind.

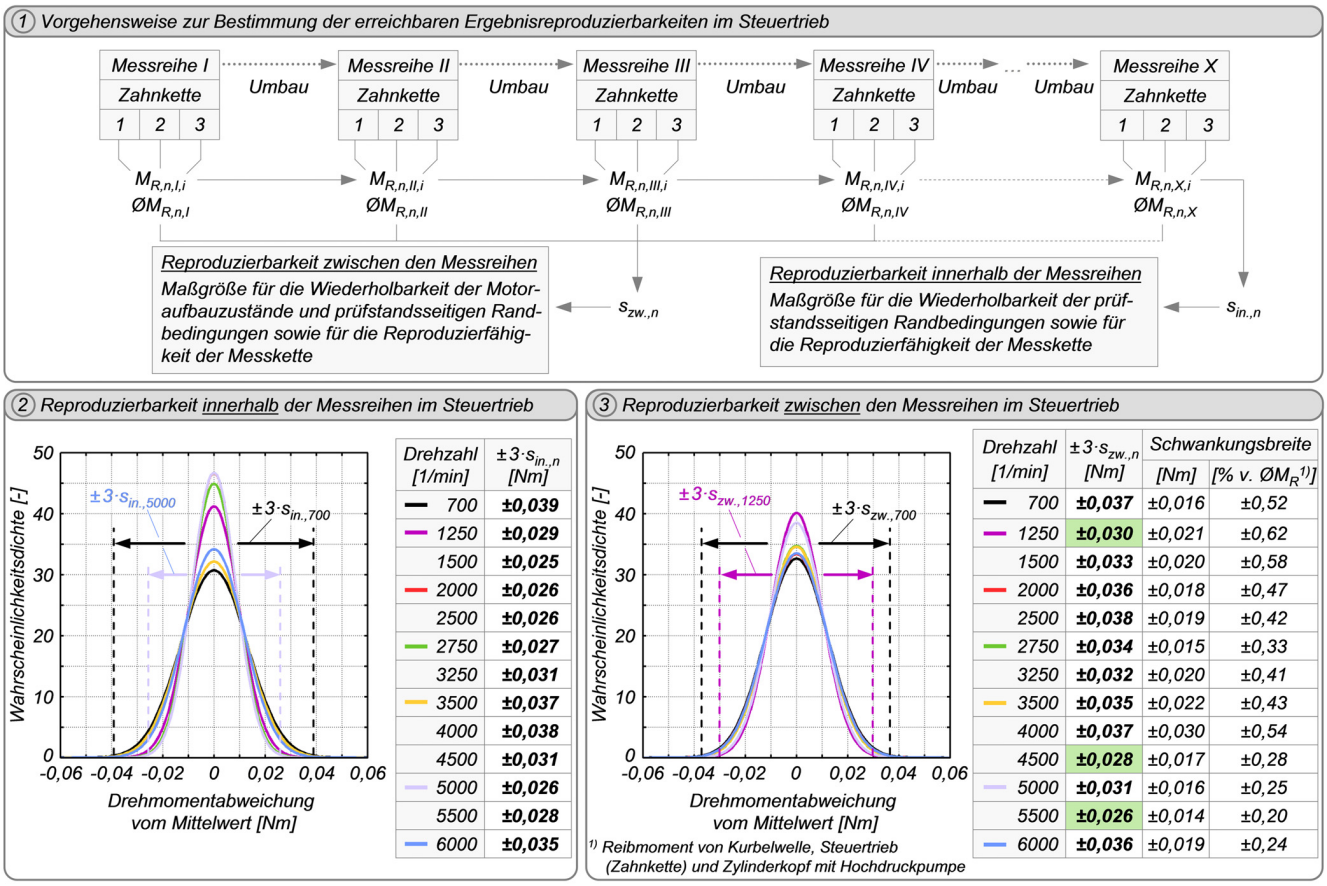
Neben der Konstanz der Bauteil- und Lagertemperaturen legt das Erreichen stationärer Öl-, Kraftstoff- und Kühlmitteltemperaturen sowie konstanter Öl- und Kraftstoffdrücke den Beginn der 60 Sekunden andauernden Messwertaufnahmen fest. Die Sollwertvorgaben der Fluidtemperaturen und Öldrücke gleichen den aus Fahrzeugmessungen bekannten Werten. Letztere sind ausschließlich eine Funktion der Drehzahl und definieren sich unmittelbar aus der Druckvorgabe der motorinternen Ölpumpe (vgl. Abbildung 4.23). Hingegen weisen die Kraftstoffdrücke eine Drehzahl- und Lastabhängigkeit auf (vgl. Abbildung 4.15). Unter dem Gesichtspunkt, dass die Betriebspunkte im Kundenfahrprofil nahezu ausschließlich aus dem Teillastbereich des Motorkennfelds stammen, ist es als sinnvoll zu erachten, mit den auf dem Prüfstand

eingestellten Einspritzdrücken einen Motorbetrieb bei einem effektiven Drehmoment von 75 Nm zu simulieren. [AUD06a] [AUD06b] Bewegen sich sämtliche durchschnittliche Medientemperaturen und -drücke in den Toleranzfeldern um die Sollwerte, wird im Nachgang der Messwertaufnahme aus dem Zeitsignal des Drehmoments der arithmetische Mittelwert $M_{R,n,I,i}$ gebildet.

Unterschreitet die Schwankungsbreite der drei Drehmomentwerte einer Drehzahlstufe einen drehzahlspezifischen Grenzwert, der die Obergrenze unvermeidbarer zufälliger Messabweichungen des Prüfaufbaus innerhalb einer Messreihe quantifiziert, werden $M_{R,n,I,1}$ bis $M_{R,n,I,3}$ zum durchschnittlichen Reibmoment $\emptyset M_{R,n,I}$ zusammengefasst. Eine weitere Absicherung der Messwerterhebungen gegenüber systematischen Abweichungen über eine Messreihe hinaus eröffnen fortlaufende Rückmessungen. Die ihnen zugrunde liegende Vorgehensweise entspricht gemäß Abbildung 6.9 der Wiederholung einer Messreihe mit dem gleichen Motoraufbauzustand nach mindestens zwei dazwischenliegenden Umbaumaßnahmen am Aggregat. Prämisse für die Gültigkeit von $\emptyset M_{R,n,I}$ ist dessen Bestätigung durch das Ergebnis der zweiten Messreihe $\emptyset M_{R,n,II}$ innerhalb von Toleranzbereichen, welche die Ausprägungen zufälliger Messabweichungen des Prüfaufbaus zwischen den Messreihen charakterisieren.

6.1.5 Beurteilung der erreichbaren Ergebnisreproduzierbarkeit

Wie bereits herausgestellt, obliegt es dem Messprozedere, die Ergebnisqualität anhand von zwei Kenngrößen zu beurteilen. Zum einen gibt der Grenzwert für die Schwankungsbreite der Reibmomente innerhalb einer Messreihe Auskunft über die erreichbare Reproduzierbarkeit der prüfstandsseitigen Randbe-



Drehzahl [1/min]	$\pm 3 \cdot s_{in.,n}$ [Nm]
700	±0,039
1250	±0,029
1500	±0,025
2000	±0,026
2500	±0,026
2750	±0,027
3250	±0,031
3500	±0,037
4000	±0,038
4500	±0,031
5000	±0,026
5500	±0,028
6000	±0,035

Drehzahl [1/min]	$\pm 3 \cdot s_{zw.,n}$ [Nm]	Schwankungsbreite [Nm]	Schwankungsbreite [% v. $\emptyset M_R$ 1)]
700	±0,037	±0,016	±0,52
1250	±0,030	±0,021	±0,62
1500	±0,033	±0,020	±0,58
2000	±0,036	±0,018	±0,47
2500	±0,038	±0,019	±0,42
2750	±0,034	±0,015	±0,33
3250	±0,032	±0,020	±0,41
3500	±0,035	±0,022	±0,43
4000	±0,037	±0,030	±0,54
4500	±0,028	±0,017	±0,28
5000	±0,031	±0,016	±0,25
5500	±0,026	±0,014	±0,20
6000	±0,036	±0,019	±0,24

Abbildung 6.10: Untersuchungen zu den Ergebnisreproduzierbarkeiten auf dem Reibleistungsprüfstand anhand des Steuerkettentriebs

dingungen und das Ausmaß der stochastischen Abweichungen in der Messkette. Zum anderen verkörpert der Grenzwert für die Drehmomentdifferenzen zwischen unterschiedlichen Messreihen eine Maßgröße, die ferner die Wiederholbarkeit des gleichen Motoraufbauzustands zu bewerten vermag. Für die Ermittlung dieser Toleranzbereiche sind, wie in Abbildung 6.10 illustriert, zehn Messreihen mit dazwischenliegenden Umbaumaßnahmen vorgesehen. Die Vermessungsumfänge beinhalten Kurbelwelle, Steuertrieb und Zylinderkopf mit Hochdruckpumpe.

Unter der Annahme normalverteilter Merkmalswerte basieren beide Grenzwerte auf der Berechnung der dreifachen Standardabweichung, sodass Messwertdifferenzen, die auf stochastische Abweichungen zurückzuführen sind, zu 99,73 % innerhalb der Toleranzfelder liegen. In die Bewertung der Reproduzierbarkeit innerhalb der Messreihen geht ein Stichprobenumfang von 30 Messwerten ein. Ihre dreifachen Standardabweichungen $s_{in.,n}$ nehmen je nach Drehzahl Werte zwischen 0,025 und 0,039 Nm an. Eine ähnliche Größenordnung weisen die dreifachen Standardabweichungen $s_{zw.,n}$ der zehn gemittelten Drehmomente $\emptyset M_{R,n,I}$ bis $\emptyset M_{R,n,X}$ auf, die sich von 0,026 bis 0,038 Nm erstrecken. Überschreitet die Schwankungsbreite der Drehmomente von Ausgangs- und Rückmessung $\Delta M_{R,n,zw.}$ die genannten Grenzwerte, ist von einer systematischen Abweichung auszugehen.

Auf Basis der derart ermittelten zehn Drehmomentwerte gewährleisten Prüfaufbau und Messablauf die in Abschnitt 6.1 geforderte Beschränkung zufälliger Abweichungen auf ±0,03 Nm vom Mittelwert des Stichprobenumfangs, unter Zugrundelegung der dreifachen Standardabweichung für 1 250, 4 500 und 5 500 $^1/_{\text{min}}$. Für die verbleibenden Drehzahlen reduziert sich diese Wahrscheinlichkeit auf minimal 98,18 % bei 2 500 $^1/_{\text{min}}$. Weitere Einengungen der zufälligen Abweichungen auf ±0,02 bzw. ±0,015 Nm treffen in diesem Fall für 88,45 bzw. 76,22 % der Messwerte zu. Eine statistische Absicherung jeder zu vermessenden Variante durch neun Rückmessungen ist aus zeitlichen Gründen unmöglich. Um nicht allein davon auszugehen, dass sich die ermittelte Reproduzierbarkeit während der Reibleistungsuntersuchungen stets erreichen lässt, wird, wie bereits erläutert, von jeder Variante mindestens eine Rückmessung vorgenommen. Ein weiterer Indikator für die gute Ergebniswiederholbarkeit stellt die Schwankungsbreite der zehn Drehmomentwerte dar, die mit Werten zwischen ±0,014 und ±0,030 Nm auf das mittlere Schleppmoment bezogene Streubreiten von nur ±0,20 bis ±0,62 % verursacht.

6.2 Reibleistungsdifferenzen durch Parametervariation im Zahnkettentrieb

Der Aufbau dieses Kapitels orientiert sich an der Struktur und den Inhalten von Abschnitt 4.3. Die diskutierten Ergebnisse umfassen die Parametervariationen im Steuerkettentrieb, deren Bewertungen für Schleppmessungen entsprechend Abbildung 5.1 zugänglich sind.

Die bei konstanten Drehzahlen ermittelten Drehmomente resultieren zum einen aus der Reibung, die von den Kurbelwellengleitlagern, Radialwellendichtringen, dem Zweimassenschwungrad und nicht zuletzt vom Zahnkettentrieb verursacht werden. Hinzu kommt die Ventiltriebsreibung. Sie setzt sich neben den Reibmomenten der Nockenwellengleitlager im Wesentlichen aus den Verlusten in den Ventilführungen, den Ventilschaftabdichtungen, den Ventilspielausgleichselementen sowie aus den Verlusten in den Gleit- und Wälzkontakten

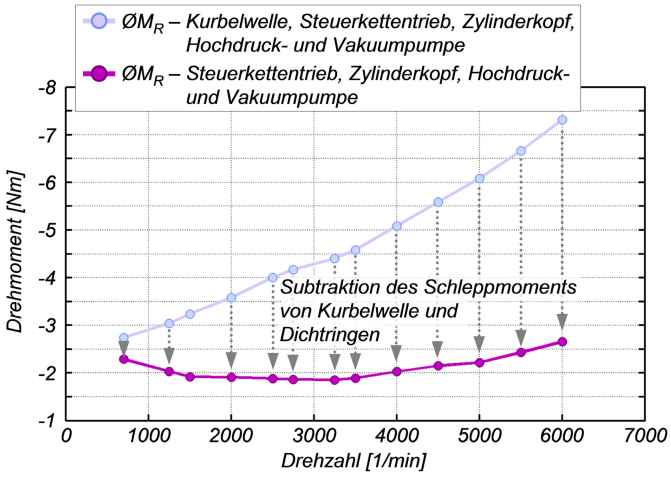


Abbildung 6.11: Reibmomente mit und ohne Kurbelwellenanteil

des Rollenschlepphebels zusammen. Zum anderen beeinflussen die Antriebsmomente von Vakuum- und Hochdruckpumpe, die eine Funktion des erzeugten Drucks, dem Fördervolumen sowie ihren mechanischen und hydraulischen Verlusten sind, das gemessene Gesamtdrehmoment. Davon ausgehend gestattet die Subtraktion der separat gemessenen Kurbelwellenschleppmomente einschließlich ihrer Wellendichtungen die, unter Berücksichtigung realitätsnaher Ventil- und Kettentriebsdynamiken, bestmögliche Approximation der isolierten Kettentriebsreibung. Im verbleibenden in Abbildung 6.11 aufgezeigten Drehmomentverlauf dominiert bis 3 250 $^1/_{\text{min}}$ die Abnahme des Reibungskoeffizientens in den Mischreibungskontakten der Nockenwellengleitlager, welche die Zunahme der Schleppmomente infolge erhöhter Öl- und Kraftstoffdrücke ausgleicht. Erst darüber hinaus führen sie in Verbindung mit dem ansteigenden Schergefälle im Schmierstoff zu einem Anwachsen des Reibmoments. Zugunsten einer an die Beträge der Reibmomentpotenziale angepassten Skalierung empfiehlt es sich, in den nachfolgenden Diagrammen ausschließlich die Drehmomentdifferenzen abzubilden.

6.2.1 Einfluss des unrunden Kettenrads

Für die Untersuchung der Auswirkungen eines unrunden Kurbelwellenkettenrads auf die mittleren Spannerkräfte in Kapitel 4.3.1.2 wurde das Augenmerk bei dessen Auslegung auf den befeuerten Betrieb bei maximalem effektiven Motordrehmoment gelegt. Unter Beachtung der Dauerfestigkeit des Zugmittels ermöglicht das Biovalrad mit einer Radiusüberhöhung von 0,3 mm und einer Phasenlage von 93,9 ° die deutlichste Absenkung der mittleren Spannerkraft (vgl. Abbildungen 4.10 und 4.11). Infolge der Steuerzeitenkonstanz und veränderter Wellenanregungen stellt diese Radkontur nicht zwangsläufig auch für den geschleppten Steuertrieb das Optimum dar. Eine Auslegung, die einen Kompromiss zwischen den beiden Betriebsarten erlaubt, lässt sich mit einer Anpassung der beiden konstruktiven Parameter auf 0,2 mm und 78,3 ° erzielen. Die Verringerung der Radiusüberhöhung ist der Verlagerung des Kompensationsschwerpunkts von 5 000 auf 5 500 $^1/_{\text{min}}$ im Schleppbetrieb geschuldet, um erhöhte Kettenkräfte bei

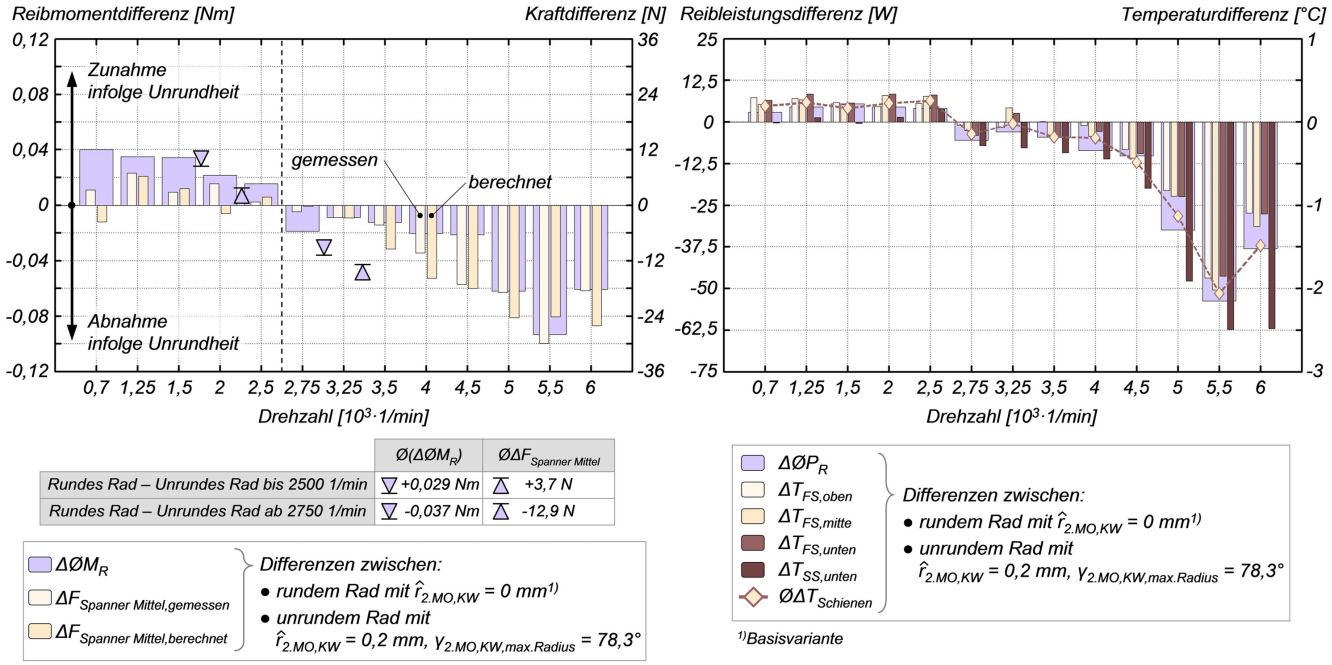


Abbildung 6.12: Auswirkung des unrunden Kurbelwellenkettenrads auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene

6 000 1/min zu vermeiden. Die Verkleinerung der Phasenlage reduziert die von späteren Ventilsteuerzeiten verursachte Erhöhung der mittleren Spannerkräfte im unteren Drehzahlbereich, wenngleich sie dadurch bis 2 500 1/min nicht vollständig vermieden werden kann.

Sichtbar wird dieser Effekt in den Kraft- und Drehmomentdifferenzen zwischen dem runden und der beschriebenen Variante des biovalen Kettenrads in Abbildung 6.12. Zur Verifizierung der Kraftmessung umfasst die Darstellung zusätzlich Differenzen zwischen den mittleren Spannerkräften, die aus Mehrkörpersimulationen resultieren, denen ein vollständiges Modell des Zahnkettentriebs einschließlich beider Kettenradkonturen hinterlegt ist. Mit Ausnahme von 700 und 2 000 1/min stimmen Messung und Berechnung im Hinblick auf die Tendenzen überein. Daneben ist ebenso die quantitative Übereinstimmung als gut zu bewerten.

Das qualitative Verhalten der gemessenen Kettenkräfte findet sich in den Reibmomenten wieder. Bis 2 500 1/min führt eine zusätzliche Belastung von durchschnittlich 3,7 N zu einer Erhöhung des Reibmoments um 0,029 Nm, ab 2 750 1/min bedingt eine Entlastung um 12,9 N ein um 0,037 Nm reduziertes Antriebsmoment. Darüber hinaus ist dessen Entwicklung über der Motordrehzahl im Verlauf der Kraftdifferenzen weitgehend wiederzufinden, eine für alle Drehzahl-Drehmomentpaare gültige quantitative Korrelation lässt sich hingegen nicht ausmachen. Ein Grund sind die Kraft-, insbesondere die Drehmomentdifferenzen von maximal 0,022 Nm, die zwischen 2 000 und 4 500 1/min im Vergleich zur Größenordnung zufälliger Messabweichungen nur sehr kleine Werte annehmen. Ein weiterer Aspekt ist, dass das gemessene Reibungsäquivalent die Auswirkungen auf sämtliche Tribosysteme im Kettentrieb subsumiert, die Spannerkraft jedoch primär diejenigen im Lostrum sensiert. Inwiefern die unrunde Radkontur die Kontaktstellen in den einzelnen Trumen in unterschiedlicher Weise beeinflusst, wird anhand der Temperaturen der Gleitbeläge von Führungs- und Spannschiene verdeutlicht (Messstellenapplikation vgl. Abbildung 6.7). Ihre in Abbildung 6.12 ausgewiesenen Differenzen lassen den Schluss zu, dass die Lostrumkräfte im Vergleich zu den Lasttrumkräften bis 2 500 1/min eine geringere Erhöhung, ab 2 750 1/min eine größere Verringerung erfahren. Neben den Grenzen der Ergebnisreproduzierbarkeit verhindert diese ungleichmäßige, teilweise konträre Auswirkung das Auffinden eines konstanten Verhältnisses zwischen dem Reibmoment und den gemessenen mittleren Spannerkräften, die in diesem Fall nur das Verhalten eines lokal begrenzten Teils des Kettentriebs abzubilden vermögen.

Für die Bestimmung der mittleren Temperaturen an den Kontaktoberflächen einfacher Stift-Scheibe-Versuche haben Nichols und Ashby in [NF93] Berechnungsansätze entwickelt und mit Experimenten validiert. Sie beinhalten relativgeschwindigkeits- und normalkraftabhängige Reibungs- und Wärmedurchgangskoeffizienten, fußen aber grundsätzlich auf der Lösung der Fourierschen Differenzialgleichung. Die prinzipiellen Abhängigkeiten der Probenkörpertemperaturen von Normalkraft und Relativgeschwindigkeit können, unter Beachtung des zusätzlichen von der Gelenkreibung verursachten Wärmestroms, auf den Kontakt zwischen Schienenoberfläche und Laschenrücken übertragen werden. Demnach ist für eine Korrelation mit den gemessenen Schienentemperaturen die aus dem Drehmoment berechnete Reibleistung heranzuziehen. Die über alle Thermoelemente gebildeten mittleren Temperaturdifferenzen charakterisieren den Kontakt zwischen Kettenglied und Schienenoberfläche, beziehen aber auch die übrigen Kontaktstellen, deren Reibung eine Temperaturerhöhung im Zugmittel bewirkt, mit ein. Im Gegensatz zu den mittleren Spannerkräften umfassen sie sowohl die Belastungen im Los- als auch im Lasttrum und geben in der Versuchsreihe die Entwicklung der Reibleistungsdifferenzen über der Drehzahl dementsprechend gut wieder.

6.2.2 Einfluss der Ventilsteuerzeiten

Um der Anforderung nach einem Wechsel der Kettenräder ohne den Ausbau der Nockenwellen und der damit verbundenen Beeinflussung des Reibungsverhaltens ihrer Gleitlager zu genügen, verzichtet der Schleppmotor auf den Flügelzellenversteller. Die Vorgabe der Sollsteuerzeiten von 22 °KW vor OT

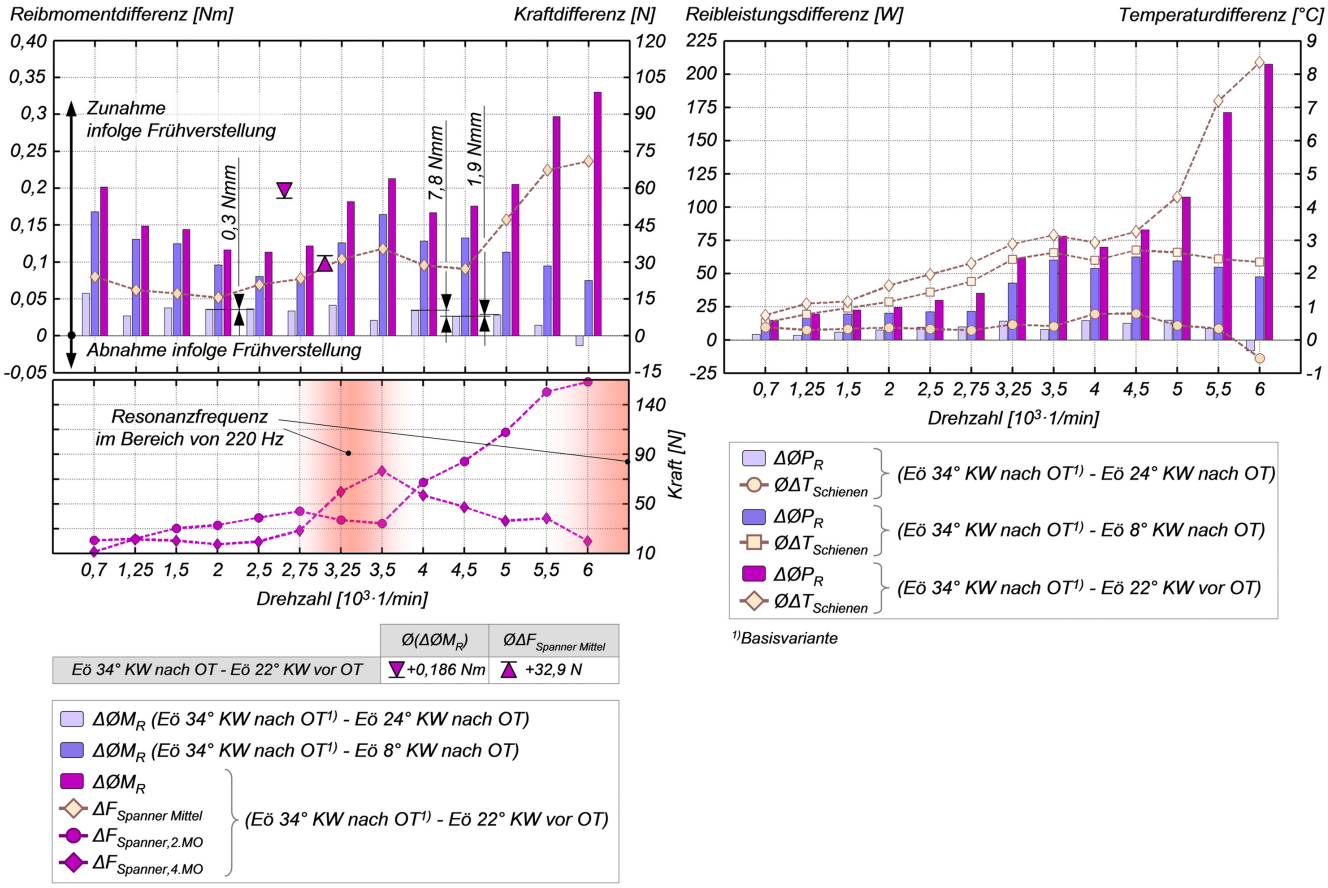


Abbildung 6.13: Auswirkung der Ventilsteuerzeiten auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene

sowie 8, 24 und 34 °KW nach OT erfolgt durch Verdrehen des Kettenrads auf der Einlassnockenwelle während des Motorstillstands. Die Kurbelwellenkröpfungen und Nockenwellenkonturen abgreifende Messuhren gewährleisten die Wiederholbarkeit der einzustellenden Steuerzeiten auf ±1 °KW genau.

Abbildung 6.13 weist eine Zunahme der Reibmomente mit zunehmender Frühverstellung aus. Die Vermutung, dass der Grund in Analogie zum befeuerten Betrieb in einem Anstieg der mittleren Kettenkräfte liegt, belegen Spannerkraftmessungen im Schleppbetrieb für die Steuerzeitvarianten 22 °KW vor OT und 34 °KW nach OT. Dementsprechend kann das lokale Maximum der Reibmomentdifferenzen bei 3 500 $^1/_{\text{min}}$ im Verlauf der Kraftdifferenzen nachvollzogen werden. Die grundlegende Ursache ist das Zusammentreffen der Eigenfrequenz des Kettentriebs mit der Anregungsfrequenz der 4. Motorordnung. Der Anstieg relativ zur Steuerzeit von 34 °KW nach OT liegt darin begründet, dass sich, infolge der Phasenverschiebung mit der Tendenz früh betätigter Einlassventile, die Interferenz der Drehmomentanregungen besagter Ordnung in einer Erhöhung ihrer und damit der Amplituden und des Mittelwerts der Spannerkraft äußern. Dieser Effekt findet sich, auf die 2. Motorordnung übertragen, im Anstieg der Reibmomentdifferenzen auf bis zu 0,33 Nm bei 6 000 $^1/_{\text{min}}$ wieder und dokumentiert die Verknüpfung von Kettentriebsdynamik und Reibungsverlusten.

Als Indikator für die Verlustleistungsdifferenzen sowie für die Ergebnisqualität der Drehmomentmessung erweist sich erneut die gemittelte Temperatur unter den Oberflächen der Führungs- und Spannschiene. Die Entwicklung der Temperaturdifferenzen findet sich, von drei Ausnahmen abgesehen, sowohl über der Drehzahl als auch zwischen den Messreihen in den Reibleistungsdifferenzen qualitativ wieder. In

diesem Zusammenhang ist darauf hinzuweisen, dass sich die Ausreißer hinsichtlich der zugrunde liegenden Drehmomentmesswerte um maximal 7,8 Nmm unterscheiden und damit weit unterhalb der für die Ergebnisreproduzierbarkeit ermittelten Grenzwerte liegen. Auch wenn weder die Messwerte von Spannerkraft noch Schienentemperatur es vermögen, den Betrag der gemessenen Veränderung von Reibmoment und -leistung anhand eines konstanten Faktors drehzahlspezifisch exakt zu prognostizieren, eine näherungsweise Abschätzung von Tendenz und Größenordnung der zu erwartenden Auswirkung auf die Reibleistung ist anhand der Temperaturdifferenzen möglich. Dass sich diese Aussage nicht auf die Steuerzeitenuntersuchung beschränkt, sondern unabhängig von der Parametervariation ist, zeigen die konstanten Verhältnisse der Ordinatenskalierungen der rechten Diagramme in den Abbildungen 6.12 und 6.13.

6.2.3 Einfluss der Federvorspannkraft des Spannelements

Im Gegensatz zu den Drehanregungen verkörpert die Federvorspannkraft des Spannelements eine Stellschraube, die im befeuerten und geschleppten Aggregat nicht nur eine definiertere Einstellung der mittleren Kettenbelastungen zulässt. Ihre Verringerung erlaubt zudem eine gezielte und gleichmäßige Reibungsreduktion im Kettengetriebe, die sich auf den gesamten Motordrehzahlbereich erstreckt.

Dementsprechend nehmen sowohl die Kraft- als auch die in Abbildung 6.14 aufgetragenen Momentendifferenzen, ausgehend von der Basisvariante mit einer nominellen Federkraft von 114 N, mit sukzessiver Verringerung der Vorspannung auf 97, 80 und 65 N schrittweise zu. Da sich Parametervariationen am Kettenspanner auf die Belastungen im Lostrum auswirken und damit der Kraftmessung zugänglich sind, soll anhand der Untersuchungen von Federvorspannkraft, Dämpfungsvermögen und Ölversorgungsdruck zudem beurteilt werden, inwiefern sich ein quantitativer Zusammenhang zwischen den Drehmomentdif-

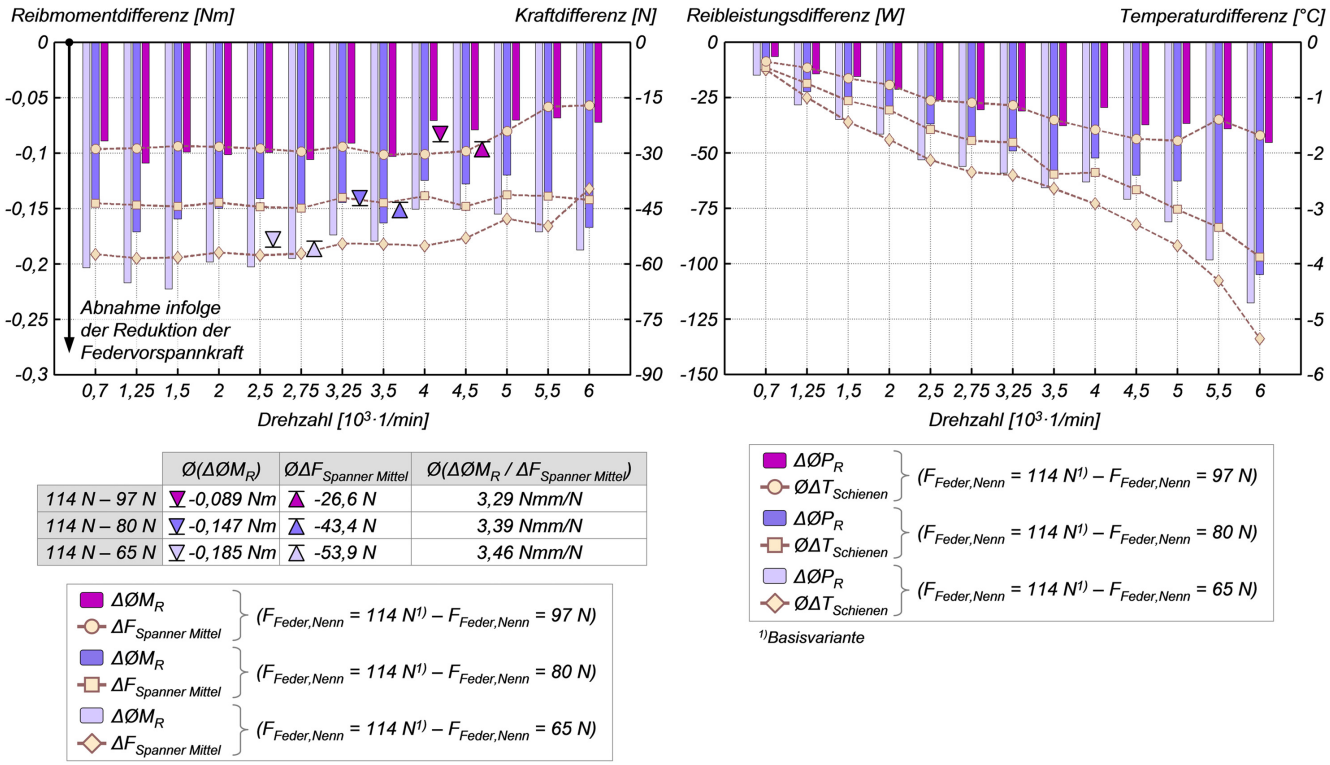


Abbildung 6.14: Auswirkung der Federkraft des Kettenspanners auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene

ferenzen und den Veränderungen der mittleren Spannerkräfte nachweisen lässt. Die Mittelwerte der 13 je Messreihe gebildeten Gradienten $\Delta\emptyset M_R/\Delta F_{SpannerMittel}$ beschreiben die durchschnittliche Auswirkung einer Spannerkraftvariation auf das Reibmoment und nehmen für die Federkraftvarianten 97, 80 und 65 N Werte von 3,29, 3,39 und 3,46 $^{\mathrm{Nmm}}/_{\mathrm{N}}$ an. Prinzipiell lassen die Normalkraftabhängigkeit der Reibungszahlen sowie das mit geringerer Vorspannkraft und absinkendem Kolben ansteigende Übersetzungsverhältnis von Ketten- zu Spannerkraft einen Anstieg der Gradienten mit abnehmender Federkraft erwarten. Differenzen von maximal 0,08 $^{\mathrm{Nmm}}/_{\mathrm{N}}$ sind jedoch vielmehr als Messabweichungen einzustufen.

Auch wenn das Verhältnis zwischen Drehmoment und Kraft zugunsten der Minimierung derartiger stochastischer Einflüsse auf Mittelwerten basiert und drehzahlspezifische Effekte nicht berücksichtigt, ermöglicht es für den betrachteten Federkraftbereich eine approximative Überführung von Spannerkraftvariation in Reibmomentpotenzial. Eine dementsprechend gezielte Untersuchung der Abhängigkeit der Kettentriebsreibung von der Relativgeschwindigkeit, die Rückschlüsse auf das Vorhandensein hydrodynamischer Traganteile gestattet, ist aufgrund des Messprinzips nicht gangbar. Dass sich Belastung und Reibmoment über einen zwischen den drei Messreihen nahezu konstanten, das Kettentriebslayout, die Reibungszahlen, die Bauteilmassen und -elastizitäten subsumierenden Proportionalitätsfaktor ineinander überführen lassen, spricht in Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Tribometerversuche für drei von Mischreibungszuständen geprägte Kettentriebskontakte.

Die Unterschätzung der Reibmomente durch die Spannerkräfte zwischen 4 000 und 5 000 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ findet sich in den Reibleistungs- und Temperaturdifferenzen wieder. Im übrigen Drehzahlbereich setzt sich ihr

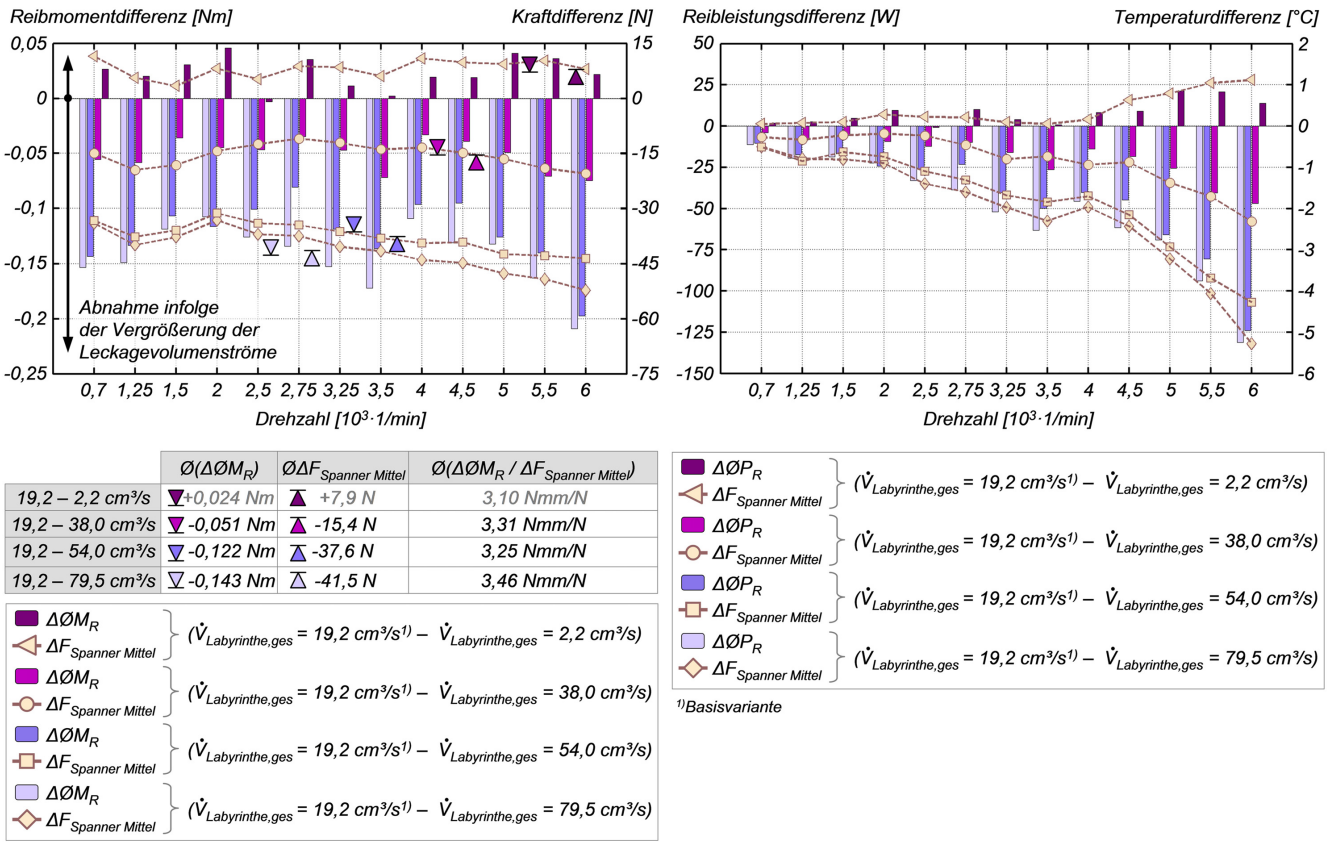


Abbildung 6.15: Auswirkung der Leckagevolumina des Kettenspanners auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene

durchgängiges und übereinstimmendes Verhalten sowohl innerhalb und zwischen diesen vier Messreihen als auch in Bezug auf die vorhergehenden Messreihen, repräsentiert durch das bekannte Verhältnis der Ordinatenskalierungen, fort.

6.2.4 Einfluss der Dämpfungskraft des Spannelements

Die zuletzt getroffene Aussage ist auf Messungen mit Kettenspannern unterschiedlicher Dämpfungscharakteristika übertragbar. Zu ihrer Untersuchung werden die von beiden Drosselscheiben zugelassenen Gesamtleckagevolumenströme in fünf Stufen variiert. Die sie beziffernden statischen Absinkraten betragen 2,2, 19,2, 38,0, 54,0 und 79,5 $^{cm^3}/_{s}$.

In Analogie zum befeuerten Betrieb führt eine abnehmende Dämpfung ebenfalls im geschleppten Steuerkettentrieb zu einer Reduktion der mittleren Spannerkräfte. Ein Vergleich mit den Auswirkungen auf die Reibmomente in Abbildung 6.15 zeigt, dass innerhalb der Messreihen Schlussfolgerungen von der Tendenz der Lostrumkraft auf die Entwicklung der Drehmomentdifferenz zwischen zwei Drehzahlen meist möglich sind. Die quantitative Korrelation gründet sich erneut auf die durchschnittlichen Gradienten $\emptyset\,(\Delta\emptyset M_R/\Delta F_{SpannerMittel})$. Drei von ihnen liegen auf dem im vorhergehenden Abschnitt ermittelten Niveau. Eine Ausnahme stellt sich bei der Vermessung der Dämpfungsvariante von 2,2 $^{cm^3}/_{s}$ ein, wobei sich hier zufällige Messabweichungen, aufgrund der geringen Beträge der Messwerte, stärker auf den Quotienten auswirken. Die verbleibenden Faktoren weisen einer Verringerung der mittleren Spannerkraft um 1 N ein durchschnittliches Reibmomentpotenzial von 3,25 bis 3,46 Nmm zu.

Dass bei 2 000 $^{1}/_{min}$ die Vergrößerung der Strömungsquerschnitte, ausgehend von einer statischen Ab-

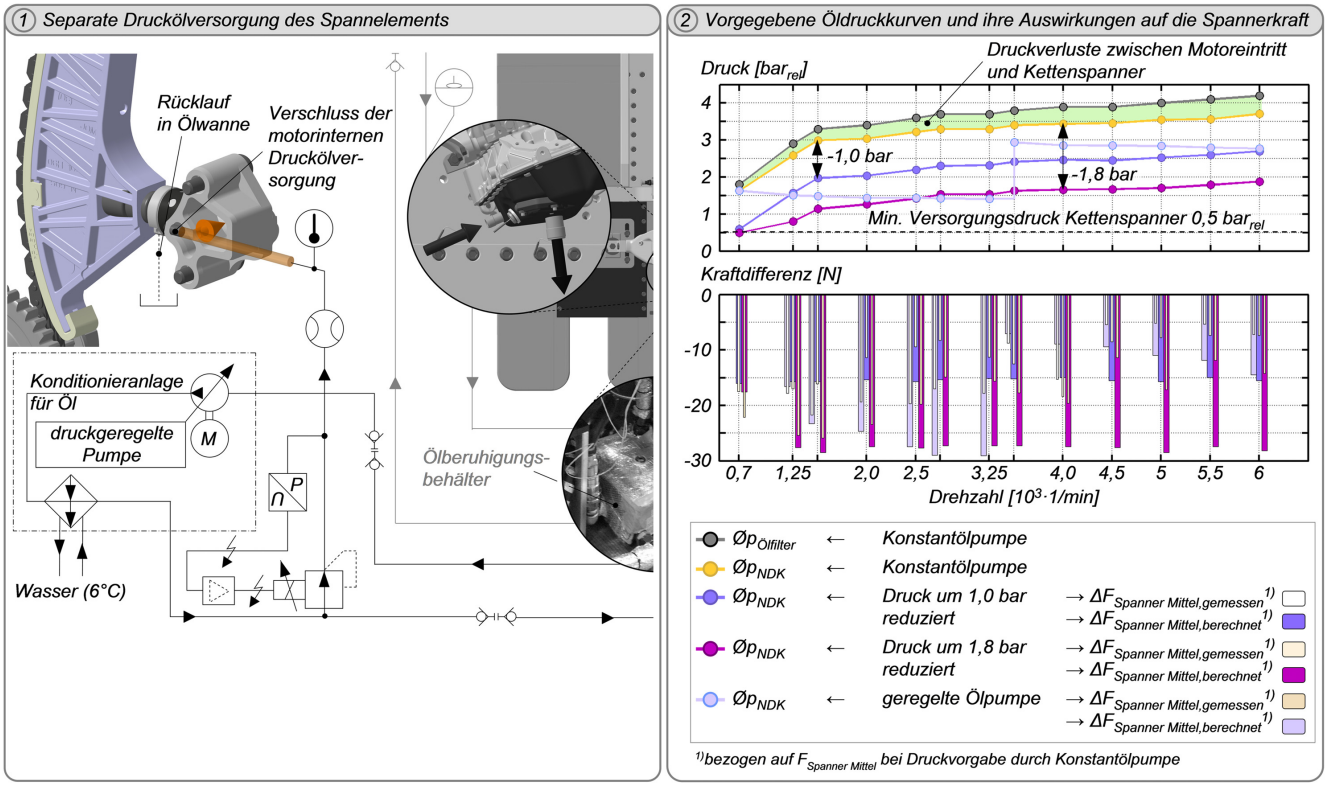
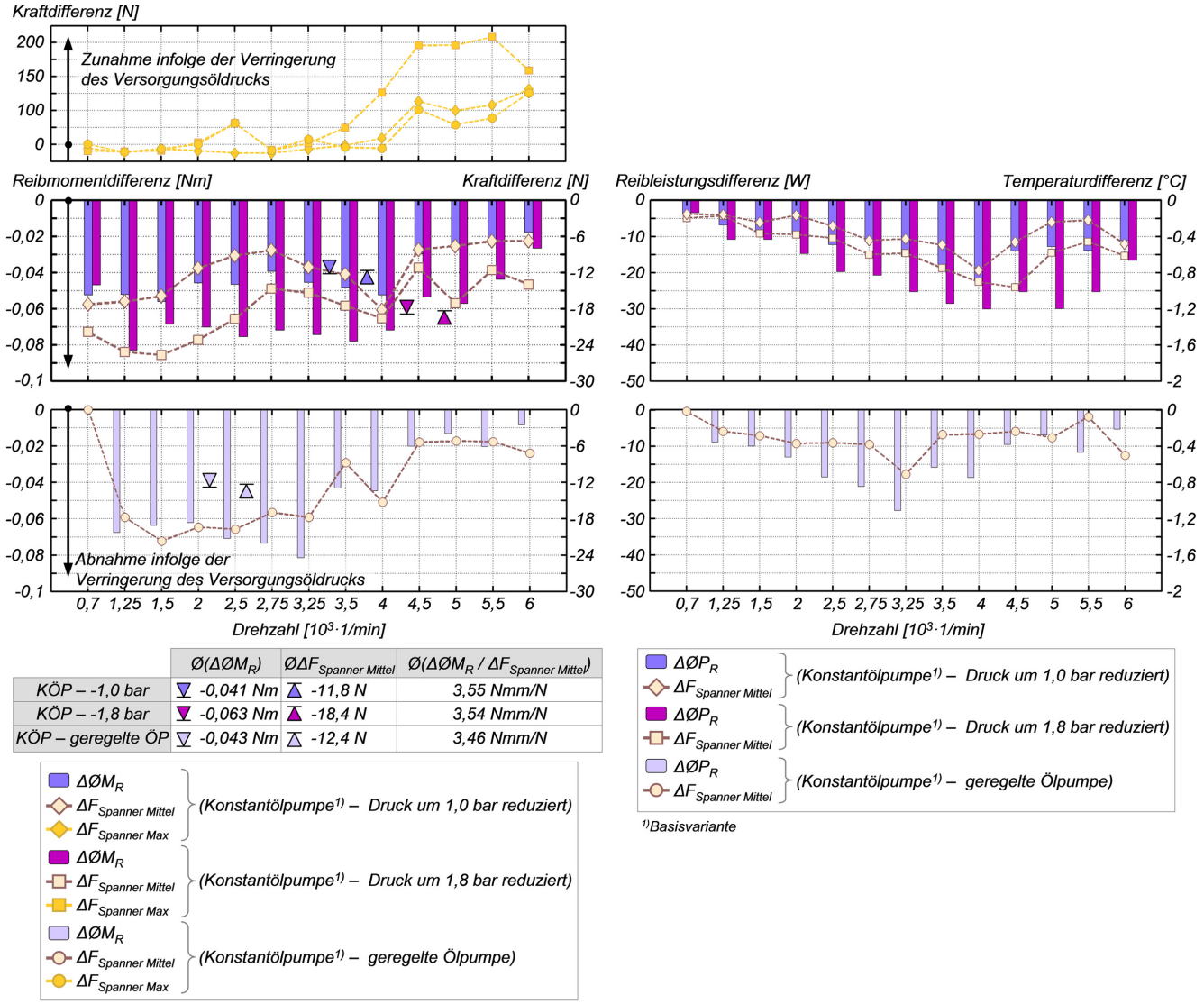


Abbildung 6.16: Mit einer separaten Öldruckversorgung des Spannelements realisierte Druckvorgaben und deren Auswirkungen auf die mittleren Spannerkräfte

sinkrate von 54,0 auf 79,5 cm^3/s, eine Erhöhung des Reibmoments verursacht, lässt sich weder anhand der Kraft- noch anhand der Temperaturmessungen plausibilisieren. Unter weiterer Berücksichtigung des Betrags der Unplausibilität von 8,9 Nmm kann eine zufällige Abweichung eines Drehmomentmesswertes nicht ausgeschlossen werden.

6.2.5 Einfluss des Ölversorgungsdrucks des Spannelements

Die Extraktion der alleinigen Auswirkungen des Versorgungsöldrucks auf die Reibung im Kettentrieb macht auf einem Schleppprüfstand eine separate Druckölversorgung des Spannelements unumgänglich. Gemäß Abbildung 6.16 wird der Kettenspanner vom Motordruckölkreislauf getrennt und mit dem von der Konditionieranlage erzeugten, über ein Druckregelventil reduzierten Öldruck beaufschlagt. Dieser lässt sich unabhängig vom Motoröldruck einstellen und folgt in einer ersten Variante der Druckvorgabe einer motorinternen Konstantölpumpe, abzüglich der Strömungsverluste in den Zuleitungen zum Kettenspan-



	Ø(ΔØM_R)	ØΔF_Spanner Mittel	Ø(ΔØM_R / ΔF_Spanner Mittel)
KÖP – -1,0 bar	-0,041 Nm	-11,8 N	3,55 Nmm/N
KÖP – -1,8 bar	-0,063 Nm	-18,4 N	3,54 Nmm/N
KÖP – geregelte ÖP	-0,043 Nm	-12,4 N	3,46 Nmm/N

Abbildung 6.17: Auswirkung des Ölversorgungsdrucks auf Reibmoment und -leistung, die mittleren Spannerkräfte sowie die Temperaturen von Führungs- und Spannschiene

ner. Sie ist, wie die von ihr ausgehende Druckabsenkung um 1,8 bar bereits aus Abschnitt 4.3.3.3 bekannt. Ergänzt werden die beiden Druckkurven um eine weitere konstante Öldruckabsenkung um 1 bar sowie um die zweistufige Druckkurve einer geregelten Ölpumpe mit variablem Fördervolumen, wie sie in aktuellen Verbrennungsmotoren zur Verringerung der Pumpenantriebsleistung vermehrt zum Einsatz kommt.

Im Unterschied zu den bisherigen Messungen erfordern die Untersuchungen zum Öldruck keine Umbauten am Aggregat zwischen den Messreihen. Vielmehr besteht die Möglichkeit, die vier Versorgungsdrücke des Kettenspanners bei gegebener Drehzahl sukzessiv vorzugeben und die Messwertaufnahmen unter Beachtung stationärer Bauteil- und Medientemperaturen unmittelbar nacheinander durchzuführen. Messabweichungen infolge unterschiedlicher Motoraufbauzustände oder Nullpunktdrifts des Kraftsensors entfallen somit nahezu vollständig. Die auf diese Weise bestimmten Kraftdifferenzen folgen den Öldruckabsenkungen durchgängig, wenngleich eine Entlastung auf das aus Kolbenfläche und Druckdifferenz berechnete Niveau ab 1 500 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ in keinem Fall stattfindet. Mögliche Ursachen wurden in Abschnitt 4.3.3.3 geschildert.

Das mit zunehmender Drehzahl sinkende Potenzial einer wirksamen Verringerung der Lostrumkräfte spiegelt sich in den Drehmomentdifferenzen in Abbildung 6.17 wieder. Insbesondere ist ihr qualitatives Verhalten sowohl im Fall einer Druckabsenkung um 1,8 bar als auch bei der zweistufigen Druckkurve mit dem der mittleren Spannerkräfte vergleichbar. Eine ähnlich gute Übereinstimmung mit den vorhergehenden Messreihen zeigt sich im Hinblick auf die Gradienten $\emptyset\,(\Delta\emptyset M_R/\Delta F_{SpannerMittel})$. Sie weisen einer zusätzlichen Spannerkraft von 1 N eine Erhöhung des Drehmoments von 3,46 bis 3,55 Nmm zu. Bezieht man die Ergebnisse aus den Untersuchungen von Federvorspann- und Dämpfungskraft mit ein, bestätigt die maximale Schwankungsbreite der Ergebnisse von 0,30 $^{\mathrm{Nmm}}/_{\mathrm{N}}$, dass für Parametervariationen am Spannelement eine Abschätzung der Reibmomentdifferenzen anhand der mittleren Lostrumbelastungen zulässig ist.

Gleichzeitig belegen die aufgetragenen maximalen Spannerkräfte ihre nur eingeschränkte Aussagekraft hinsichtlich des zu erwartenden Reibmoments. Obwohl sie infolge der Öldruckreduktion um 1,8 bar ab 3 500 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ die höchsten Werte annehmen, verursacht diese Variante die geringste Reibung. Der Grund liegt im geringen zeitlichen Anteil der Kraftspitzen (vgl. Zeitverläufe in Abbildung 4.23). Sie unterstützen zwar die Erhöhung der mittleren Belastung, jedoch reichen sie für eine vollständige Kompensation der Entlastung durch die Druckabsenkung nicht aus.

6.2.6 Zusammenfassung der Messergebnisse

Die im Rahmen der Voruntersuchungen ermittelten dreifachen Standardabweichungen der Reproduzierbarkeit zwischen den Messreihen betragen maximal ±0,038 Nm. Sie dienen während der Rückmessungen der einzelnen Varianten zur Absicherung der Messergebnisse gegen systematische Abweichungen. Als weiterer Indikator zur Beurteilung der Ergebnisqualität der gemessenen Antriebsmomente erweisen sich die Temperaturen unter den Oberflächen der Führungs- und Spannschiene. Im Fall konstanter Öl- und Kühlmitteltemperaturen kann davon ausgegangen werden, dass sie von dem im Kontakt zwischen Laschenrücken und Schienenoberflächen entstehenden sowie von dem von den Kettenlaschen auf den Schienenkörper übertragenen Wärmestrom abhängen. Um nicht trumspezifische Auswirkungen misszuinterpretieren, stellt es sich als zielführend heraus, die sich zwischen zwei Varianten einstellenden Temperaturdifferenzen, als Mittelwert beziffert, gesamtheitlich zu betrachten. Diese zeigen sowohl innerhalb als auch über die Messreihen hinweg eine gute qualitative Korrelation mit den aus den Drehmomenten berechneten Leistungsdifferenzen und unterstützen damit die aus den Ergebnissen abgeleiteten Schlussfolgerungen.

Im Hinblick auf die Verknüpfung zwischen Spannerkraft und Reibmoment ist eine differenziertere Betrachtung notwendig. Innerhalb der Messreihen folgen die aus den mittleren Spannerkräften gebildeten Differenzen dem Trend der Reibmomentänderung in der Mehrzahl der Fälle. Insbesondere während

der Untersuchungen der Auswirkungen des unrunden Kettenrads und der Ventilsteuerzeiten ist die Übereinstimmung der qualitativen Verhaltensweisen über der Drehzahl als sehr gut zu bewerten. Die getätigte Aussage trifft ebenso für die Ergebnisse zwischen den Messreihen ein- und derselben Parametervariation am Spannelement zu, wenn sich Erhöhungen von Federkraft, Leckagevolumina oder Ölversorgungsdruck auf die Differenzen von mittlerer Spannerkraft und Reibmoment gleichermaßen auswirken. Diese Feststellung behält ihre Gültigkeit nicht nur über die zehn Messreihen der besagten Untersuchungen hinweg, der Zusammenhang lässt sich noch weiter präzisieren, sofern für jede Messreihe der durchschnittliche Gradient aus den Differenzen von mittlerer Spannerkraft und Drehmoment gebildet wird. Trotz geringer Beträge, bei gleichzeitig konstanten stochastischen Messabweichungen, ist eine Eingrenzung der Streuung der ermittelten Gradienten auf einen Bereich von 3,25 bis 3,55 $^{\mathrm{Nmm}}/_{\mathrm{N}}$ möglich. Der Proportionalitätsfaktor ist ein Maß für die Sensibilität des Reibmoments auf Änderungen der mittleren Spannerkraft. Er erlaubt damit für den befeuerten Betrieb eine quantitative Abschätzung der Reibleistungsänderung allein auf Basis der zwischen Spannschiene und Kettenspannerkolben wirksamen Kräfte, wenn die Beeinflussung der Kraft, z. B. im Rahmen einer Dynamikabstimmung des Kettentriebs, auf eine Parametervariation am Kettenspanner zurückzuführen ist. Hingegen sind allgemeingültige Rückschlüsse von den die Auslegung des Zugmittels bestimmenden maximalen Kettenkräften auf die Reibung nachweislich nicht zulässig. Sie führen ohne Zweifel zu einem Anstieg der mittleren Belastung, sind jedoch aufgrund ihres geringen zeitlichen Anteils nicht repräsentativ. Ebenfalls nicht bestätigt werden kann die Anwendbarkeit des gefundenen Proportionalitätsfaktors auf die Differenzen der mittleren Spannerkräfte infolge veränderlicher Ovalitäten oder Ventilsteuerzeiten. Eine mögliche Erklärung fußt darauf, dass die diskutierten Modifikationen der Wellenanregungen erhöhte thermische Belastungen der Führungs- im Vergleich zur Spannschiene hervorrufen. Ist ein erhöhter Anstieg der Kettenkräfte im Lasttrum ursächlich, kommt es zur Überschätzung des Einflusses der gemessenen mittleren Spannerkraft auf das Reibmoment. Demnach würde hier das Auffinden eines konstanten Proportionalitätsfaktors die Berücksichtigung der Belastungsänderung in sämtlichen Trumen erfordern. Der Nachweis für die Richtigkeit der Vermutung durch eine direkte oder indirekte Messung der Kettenkräfte im Zwischen- und Lasttrum wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht geführt.

Mit Ausnahme der Untersuchungen des Ölversorgungsdrucks existiert ein vergleichbarer Zusammenhang ebenso zwischen den Schienentemperaturen und der Reibleistung. Von Vorteil erweist sich dabei, dass im Gegensatz zur Messung der Spannerkraft nicht nur ein isolierter Bereich des Kettentriebs Eingang in die Messwerte findet. Als problematisch zu erachten ist aber die reproduzierbare Erfassung derart geringer Temperaturunterschiede im befeuerten Aggregat. Die insbesondere bei maximalem Motordrehmoment erhöhten Messunsicherheiten, deren Grund in der eingeschränkten Konstanz der Bauteil- und Medientemperaturen zu sehen ist, erschweren eine Abschätzung der Reibleistungspotenziale.

Verbunden mit der Intention, Reibmomentpotenziale zu erschließen, beinhaltet die zentrale, aus diesen Untersuchungen abgeleitete Empfehlung für die Gestaltung eines Kettentriebs die Minimierung der mittleren Kettenkräfte. Eine Möglichkeit eröffnet ein unrundes Kettenrad durch die Beruhigung der Transversal- und Drehschwingungen. Da infolge der geschilderten Drehzahl- und Lastabhängigkeit der Wellenanregungen eine für alle Betriebszustände des Verbrennungsmotors optimale Auslegung zumeist ausscheidet, sind zwei Ansätze denkbar. Zum einen kann die Auslegung auf eine Absenkung der maximalen Kettenkräfte ausgerichtet sein, um eine etwaige Verringerung von Federvorspannkraft oder Dämpfungsvermögen des Kettenspanners zu erzielen. Zum anderen muss sich vor dem Hintergrund, Reibung zu verringern, die Wahl von Radiusüberhöhung und Phasenlage nicht zwangsläufig auf die maximalen Belastungen fokussieren. Sie darf ebenso die primäre Zielsetzung verfolgen, die mittleren Kettenkräfte in einem möglichst weiten, vorzugsweise kundenrelevanten Drehzahl- und Lastbereich des Motorkennfelds abzusenken, auch wenn dadurch eine Erhöhung der maximalen Kettenkräfte in weniger stark frequentierten Betriebspunkten in Kauf genommen werden muss. Welche Strategie das größere Potenzial birgt, entzieht sich einer allgemeingültigen Beantwortung und ist für den jeweiligen Anwendungsfall sorgfältig

zu prüfen, da das unsachgemäße Einbringen einer zusätzlichen Anregung nachweislich eine Vergrößerung der Reibungsverluste nach sich zieht.

Die Variabilität der Ladungswechselorgane verursacht einen Anstieg des Reibmoments mit zunehmender Frühverstellung. Auf das Kennfeld in Abbildung 4.12 übertragen, lässt dieser Effekt vor allem im Teil- und Volllastbereich bis 3 000 $^1/_{\text{min}}$ eine erhöhte Verlustleistung erwarten. Zur exemplarischen Veranschaulichung erfolgt die Interpolation der in Abbildung 6.13 ausgewiesenen Leistungsdifferenzen, basierend auf den bei einem effektiven Motordrehmoment von 75 Nm hinterlegten Steuerzeiten. Die Ergebnisse sind im Diagramm in Abbildung 6.18 der maximalen Leistungszunahme gegenübergestellt, die aus einer Verlagerung des Öffnungszeitpunkts von 34 °KW nach OT nach 22 °KW vor OT resultiert. Zwar wirkt der Verlauf des Betätigungszeitpunkts ab 2 750 $^1/_{\text{min}}$ der Drehzahlzunahme entgegen und verhindert damit hohe absolute Verlustleistungen. Aufgrund der Betriebshäufigkeit zwischen 700 und 3 000 $^1/_{\text{min}}$ in Kombination mit der nahezu maximalen Ventilüberschneidung ist davon auszugehen, dass das Potenzial einer Verbrauchsreduktion, trotz betragsmäßig kleineren Verlustleistungszunahmen, in diesem Drehzahlbereich größer ist. Mit Kenntnis des dargelegten Zusammenhangs ist abzuwägen, ob die mit späteren Ventilsteuerzeiten einhergehenden Nachteile, wie erhöhte Abgasrohemissionen oder das niedrigere Motordrehmoment, zugunsten der reduzierten Verlustleistung im Zugmitteltrieb kompensiert bzw. akzeptiert werden können.

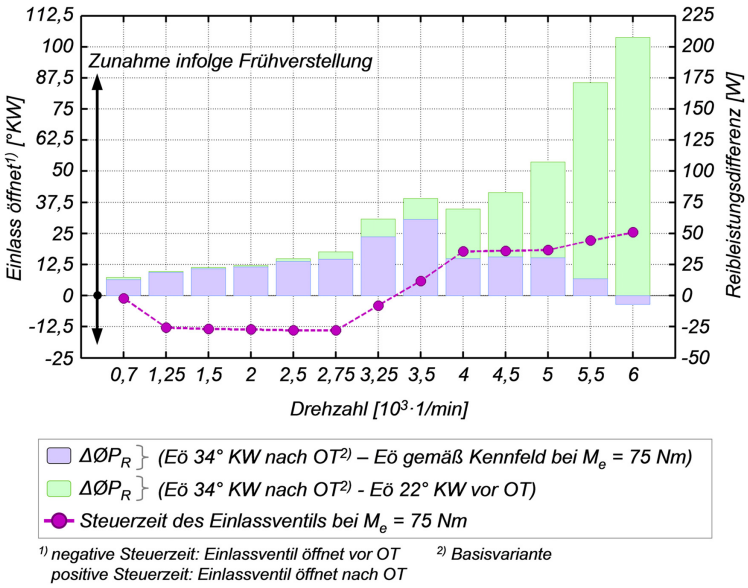


Abbildung 6.18: Einfluss der Ventilsteuerzeiten auf die Reibleistung im Teillastbereich

Auf Grundlage dieser Ergebnisse ist hinsichtlich einer geringen Kettentriebsreibung bei der Auslegung der Steuerzeiten auf eine Beruhigung der Kettentriebsdynamik durch eine gegenphasige Überlagerung der kinetischen Anregungen der Nockenwellen zu achten, wobei eine Berücksichtigung der Hauptordnung nicht immer ausreicht. Sowohl die Untersuchungen am befeuerten als auch am geschleppten Motor zeigen den Einfluss der Anregungen der zweiten und dritten harmonischen Frequenz auf die mittleren Lostrumkräfte sowie die Reibmomente auf und belegen damit den Zusammenhang zwischen Dynamik und Kettentriebsreibung.

Dass zwischen dem Erreichen der Zielgrößen einer dynamischen Abstimmung des Getriebes und einer geringen Verlustleistung ein weitgehender Zielkonflikt besteht, hat Abbildung 4.33 bereits angedeutet, Abbildung 6.19 beziffert ihn für den Steuertrieb mit Zahnkette. Sie beinhaltet die aus Abbildung 4.31 bekannte Matrix, welche die Eignung verschiedener Konfigurationen des Spannelements aus der Sicht minimaler Kettenkräfte, maximaler Schwingwegamplituden und Steuerzeitenabweichungen beschreibt. Darüber aufgetragen sind die Reibleistungszunahmen für den Volllastbetriebspunkt bei 2 000 $^1/_{\text{min}}$, ausgehend von einer Federvorspannkraft von 65 N sowie einer statischen Absinkrate von 19,2 $^{\text{cm}^3 s}/$. Ihre Abschätzung gründet sich auf der Gewichtung der Differenzen zwischen den mittleren Spannerkräften mit dem während der Reibleistungsuntersuchungen ermittelten, durchschnittlichen Proportionalitätsfaktor von 3,41 $^{\text{Nmm}}/_{\text{N}}$. Von etwaigen Ausnahmen, wie Resonanzbereichen abgesehen, rufen erhöhte Federkräfte und eingeschränkte Leckagevolumina steigende Reibleistungen hervor. Demzufolge findet eine optimale

Dynamikabstimmung in diesem Spannungsfeld den Kompromiss zwischen der Erfüllung kettentriebsdynamischer Grenzwerte und der Begrenzung von Vorspannung und Dämpfungsvermögen. Allein in Bezug auf die vier betrachteten Konfigurationen, die den Dynamikanforderungen genügen, erlaubt sie im betrachteten Betriebspunkt die Erschließung eines Potenzials von 20,9 W, welches in etwa 0,8 % der gesamten Reibleistung des Aggregats entspricht.

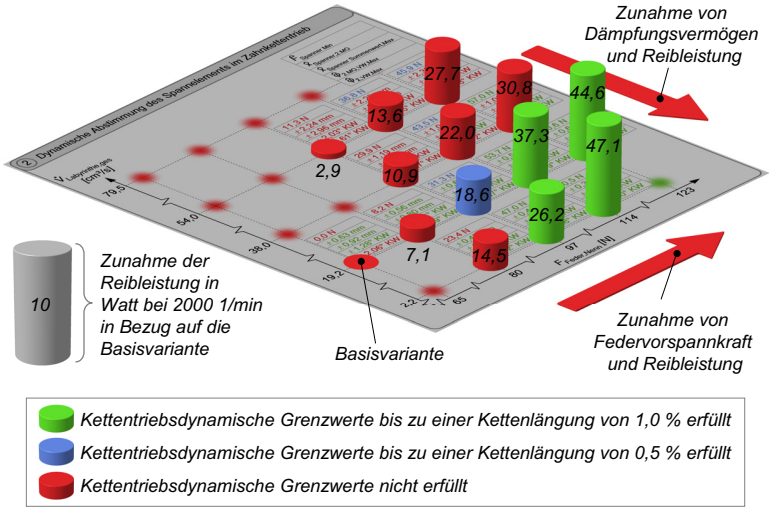


Abbildung 6.19: Abhängigkeit der Reibleistung von der Abstimmung des Spannelements bei 2 000 $^1/_{\text{min}}$ und maximalem Motordrehmoment

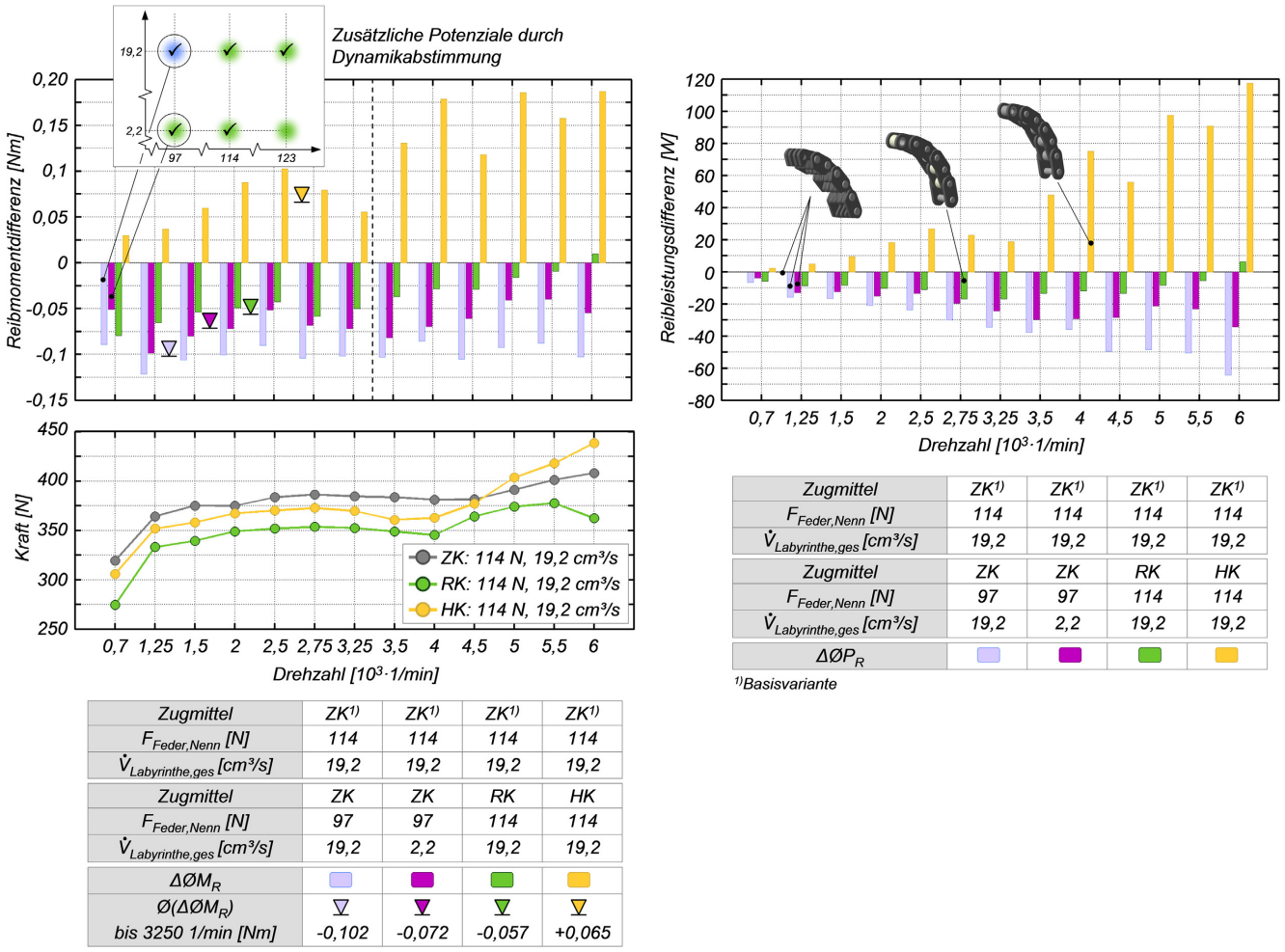
Eine Absenkung von dem das Spannelement versorgenden Öldruck ist zugunsten geringer Reibungsverluste im Kettentrieb anzustreben, verlangt jedoch ebenfalls die Berücksichtigung seiner Auswirkungen auf die Kettentriebsdynamik. Große Bewegungen des Kettenspannerkolbens und erhöhte Spitzenbelastungen können die Folgen sein, wenn ein zu geringer Druck eine ausreichende Ölbefüllung der Hochdruckkammer nicht sicherstellt. Im Gegensatz zu konstruktiv festgelegten Einflussgrößen ist der Öldruck in Verbrennungsmotoren, die über eine Pumpe mit variablem Fördervolumen verfügen, häufig einer applikativen Beeinflussung zugänglich. Die Vorteile einer derartigen Lösung zeigen sich bereits bei einer zweistufigen Druckkurve, die ab 3 500 $^1/_{\text{min}}$ die Schwingwegamplituden und maximalen Kettenkräfte begrenzt, zwischen 1 250 und 3 500 $^1/_{\text{min}}$ trotzdem eine Verringerung der Reibleistung von 8,8 bis 27,7 W realisiert.

6.3 Reibleistungsdifferenzen durch Substitution der Zahnkettentriebe

Der vorhergehende Abschnitt hat sich auf das Aufzeigen von Möglichkeiten gezielter Reibleistungsreduktionen an bestehenden verbrennungsmotorischen Zahnkettentrieben konzentriert und darauf aufbauende Empfehlungen abgeleitet. Unter deren Berücksichtigung wurden alternative Zugmitteltriebe im Steuer-Ausgleichswellen- und Ölpumpentrieb in den Kapiteln 4.4.1, 4.4.2 und 4.4.3 konstruktiv und dynamisch ausgelegt. Sie bilden die Grundlage ihrer Gegenüberstellung und Bewertung im Hinblick auf die verursachte Verlustleistung.

6.3.1 Hülsen-, Rollen- und Zahnkette im Steuertrieb

Im Fall der verglichenen Hülsen-, Rollen- und Zahnketten handelt es sich um Zugmittel, die in aktuellen Verbrennungsmotoren zum Einsatz kommen und direkt aus dem Serienproduktionsprozess des Kettenfabrikanten stammen. Während der Messungen unveränderliche Versuchsrandbedingungen in Bezug auf die Wechseldrehmomente sowie die im Ventiltrieb entstehende Reibung garantieren austauschbare Kettenräder auf der Kurbel- und den Nockenwellen, die einen Wechsel von An- und Abtriebswellen vermeiden. Zu den weiteren Aspekten, die einen legitimen Vergleich gewährleisten, gehört, neben konstanten Ventilsteuerzeiten von 34 °KW nach OT, das Absolvieren eines Einlaufprogramms von jeweils 80 h im Vorfeld der Messreihen. Zudem wird darauf geachtet, dass die Zahn-, Hülsen- und Rollenketten ähnliche Kettenlängungswerte von 0,09, 0,12 und 0,11 %, bezogen auf ihre Nominallänge, aufweisen.



Zugmittel	ZK[1)]	ZK[1)]	ZK[1)]	ZK[1)]
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	114	114	114	114
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	19,2	19,2	19,2	19,2
Zugmittel	ZK	ZK	RK	HK
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	97	97	114	114
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	19,2	2,2	19,2	19,2
$\Delta\varnothing M_R$				
$\varnothing(\Delta\varnothing M_R)$ bis 3250 1/min [Nm]	-0,102	-0,072	-0,057	+0,065

Zugmittel	ZK[1)]	ZK[1)]	ZK[1)]	ZK[1)]
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	114	114	114	114
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	19,2	19,2	19,2	19,2
Zugmittel	ZK	ZK	RK	HK
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	97	97	114	114
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	19,2	2,2	19,2	19,2
$\Delta\varnothing P_R$				

[1)] Basisvariante

Abbildung 6.20: Gegenüberstellung der von Hülsen-, Rollen- und Zahnketten verursachten Reibmomente und -leistungen im Steuertrieb

Die Anwendung derselben Kettenspannerkonfiguration mit einer Federvorspannkraft von 114 N und einer statischen Absinkrate von 19,2 $^{cm^3}/_{s}$ weist prinzipiell diejenigen Reibungsunterschiede aus, die der Kettenart und den mit ihr verknüpften Auswirkungen auf die Geometrien von Kettenrädern und Führungselementen zuzuschreiben sind. In einem derartigen Vergleich mit der Zahnkette verursacht die Rollenkette, von 6 000 $^{1}/_{min}$ abgesehen, eine durchgängige Verringerung, die Hülsenkette eine drehzahlunabhängige Erhöhung der Reibmomente (vgl. Abbildung 6.20). Eine anhand von Versuchsergebnissen belegbare Argumentationsführung, welche dieses Verhalten kontaktspezifisch erklärt, ist auf Basis der aufgenommenen Messgrößen nicht möglich. Jedoch lassen sich die Ursachen eingrenzen, wenn zunächst die in Kapitel 4.4.1.1 thematisierte Neutralität der Geometrien der Führungselemente im Hinblick auf eine Beeinflussung der Reibleistung infolge schienenspezifischer Parameter vorausgesetzt wird. Dann ist davon auszugehen, dass die geringeren mittleren Lostrumkräfte, die wälzende Bewegung zwischen Rolle und Kettenradzahn sowie der kleinere Bolzendurchmesser im Kettengelenk, ein konstanter Reibungskoeffizient vorausgesetzt, die gegenüber der Hülsenkette geringere Rollenkettenreibung begünstigt. Darüber hinaus ist die Struktur des tribologischen Systems zwischen Rolle und Buchse aufgrund des sich im Spalt zwischen Grund- und Gegenkörper ansammelnden Zwischenstoffs hinsichtlich der verbleibenden Gleitbewegung als reibungsmindernd zu beurteilen.

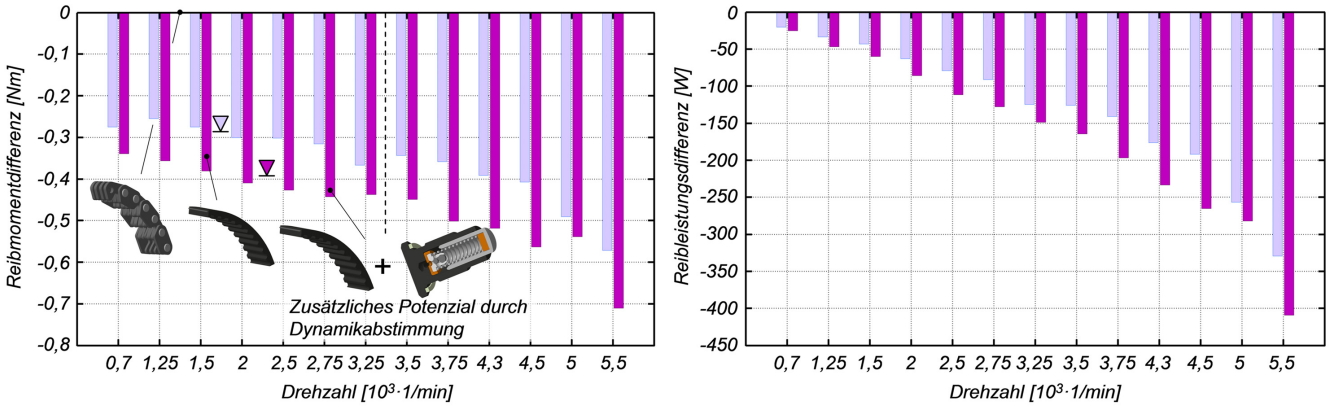
Das Gesagte behält ebenfalls im Vergleich mit der Zahnkette Gültigkeit. Jedoch bewirken die kleineren

Teilkreisradien der Zahnkettenräder neben einer Verringerung der Relativgeschwindigkeiten eine Reduzierung der Stoßverluste beim Einlaufen in die Kettenradverzahnung, die durch die kleinere Teilung der Zahnkette zusätzlich reduziert werden. Hinzu kommt der gegenüber der Rollenkette nochmals um 0,65 mm reduzierte Bolzendurchmesser. Diese Effekte wirken den die Reibleistung erhöhenden Faktoren, wie die höheren Kettenkräfte und die vermeintlich ungünstigeren tribologischen Bedingungen im Kettengelenk, zwar entgegen, die niedrigen Reibmomente der Rollenkette erreicht die Zahnkette jedoch nicht.

Die bisher beschriebenen Ergebnisse beruhen ausnahmslos auf der Kettenspannerabstimmung, die gemäß Abbildung 4.33 über die für einen dauerhaften Betrieb einer Hülsen- und Rollenkette erforderlichen Minimalwerte von Federvorspannkraft und Dämpfungsvermögen verfügt. In Übereinstimmung mit den Erkenntnissen der Abschnitte 6.2.3 und 6.2.4 sind damit die Bedingungen für eine möglichst geringe Verlustleistung erfüllt. Hingegen erreicht der Zahnkettentrieb die kettentriebsdynamischen Grenzwerte bei gleicher auszugleichender Kettenlängung von 0,5 % erst bei einer nominellen Vorspannung von 97 N. Selbst wenn dem erhöhten Verschleiß im Zahnkettengelenk mit einer Verdopplung des Kolbenhubs Rechnung getragen werden soll, genügt eine Verringerung der Absinkrate auf 2,2 cm^3/s. In beiden Fällen überkompensieren die weicheren Konfigurationen des Spannelements die vormals höheren Reibmomente des Zahnkettentriebs und erlauben bis 3 250 $^1/_{min}$ im Vergleich zur Rollenkette das Erschließen zusätzlicher Potenziale von durchschnittlich 0,045 bzw. 0,015 Nm.

6.3.2 Zahnriemen und Zahnkette im Ausgleichswellentrieb

Eine Substitutionslösung für einen bestehenden motorischen Kettentrieb stellt das in Abbildung 4.34 vorgestellte Zahnriemengetriebe zum Antrieb der Ausgleichswellen dar. Es sei angemerkt, dass der Fokus



Zugmittel	ZK[1)]	ZK[1)]
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	75	75
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	32	32
Radialspalt [µm]	17	17
Rückschlagventil	nicht verbaut	nicht verbaut
Zugmittel	ZR	ZR
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	75	25
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	32	0
Radialspalt [µm]	17	120
Rückschlagventil	nicht verbaut	verbaut
$\Delta ØM_R$		
$Ø(\Delta ØM_R)$ bis 3250 1/min [Nm]	-0,287	-0,392

Zugmittel	ZK[1)]	ZK[1)]
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	75	75
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	32	32
Radialspalt [µm]	17	17
Rückschlagventil	nicht verbaut	nicht verbaut
Zugmittel	ZR	ZR
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	75	25
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	32	0
Radialspalt [µm]	17	120
Rückschlagventil	nicht verbaut	verbaut
$\Delta ØP_R$		

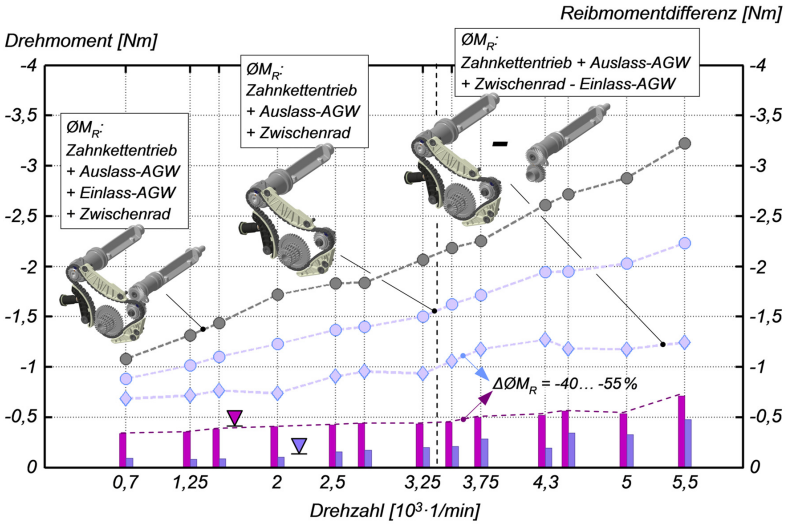
[1)] Basisvariante

Abbildung 6.21: Gegenüberstellung der von nasslaufendem Zahnriemen und Zahnketten verursachten Reibmomente und -leistungen im Ausgleichswellentrieb

der Untersuchungen auf dem Ausweisen von Verlustleistungsdifferenzen liegt. Inwiefern die dauerhafte Beständigkeit der Riemenmaterialien gegenüber Wasser sowie Öl- und Kraftstoffbestandteilen das Erreichen der Motorlebensdaueranforderungen erlaubt, ist nicht Gegenstand der Betrachtungen.

Die durchgeführten Versuche, die Abbildung 6.21 zu entnehmen sind, beginnen mit der Ermittlung der Reibmomente des im befeuerten Motorbetrieb möglichst weich abgestimmten Spannelements sowie einer Zahnkette mit einer Längung von 0,10 %. Bei Verwendung desselben Kettenspanners ist deren durchschnittlicher Reibungsnachteil von 0,287 Nm bis 3 250 $^1/_{min}$ gegenüber einem neuen, eingelaufenen Riemen mit Nominallänge insbesondere dem Entfall der Führungs- und Gleitschienen geschuldet. Da die grundlegenden Abhängigkeiten der Reibmomente von Federvorspannkraft und Leckagevolumina im Riementrieb nachweislich denen im Kettentrieb folgen, kann durch ihre Adaption an die Masse und Steifigkeit des Zahnriemens eine weitere Verringerung des mittleren Schleppmoments um 0,105 Nm in besagtem Drehzahlbereich erzielt werden.

Eine Bewertung dieses Vorteils ermöglicht bereits das Auftragen der von beiden Ausgleichswellen, dem Zwischenrad und dem Zahnkettentrieb verursachten Reibmomente in Abbildung 6.22. Da der Kettentrieb die einlassseitige Ausgleichswelle über das Zwischenrad antreibt, gestattet deren Ausbau eine experimentelle Annäherung an die isolierte Reibung des Getriebes. Obwohl der Verlauf zusätzlich zur Reibung in den Kettentriebskontakten die Summe der Reibmomente der Gleitlager von auslassseitiger Ausgleichswelle und Zwischenrad beinhaltet, beträgt das Reduktionspotenzial des Riemens bereits hier zwischen 26 und 38 %. Unter der Annahme eines Verzahnungswirkungsgrads von 97 % führt eine erneute Subtraktion der damit bewerteten Reibmomente von einlassseitiger Ausgleichswelle und Schrägverzahnung zu einer weiteren Abschätzung [MWJV07b]. Obwohl deren Werte die isolierte Kettentriebsreibung ebenfalls tendenziell überschätzen, erreicht der Zahnriementrieb auf dieser Grundlage eine deutliche Verminderung der Schleppmomente, die je nach Drehzahl zwischen 40 und 55 % ausmacht. Die mit einem eingelaufenen Riemen ausgewiesene Verbesserung lässt sich nach einer Laufzeit des Zugmittels von 900 h im befeuerten Aggregat nur noch teilweise bestätigen. Infolge des Verhärtens des Elastomermaterials verbleibt im Fall des verwendeten Zahnriemens bis 3 250 $^1/_{min}$ lediglich ein durchschnittlicher Vorteil von 0,117 Nm bestehen.



Zugmittel	ZK[1)]	ZK[1)]
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	75	75
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	32	32
Radialspalt [µm]	17	17
Rückschlagventil	nicht verbaut	nicht verbaut
Zugmittel	**ZR nach Einlauf**	**ZR nach 900 h**
$F_{Feder,Nenn}$ [N]	75	25
$\dot{V}_{Labyrinthe,ges}$ [cm³/s]	32	0
Radialspalt [µm]	17	120
Rückschlagventil	nicht verbaut	verbaut
$\Delta ØM_R$		
$Ø(\Delta ØM_R)$ bis 3250 1/min [Nm]	-0,392	-0,117

[1)] Basisvariante

Abbildung 6.22: Bewertung der Reibleistungspotenziale des nasslaufenden Zahnriemens

6.3.3 Zahnriemen und Zahnkette im Ölpumpentrieb

Die identischen Übersetzungsverhältnisse der in Abbildung 4.35 gegenübergestellten Getriebe lassen im Ölpumpentrieb erneut einen direkten Vergleich zwischen nasslaufendem Zahnriemen und Zahnkette zu. Hinter den Ergebnissen in den Diagrammen aus Abbildung 6.23 stehen Messreihen mit einer um 0,08 % gelängten Zahnkette sowie einem neuen, eingelaufenen Riemen. Sie belegen erneut den Reibungsvorteil des im Öl betriebenen Endlosriemens, der bis 3 250 $^1/_{\text{min}}$ mit durchschnittlich 0,146 Nm beziffert werden kann. Ursächlich für den in Relation zum Ausgleichswellentrieb geringeren Betrag der Drehmomentabnahme sind die im Ölpumpentrieb geringeren Ketten- und damit Reibungskräfte, die ein von Haus aus eingeschränkteres, absolutes Reduktionspotenzial bieten. Hinzu kommt, dass sich der Entfall der Reibungskraft zwischen Schienen und Laschenrücken infolge des größeren Übersetzungsverhältnisses weniger stark auf das Schleppmoment auswirkt.

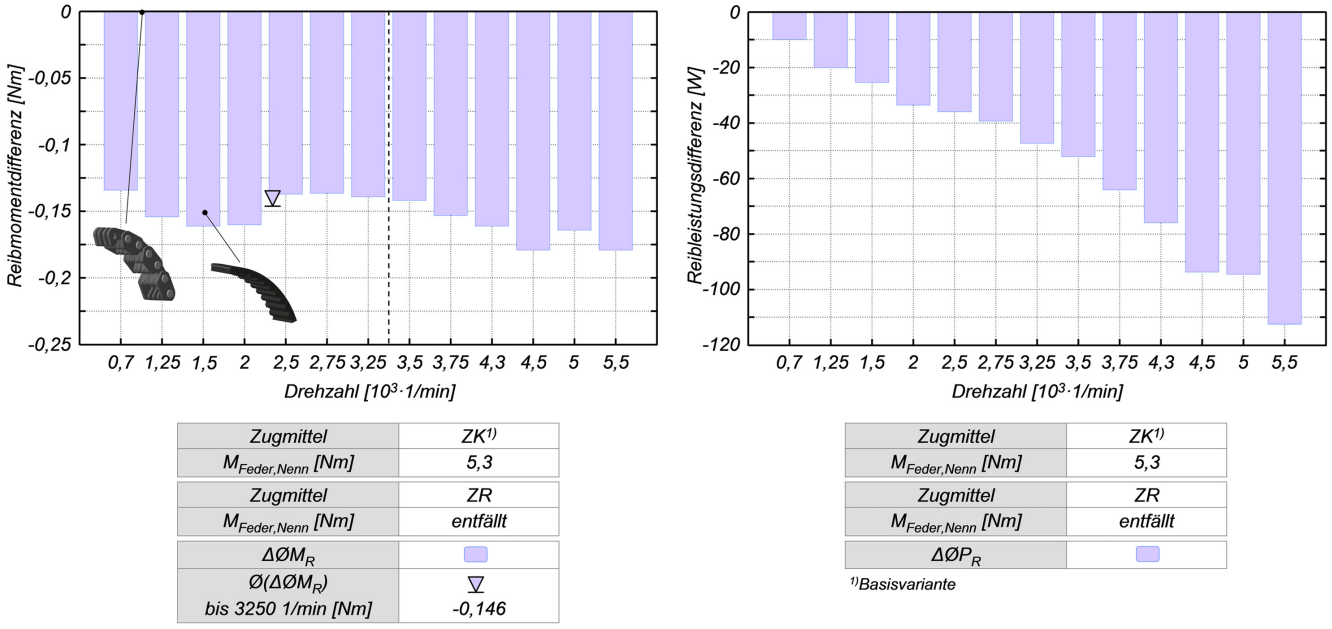


Abbildung 6.23: Gegenüberstellung der von nasslaufendem Zahnriemen und Zahnketten verursachten Reibmomente und -leistungen im Ölpumpentrieb

6.3.4 Zusammenfassung der Messergebnisse

Die Experimente im Steuertrieb verdeutlichen, dass über Zahn-, Hülsen- und Rollenketten hinweg, nur von der mittleren Kettenkraft im Lostrum ausgehend, eine Prognose, welche Kettenart aus Sicht einer minimalen Verlustleistung zu präferieren ist, als nicht zulässig eingestuft werden muss. Die Gründe liegen zum einen in differierenden Reibungskoeffizienten infolge unterschiedlicher Beanspruchungskollektive sowie abweichender Strukturen der tribologischen Einzelkontakte. Zum anderen beeinflussen die zu den Formeigenschaften zählenden Abmessungen direkt die in den Kontakten entstehende Reibleistung. Selbst bei konstantem Reibungskoeffizienten führen allein die größeren Bolzendurchmesser von Hülsen- und Rollenketten rechnerisch zu einer Erhöhung des Reibmoments im Kettengelenk, ihre größeren Teilungen zu steigenden Stoßkräften während des Einlaufs eines Glieds in die Kettenradverzahnung und die größeren Teilkreisradien zu erhöhten Gleitgeschwindigkeiten auf den Schienenoberflächen. Die Rollenkette vermag diese negativen Effekte infolge der tribologisch günstigeren Verhältnisse während des Kettenradeinlaufs und der niedrigeren mittleren Kettenkräfte auszugleichen und verursacht bei identischer Konfiguration des Spannelements nahezu im gesamten Motordrehzahlbereich die geringste Verlustleistung.

Es sei an dieser Stelle einerseits darauf hingewiesen, dass die Absolutbeträge der Differenzen von der wirksamen Kettenkraft und damit von den Anregungen der An- und Abtriebswellen abhängen. Hierzu zählen auch ihre mittleren Schleppmomente, deren Abnahme tendenziell eine Verringerung der absoluten Reibmomentdifferenzen zwischen den Kettenarten erwarten lässt. Andererseits ist es denkbar, dass die hochdynamischen Belastungen im Steuertrieb ein elastisches Durchbiegen der Bolzen von Hülsen- und Rollenketten und damit einhergehende Kantenträger an den Hülsenenden hervorrufen. Ihre Folge könnte eine Erhöhung der Reibungszahl sein, die bei gleicher, aber konstanter Kettenkraft nicht auftreten und in diesem Belastungsfall eine Reduzierung der Reibleistung der herkömmlichen Stahlgelenkketten gegenüber der Zahnkette bedingen würde, deren Bolzen zwischen den Führungslaschen mehrfach gestützt werden.

Die Messergebnisse zeigen vielmehr auf, dass eine Optimierung hinsichtlich der Verlustleistung immer triebspezifisch zu erfolgen hat. Daher enthält ein Vergleich unterschiedlicher Kettenarten ohne Berücksichtigung der auf das Zugmittel und die Wellenanregungen abgestimmten Konfiguration des Spannelements meist nicht die aus Anwendersicht gewünschte Aussage. Da die Auswirkungen einer Minimierung von Federvorspannkraft und Dämpfungsvermögen, unter gleichzeitiger Rücksichtnahme auf die kettentriebsdynamischen Grenzwerte, nachweislich die Größenordnung der zwischen den Zugmitteln bestehenden Reibleistungsdifferenzen annehmen können, stellt sie eine unabdingbare Prämisse für das Ausschöpfen des vollständigen Reibleistungspotenzials der jeweiligen Getriebeart dar. Im untersuchten Steuertrieb ist es dadurch möglich, den Reibungsnachteil der Zahnkette überzukompensieren.

Die Abhängigkeit der Reibung von der Konfiguration des Kettenspanners ist auf den im Öl betriebenen Zahnriemen übertragbar. Folglich macht ein umfassender Reibleistungsvergleich auch für dieses Zugmittel eine im befeuerten Betrieb stattfindende Abstimmung desselben erforderlich. Der maßgebliche Anteil der Verbesserung des Reibungsverhaltens resultiert aber aus dem teilweisen bzw. gänzlichen Entfall des Kontakts zwischen Riemenrücken und Führungs- bzw. Spannschienen. Jedoch hat der Betrag des erschlossenen Potenzials über einen befeuerten Motorbetrieb von 900 h hinweg nur bedingt Bestand. Das Verhärten der Elastomerbestandteile des eingesetzten Riemens erhöht die Walkarbeit während der Umlenkvorgänge und führt zu einer Schmälerung des ursprünglich ausgewiesenen Vorteils. Inwiefern dieses Verhalten auf ölbeständige Riemen generell übertragbar ist und in diesem Zusammenhang ein grundlegender Entwicklungsbedarf besteht, soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit ebenso wenig beantwortet werden wie die Frage nach seiner dauerhaften Volumenkonstanz, wenn er über Blow-By-Gase mit Kraftstoff in Berührung kommt. Sie zeigt stattdessen auf, dass ein ölbeständiger Zahnriemen im eingelaufenen Neuzustand sowohl im Ausgleichswellen- als auch im Ölpumpentrieb die Reibung des Kettentriebs signifikant reduzieren kann, dass aber die Bewertung der Reibleistung der etwaigen Veränderlichkeit der Materialeigenschaften Beachtung schenken muss.

7 Ermittlung der isolierten Kettentriebsreibung im geschleppten und befeuerten Verbrennungsmotor

Die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Untersuchungen beschränken sich auf die Variationen, deren Auswirkungen auf die Reibleistung von Steuer-, Ausgleichswellen- und Ölpumpentrieb den Schleppmessungen zugänglich sind. Hingegen erfordert die Bestimmung der Einflüsse von Motordrehmoment und Kraftstoffeinspritzdruck auf die Reibungsverluste im Steuerkettentrieb die Kenntnis der tatsächlich im Kettentrieb entstehenden Reibleistung. Eine Möglichkeit, diese zu ermitteln, eröffnet die Subtraktion der Leistungen der Abtriebskettenräder von der Leistung des Antriebskettenrads. Das grundlegende Messprinzip, das damit auf der Erfassung der Winkelgeschwindigkeiten sowie der an Kurbel- und Nockenwellen wirksamen Schnittmomente beruht, skizziert Abbildung 7.1. Sie verdeutlicht ferner die Schwierigkeit, dass der Isolationsgrad der Kettentriebsreibung mit zunehmender Entfernung der gewählten Schnittebenen von den die Drehmomente übertragenden Kettenradverzahnungen abnimmt und gleichermaßen Überschätzungen der Antriebsleistung des Steuerkettentriebs sowie Unterschätzungen der Abtriebsleistung von Ein- und Auslassnockenwelle bewirkt. Die Integration der Messwertaufnehmer in den Verbrennungsmotor ist daher obligatorisch. Um beurteilen zu können, inwieweit anwendungsspezifische Drehmomentsensoren der Anforderung nach einer hinreichenden Messergebnisqualität trotz bestehender Bauraumrestriktionen, thermischer Belastungen und des Kontakts mit Motoröl genügen, findet eine experimentelle Gegenüberstellung zweier Messverfahren statt.

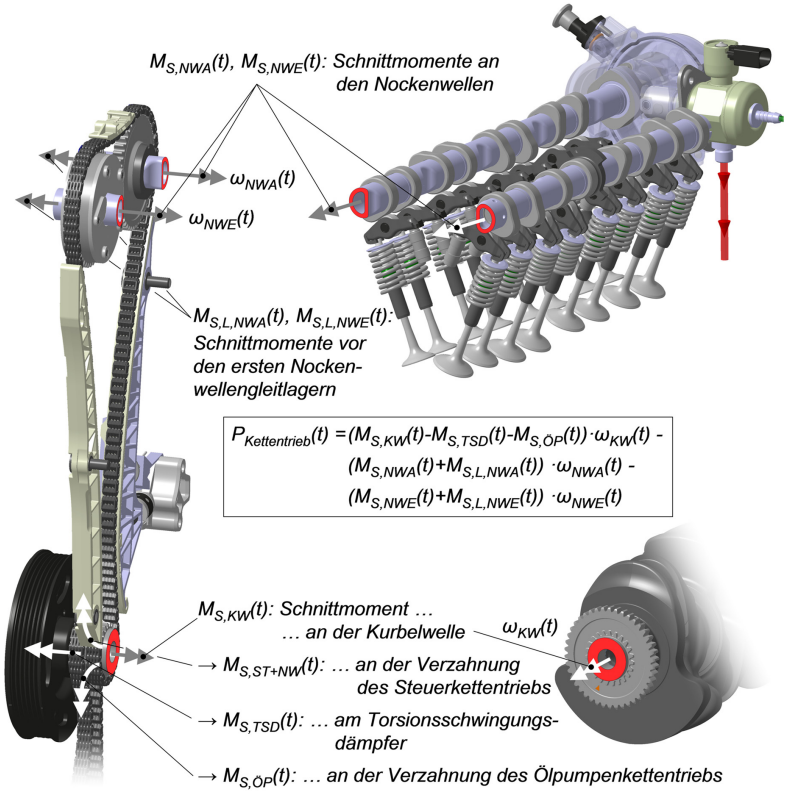


Abbildung 7.1: Grundlegendes Prinzip zur Ermittlung der Reibleistung im Steuerkettentrieb

7.1 Experimentelle Gegenüberstellung von Mess- und Signalübertragungstechniken

Aufgrund des sowohl in radialer als auch axialer Richtung begrenzten Platzangebots eignen sich für die Messaufgabe und die Gegenüberstellung insbesondere magnetostriktive Messverfahren und Dehnungsmessstreifen. Wie in Abbildung 7.2 illustriert, soll im Fall der Verformungsmessung ferner die Möglichkeit

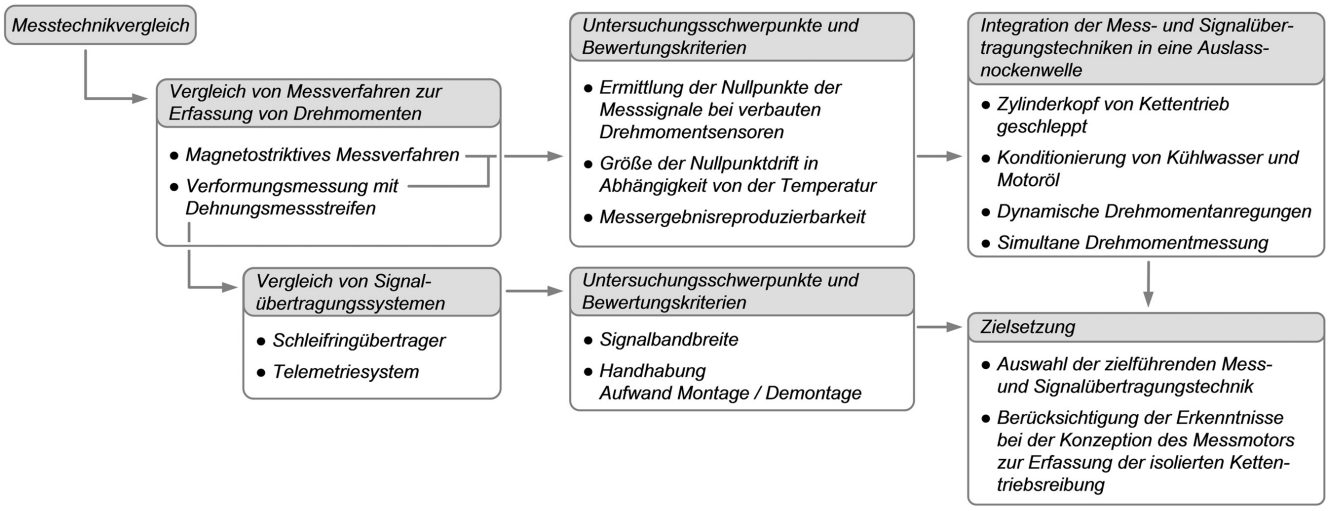


Abbildung 7.2: Umfang der Gegenüberstellung von magnetostriktivem Messverfahren und DMS

bestehen, die Signale mit einem Schleifringübertrager oder alternativ mit einem Telemetriesystem von der Welle auf das stationäre Messsystem zu übertragen. Die Absicht, eine zufällige Beeinflussung der Messergebnisse infolge nur bedingt reproduzierbarer motor- und prüfstandsperipherer Randbedingungen auszuschließen und den Vergleich auf die Zeitverläufe ausdehnen zu können, erfordert die simultane Aufzeichnung der wirkenden Drehmomente. Deren Realisierung gestattet die Integration beider Messwertaufnehmer in dieselbe Auslassnockenwelle.

7.1.1 Integration der Mess- und Signalübertragungstechniken im Zylinderkopf

Die den Messungen zugrunde liegende Schleppattrappe umfasst die Kurbelwelle, den Steuerkettentrieb sowie die Ein- und Auslassnockenwelle. Kraftstoff- und Vakuumpumpe sind entsprechend Abbildung 7.3 nicht verbaut. Das Aggregat wird auf dem Reibleistungsprüfstand betrieben und nutzt dessen Konditionieranlagen für die Öl- und Kühlmittelversorgung gemäß Abbildung 6.6. Damit bewegen sich die erreichbaren Wiederholgenauigkeiten der Fluidtemperaturen und -drücke innerhalb der von den Reibleistungsmessungen bekannten Toleranzbereiche (vgl. Abbildung 6.9).

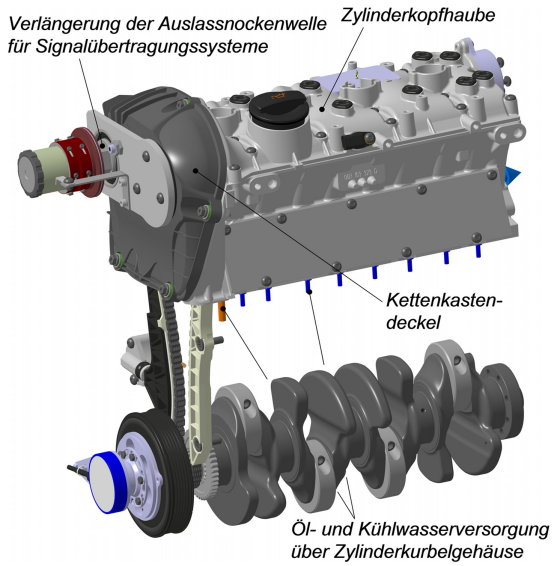


Abbildung 7.3: Grundlegender Aufbau der Schleppattrappe

Abbildung 7.4 zeigt den Zylinderkopf ohne Zylinderkopfhaube und Kettenkastendeckel in der Draufsicht. Während Steuer- und einlassseitiger Ventiltrieb unverändert bleiben, entfallen die Ventile und Rollenschlepphebel der Zylinder 1 bis 3 auf der Auslassseite. Im gewonnenen Bauraum zwischen dem dritten und fünften Nockenwellenlager finden beide Messverfahren Platz, wobei das Aussparen des vierten Gleitlagers zudem gewährleistet, dass die Sensoren die gleichen Drehmomente erfahren. Diese resultieren zum einen aus der Betätigung der Ventile des vierten Zylinders durch zwei um 180 °NW versetzte Nocken, zum anderen besteht die Möglichkeit der Einleitung eines statischen Drehmoments über ein Hebelarm-Masse-System am Ende der Auslassnockenwelle.

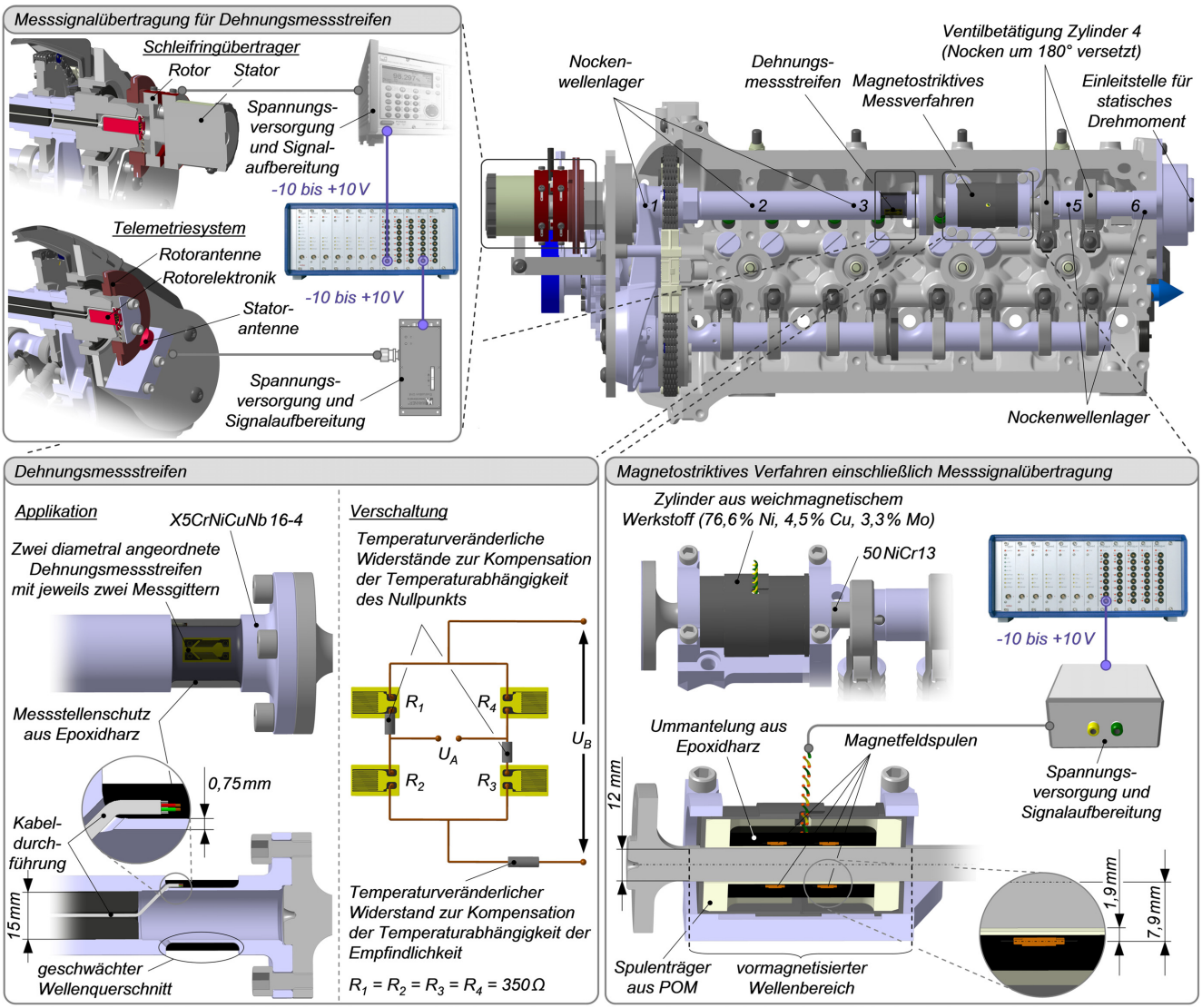


Abbildung 7.4: Integration der Messwertaufnehmer und Signalübertragungssysteme in die Auslassnockenwelle [Man06] [Hotb]

Die Verformungsmessung greift auf vier Messgitter zurück, deren Applikation unter einem Winkel von 45° zur Wellenachse auf einem geschwächten Wellenquerschnitt stattfindet. Ihre Anordnung und Verschaltung zu einer Vollbrücke sollen die Messabweichungen infolge von parasitären Belastungen und Wärmedehnungen minimieren. Verbleibende thermische Auswirkungen auf die Empfindlichkeit und das Nullpunktsignal werden bei homogener Erwärmung der Welle durch empirisch bestimmte, temperaturabhängige Widerstände in den Versorgungsleitungen und den Brückenarmen auf maximal 0,1 %/10°K beschränkt. Die Übertragung von Speise- und Brückenausgangsspannung zwischen rotierender Welle und ortsfestem Messsystem gestatten wahlweise ein Telemetriesystem (Manner 1-Kanal PCM-Telemetriesystem) oder ein Schleifringübertrager (HBM SK6). Ihre grundlegenden Funktionsweisen, die zur Spannungsversorgung und Signalaufbereitung erforderlichen elektronischen Komponenten finden sich in Abschnitt 2.3.4, die Spezifikationen der hier eingesetzten Messketten sind Abbildung 7.5 zu entnehmen. Im Zusammenhang mit dem berührungsbehafteten Übertragungsverfahren sei ergänzt, dass diese Variante ein amplitudenmoduliertes Wechselspannungssignal mit einer Trägerfrequenz von 4,8 kHz nutzt, welches eine Verringerung von Messabweichungen durch prinzipbedingte Widerstandsänderungen und Thermospannungen erlaubt.

	Dehnungsmessstreifen …		Magnetostriktives Messverfahren
	… in Kombination mit Telemetriesystem (MANNER PCM Einkanaltelemetrie)	… in Kombination mit Schleifringübertrager (HBM SK6) mit Trägerfrequenzverstärker (HBM MGCplus, ML55B)	
Nenndrehmoment	(±) 30 Nm	(±) 30 Nm	(±) 30 Nm
Grenzfrequenz (-3 dB)	1 kHz	1,55 kHz	5 kHz
maximale Auflösung	16 bit	22 bit	12 bit
Kalibrierung der Messkette	Hebelarm-Masse-System	Hebelarm-Masse-System	Hebelarm-Masse-System
Temperatureinfluss auf den Nullpunkt TK_0	< ± 0,1 % von M_{Nenn}/10 K (Messkette bestehend aus Spannungsversorgung, Verkabelung, Dehnungsmessstreifen, Signalübertragungselement und Signalaufbereitungselektronik)		keine quantitative Angabe (keine empirische Temperaturkompensation durchgeführt)
Temperatureinfluss auf den Kennwert TK_C	< ± 0,1 % von M_{Nenn}/10 K (Messkette bestehend aus Spannungsversorgung, Verkabelung, Dehnungsmessstreifen, Signalübertragungselement und Signalaufbereitungselektronik)		keine quantitative Angabe (keine empirische Temperaturkompensation durchgeführt)
Nenntemperaturbereich	+20 bis +125 °C (Dehnungsmessstreifen)		bis +150 °C (Magnetfeldspulen) -20 bis +185 °C (vormagnetisierte Welle)
	-25 bis + 125 °C (Telemetrie)	-10 bis +60 °C (Schleifringübertrager)	
Hysterese	< ± 0,148 % von M_{Nenn}		< ± 0,585 % von M_{Nenn}

Abbildung 7.5: Kenngrößen der eingesetzten Messketten

Die Umsetzung des magnetostriktiven Messsystems beruht auf einer partiell vormagnetisierten Vollwelle aus 50 NiCr13. Sie ist über eine Flanschverbindung unmittelbar an die mit Dehnungsmessstreifen beklebte Hohlwelle angeschlossen. In Abhängigkeit von der Höhe der eingeleiteten Torsionsbelastung kommt es zu einer zeitlichen Veränderung des magnetischen Flusses. Ihre Größe erfasst ein nach dem Saturationskernprinzip arbeitender Magnetfeldsensor. [Lem05b] Seine Kernelemente sind vier Spulen mit weichmagnetischen Kernen, die paarweise unter- und oberhalb der Welle in einem Abstand von 1,9 mm von deren Mantelfläche angeordnet sind. Die Aufnahme der Spulen, eine Ummantelung aus Epoxidharz, trägt ein Gehäuse aus Polyoxymethylen, das zur Abschwächung externer Magnetfelder von einem zweiteiligen Stahlzylinder hoher Permeabilität umschlossen wird. Die den Spulen nachgeschaltete Signalaufbereitungselektronik erzeugt ein Analogsignal, welches das in Kapitel 4.1 beschriebene ROTEC-Messsystem zeitsynchron zum Drehmomentsignal der Dehnungsmessstreifen aufzeichnet.

Gemäß der Berechnungsergebnisse aus der Mehrkörpersimulation des Ventiltriebs mit ADAMS/ENGINE (vgl. Abschnitt 4.3.2.1) verursacht die Betätigung zweier diametral platzierter Nocken im Motordrehzahlbereich zwischen 800 und 6 500 $^1/_{min}$ maximale Drehmomentamplituden von 10,2 Nm an der Auslassnockenwelle. Die davon ausgehenden rechnerischen Auslegungen der Querschnitte sehen bei einem Nenndrehmoment von 30 Nm an den Wellenoberflächen auftretende Hauptdehnungen von 0,7 $^{mm}/_{m}$ für die Hohlwelle und 0,6 $^{mm}/_{m}$ für die Vollwelle vor. Trotz dieser ausreichend großen Messsignale liegen die ersten Torsions- und Biegeeigenfrequenzen des Wellenverbunds mit 704 bzw. 1 370 Hz bis zur 12. Wellenordnung außerhalb des Frequenzbereichs der Ventiltriebsanregungen.

Die Zuordnung von mechanischer Eingangsgröße zu elektrischer Ausgangsgröße erfolgt unabhängig vom Messverfahren durch die Belastung der Wellen mit reinen Drehmomenten in Hebelarm-Masse-Systemen. Dabei erstreckt sich der Kalibriervorgang jeweils auf die Messkette, bestehend aus Spannungsversorgung, Verkabelung, Drehmomentsensor, Signalübertragungselement und Signalaufbereitungselektronik.

7.1.2 Ergebnisse und Schlussfolgerungen aus dem Messtechnikvergleich

Im Vergleich zum Reibleistungsprüfstand spielt die Ermittlung der tatsächlichen Nullpunktsignale der einzelnen Drehmomentaufnehmer beim Reibleistungs-Messmotor eine bedeutendere Rolle. Eine Ursache liegt darin begründet, dass infolge der Integration der Messkörper in die Nockenwelle erhöhte Spannungen und folglich größere Diskrepanzen zwischen Kalibrier- und Messzustand zu erwarten sind. Nachweisen lassen sich diese anhand von statischen Drehmomentbelastungen, die durch das Hebelarm-Masse-System aus Abbildung 7.6 ① erzeugt und, reduziert um die Reibmomente des fünften und sechsten Nockenwellenlagers, auf die Messwertaufnehmer übertragen werden. Der Einfluss des Verbaus äußert sich in den

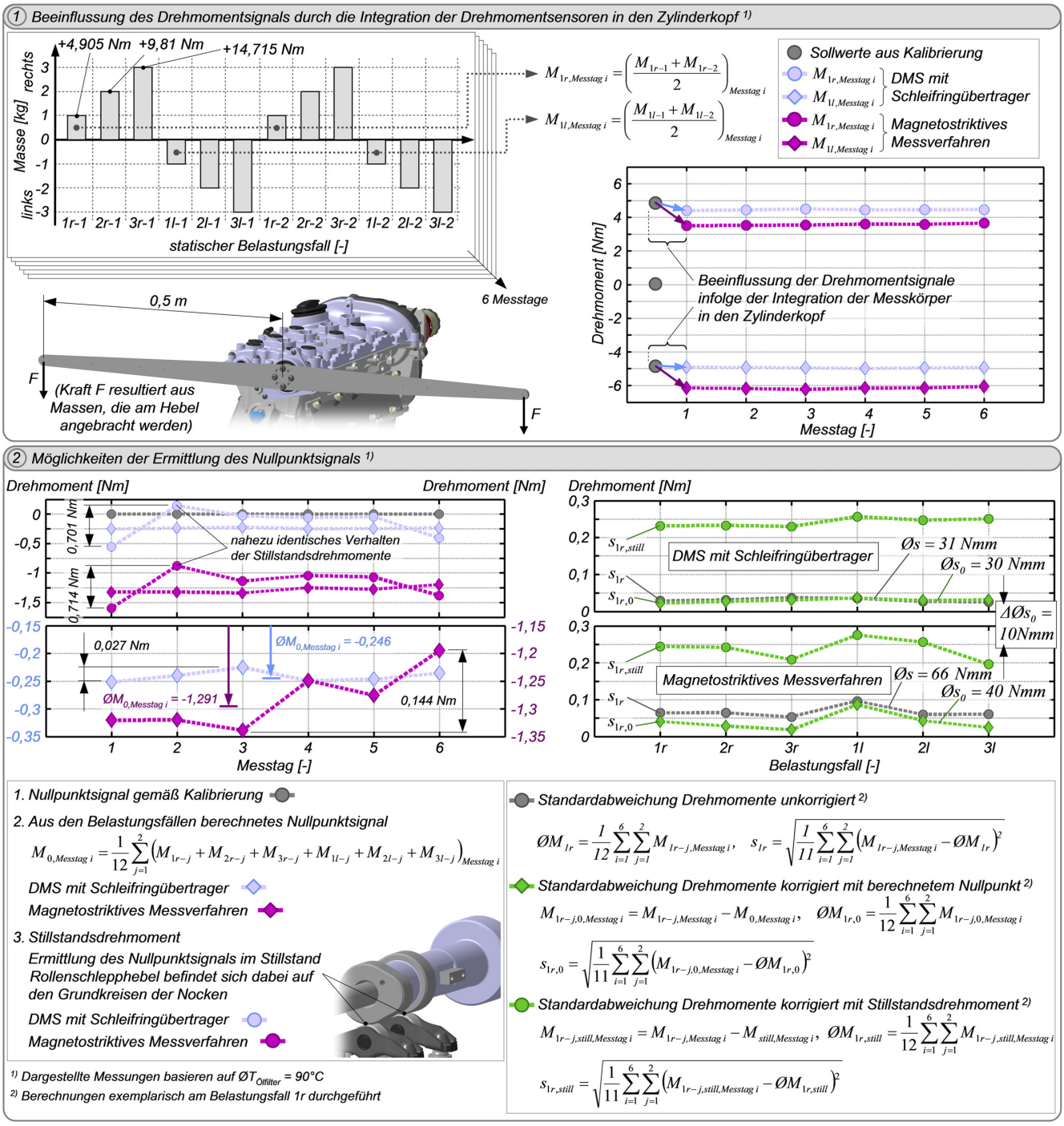


Abbildung 7.6: Notwendigkeit und Möglichkeiten der Ermittlung der Nullpunktsignale nach der Integration der Drehmomentaufnehmer im Zylinderkopf

Ausgangssignalen beider Messsysteme, wenngleich die Signal- und damit Nullpunktverschiebungen beim magnetostriktiven Verfahren nicht nur für die dargestellte Drehmomentbelastung von +4,905 Nm stärker in Erscheinung treten. Dem Ausweisen von Reibleistungspotenzialen genügt prinzipiell das Sicherstellen der Konstanz eines derart beliebigen Nullpunkts über die Messreihen hinweg. Hingegen verlangt das auf Bildung von Leistungsdifferenzen basierende Funktionsprinzip des Reibleistungsmotors die Bestimmung der absoluten Nullpunktlage jedes Sensors im Verbauzustand.

Theoretisch gestattet das Überführen der Drehmomentaufnehmer in einen belastungsfreien Zustand das Auffinden des Nullpunktsignals. Jedoch verbleiben auch nach dem Verdrehen der Nockenwelle, wenn die Rollenschlepphebel nur auf den Grundkreisen der Ventilnocken anliegen, Stillstandsdrehmomente. Ihre quantitative Veränderung zwischen den Messtagen ist, wie Abbildung 7.6 ② belegt, weitgehend unabhängig vom Messsystem und daher primär als Folge der Reibmomente in den Nockenwellenlagern zu interpretieren. Darüber hinaus belaufen sich die Schwankungsbreiten der Stillstandsdrehmomente trotz identischer Randbedingungen hinsichtlich rotatorischer Wellenposition, Schmierstoffdruck und -temperatur auf 0,714 bzw. 0,701 Nm und verbieten allein dadurch eine wiederholbare Festlegung des Nullpunkts.

Weitaus reproduzierbarere Ergebnisse ermöglicht das aus den statischen Belastungsfällen abgeleitete Nullpunktdrehmoment $M_{0,Messtag\,i}$. Die dem zugrunde liegenden Messwerte werden während des Aufbringens von sechs zum Nullpunkt symmetrischen Drehmomentpaaren (vgl. Abbildung 7.6 ①) aufgezeichnet und entsprechend Abbildung 7.6 ② arithmetisch gemittelt. Die Schwankungsbreite der an sechs Messtagen ermittelten Nullpunktsignale reduziert sich mit dieser Vorgehensweise auf 0,144 bzw. 0,027 Nm. Dass überdies die dabei auftretenden Differenzen zwischen den berechneten Nullpunkten, insbesondere im Fall des magnetostriktiven Verfahrens, vorwiegend messsystembedingt sind, legt die Betrachtung der Streuung der insgesamt zwölf Messwerte des jeweiligen Belastungsfalls nahe. Deren Korrektur mit den Nullpunktdrehmomenten $M_{0,Messtag\,i}$ erlaubt eine Einschränkung ihrer Standardabweichungen von s auf s_0. Sie unterstreicht die Richtigkeit der angewandten Methodik und verkleinert den durchschnittlichen Nachteil des magnetostriktiven Messsystems gegenüber den Dehnungsmessstreifen $\Delta\emptyset s_0$ im Hinblick auf die Konstanz der messtäglichen Nullpunkte auf 10 Nmm.

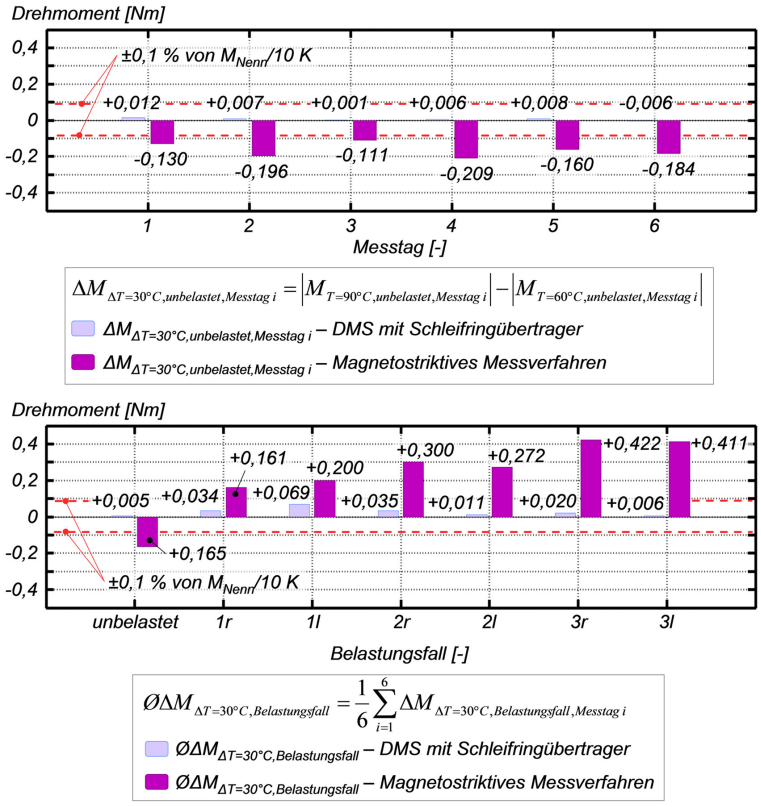


Abbildung 7.7: Einfluss der Temperatur auf Nullpunktsignal und Empfindlichkeit

Zugegebenermaßen eröffnet die beschriebene Vorgehensweise zur Bestimmung des Nullpunktdrehmoments, in Verbindung mit externen Konditionieranlagen für Kühlmittel und Motoröl, die Möglichkeit, einen temperaturbedingten Nullpunktdrift auszugleichen. Aufgrund nicht vermeidbarer, zusätzlicher Wärmeeinträge infolge von Verbrennungsprozessen und Reibungsvorgängen im Motorbetrieb umfasst die Gegenüberstellung dennoch eine Versuchsreihe, innerhalb der die zunächst unbelasteten Messkörper eine durch die Fluide eingeleitete Temperaturerhöhung von 30 °C erfahren. Wie dem oberen Diagramm aus Abbildung 7.7 zu entnehmen, beträgt die dabei feststellbare Veränderung des Nullpunktsignals bei den Dehnungsmessstreifen maximal 0,008 Nm. Sie unterschreitet demnach die in der Spezifikation garantierten Grenzwerte von 0,09 Nm deutlich. Demgegenüber reagiert das magnetostriktive Messverfahren mit einer größeren Messabweichung. Diese lässt sich, entsprechend dem unteren Diagramm aus Abbildung 7.7, ebenso bei belasteten Messwertaufnehmern beobachten.

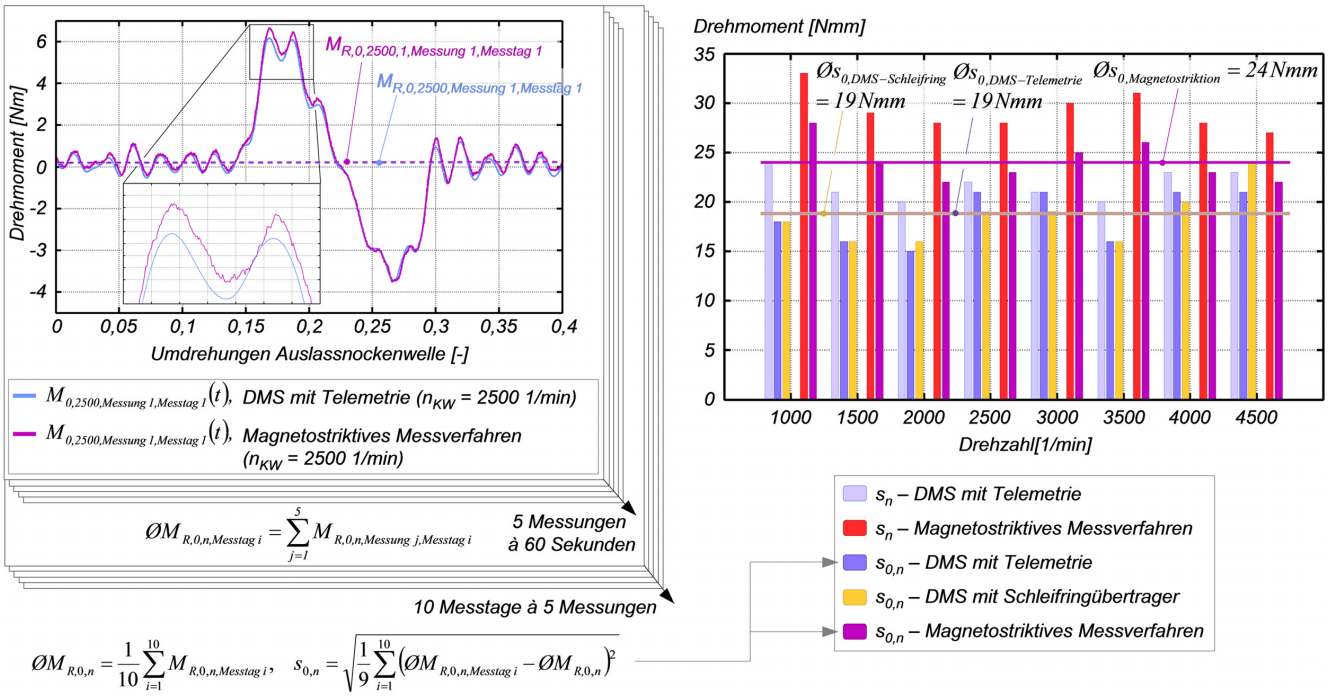


Abbildung 7.8: Untersuchungen zu den erreichbaren Ergebnisreproduzierbarkeiten der Messsysteme bei geschleppter Auslassnockenwelle

Lassen die auf den statischen Drehmomentbelastungen beruhenden Untersuchungen bereits erste Rückschlüsse auf die erreichbaren Reproduzierfähigkeiten beider Messsysteme zu, das maßgeblichere Kriterium, da näher am angestrebten Anwendungsfall, stellt die Wiederholbarkeit der während des Schleppbetriebs aufgezeichneten Drehmomente dar. Deren Zeitverläufe $M_{n,Messung\ j,Messtag\ i}(t)$, bewertet mit den statischen Nullpunktdrehmomenten $M_{0,Messtag\ i}$, bilden die dominanten niederfrequenten Vorgänge der Ventilbetätigung gemäß Abbildung 7.8 nahezu identisch ab. Erst die Vergrößerung der Graphen $M_{0,n,Messung\ j,Messtag\ i}(t)$ verdeutlicht, dass die Erfassung hochfrequenter Torsionsschwingungen dem magnetostriktiven Messverfahren vorbehalten bleibt, da das berührungslose Übertragungssystem die Frequenz der von den Dehnungsmessstreifen erzeugten Ausgangssignale auf 1 kHz begrenzt. Die Quantifizierung ihrer Reproduzierbarkeit fußt auf der Standardabweichung von zehn, an unterschiedlichen Messtagen aufgenommenen Reibmomenten $ØM_{R,0,n,Messtag\ i}$, die jeweils aus den arithmetischen Mittelwerten $M_{R,0,n,Messung\ j,Messtag\ i}$ von fünf Messungen à 60 Sekunden gewonnen werden. Im untersuchten Drehzahlbereich zwischen 1 000 und 4 500 $^1/_{min}$ bescheinigen die Ergebnisse der Verformungsmessung zum einen eine durchgängig geringere Streuung, die sich weitgehend unabhängig vom verwendeten Signalübertragungssystem zeigt. Zum anderen bestätigen sie mit der Möglichkeit der Einschränkung von Messabweichungen durch die Berücksichtigung der messtäglichen Nullpunktdrehmomente $M_{0,Messtag\ i}$, deren Bedeutung für die Wiederholbarkeit der im geschleppten Betrieb erzielten Messergebnisse.

Unter Beachtung der mit dem Reibleistungs-Messmotor verfolgten Zielsetzungen aus Abbildung 5.1 sind von den in Abbildung 2.29 zusammengefassten Kriterien die Reproduzierbarkeiten bei dynamischer Aufnehmerbelastung sowie die Auswirkungen von Temperaturveränderungen von zentraler Bedeutung. Erstgenannte wirken sich primär auf den Betrag des isolierten Reibmoments des Steuerkettentriebs aus. Am Beispiel der Dehnungsmessstreifen abgeschätzt, kann sich dessen Streuung unter der Annahme, dass sich die dreifache Standardabweichung zufälliger Messabweichungen unabhängig vom Drehmomentaufnehmer auf jeweils 0,057 Nm beläuft, infolge von Übersetzungsverhältnis und Differenzbildung zwar theoretisch auf bis zu 0,114 Nm summieren. Die dieser Gesamtabweichung entsprechende Wahrscheinlichkeit beträgt,

	Dehnungsmessstreifen…				Magnetostriktives Messverfahren	
	… in Kombination mit Telemetriesystem (MANNER PCM Einkanaltelemetrie)		… in Kombination mit Schleifringübertrager (HBM SK6) mit Trägerfrequenzmessverstärker (HBM MGCplus, ML55B)			
Reproduzierbarkeit der ermittelten Nullpunktdrehmomente	+	Maximale Abweichung zwischen sechs Messtagen: 0,027 Nm			−	Maximale Abweichung zwischen sechs Messtagen: 0,144 Nm
Reproduzierbarkeit der Messwerte bei statischer Belastung	+	Mittlere Standardabweichung während sechs statischer Belastungsfälle: 0,030 Nm			+	Mittlere Standardabweichung während sechs statischer Belastungsfälle: 0,040 Nm
Reproduzierbarkeit der Messwerte bei dynamischer Belastung	+	Mittlere Standardabweichung zwischen 1000 und 4500 1/min: 0,019 Nm			+	Mittlere Standardabweichung zwischen 1000 und 4500 1/min: 0,024 Nm
Temperatureinfluss auf den Nullpunkt	+	Maximale Abweichung bei einer Temperaturerhöhung um 30°C: 0,008 Nm			−	Maximale Abweichung bei einer Temperaturerhöhung um 30°C: 0,209 Nm[1)]
Temperatureinfluss auf das Ausgangssignal bei Belastung der Drehmomentaufnehmer	o	Maximale Abweichung bei einer Temperaturerhöhung um 30°C: 0,069 Nm			−	Maximale Abweichung bei einer Temperaturerhöhung um 30°C: 0,411 Nm[1)]
Messwertauflösung	+	16 bit	+	22 bit	+	12 bit
Grenzfrequenz	o	1 kHz	o	1,55 kHz	+	5 kHz
Beständigkeit gegenüber Schmierstoff und Temperaturgradienten	+	Keine Beschädigungen nach Beendigung der Messungen feststellbar	+	Keine Beschädigungen nach Beendigung der Messungen feststellbar	+	Keine Beschädigungen nach Beendigung der Messungen feststellbar
Umfang der Beeinflussung der Reibung von Ketten- und Ventiltrieb	+	Es entstehen keine zusätzlichen Reibmomente	o	Positionierung der Schleifringübertrager außerhalb des Motors bedingt zusätzliche Radialwellendichtringe	+	Es entstehen keine zusätzlichen Reibmomente
Erreichbarer Isolationsgrad von Ketten- und Ventiltriebsreibung	+	Telemetrie ist im Motor angeordnet → Isolierte Erfassung der Kettentriebsreibung möglich, wenn DMS im Kettenradkörper appliziert werden	o	Schleifringübertrager ist außerhalb des Motors angeordnet → Reibmomente der Radialwellendichtringe führen zur Erhöhung der Ventiltriebsreibung	o	Drehmomentaufnehmer erfordern idealerweise einen konstanten Wellenquerschnitt auf einer Länge von 20 mm → Reibmomente der ersten Nockenwellenlager Bestandteil der Kettentriebsreibung
Konstruktiver Aufwand für die Integration der Mess- und Signalübertragungstechniken in den Verbrennungsmotor	o	Schwächung der Wellenquerschnitte und separate Kabelführung erforderlich	o	Schwächung der Wellenquerschnitte und separate Kabelführung erforderlich	+	Schwächung der Wellenquerschnitte erforderlich

Entscheidung für Dehnungsmessstreifen und Telemetrie als Mess- und Signalübertragungssysteme für den Reibleistungs-Messmotor

+ Kriterium im Hinblick auf die Anforderungen des Reibleistungs-Messmotors gut erfüllt

o Kriterium im Hinblick auf die Anforderungen des Reibleistungs-Messmotors akzeptabel erfüllt

− Kriterium im Hinblick auf die Anforderungen des Reibleistungs-Messmotors nicht erfüllt

[1)] Keine empirische Temperaturkompensation durchgeführt

Abbildung 7.9: Zusammenfassende Beurteilung von Dehnungsmessstreifen und magnetostriktivem Messverfahren

die Unabhängigkeit der Einzelabweichungen vorausgesetzt, jedoch nur $4{,}92 \cdot 10^{-7}$ %. Auf 0,27 % vergrößert, reduzieren sich die zufälligen Messabweichungen bei der Ermittlung der isolierten Kettentriebsreibung auf 0,047, im Fall des magnetostriktiven Messsystems auf 0,058 Nm. Vor dem Hintergrund der formulierten Zielsetzung, das Reibmoment des Zugmitteltriebs, das erwartungsgemäß im Bereich von 1 Nm liegt (vgl. Abbildung 6.1), messtechnisch zu quantifizieren, erscheinen die Genauigkeiten beider Verfahren ausreichend. Eine hohe Ergebniswiederholbarkeit ist ebenso für die Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Reibmoment, Motordrehzahl, Motordrehmoment, Kraftstoffeinspritz- und Versorgungsöldruck erstrebenswert. Da deren Variation applikativ und die Messwertaufnahmen damit nahezu zeitsynchron erfolgen können, erlangen hier die Stabilitäten von Nullpunktsignal und Sensorempfindlichkeit während etwaiger Temperaturänderungen aber die größere Bedeutung. In diesem Zusammenhang verifizieren die Ergebnisse einerseits, dass empirische Kompensationsmaßnahmen, wie bei den Dehnungsmessstreifen durchgeführt, unabdingbar sind. Andererseits empfiehlt es sich, die Messkörpertemperatur kontinuierlich

zu erfassen, um thermisch bedingte Unplausibilitäten im Nachgang der Messwertaufnahmen erkennen zu können.

Neben den Vorteilen in Bezug auf eine hohe Ergebniswiederholbarkeit und geringe Temperaturabhängigkeit lässt die Verformungsmessung in Kombination mit einer berührungslosen Signalübertragung die weitestgehendste Annäherung an das tatsächliche Reibmoment des Steuerkettentriebs zu. Die Grundlage bildet die alternative Applikation der Dehnungsmessstreifen im Kettenradkörper, die eine Zuordnung der Lagerreibung der ersten Nockenwellenlager zur Kettentriebsreibung vermeidet (vgl. Abbildungen 7.1 und 7.4). Hinzu kommt die Installation der Telemetrie im Motorinnenraum, die keine Verlängerung der Kettenradwellen erfordert und somit keine Erhöhung der vom Ventiltrieb verursachten Reibmomente infolge von Radialwellendichtringen bedingt. Aufgrund der geschilderten Aspekte ist die in den folgenden Abschnitten beschriebene Realisierung des Reibleistungs-Messmotors auf die Verwendung von Dehnungsmessstreifen in Verbindung mit Telemetriesystemen ausgerichtet.

7.2 Aufbau eines Simulationsmodells auf Basis des geschleppten Steuerkettentriebs

Die Auslegung der Messkörper, als Kompromiss zwischen ausreichender Verformung und Festigkeit, stützt sich auf die Kenntnis der an den Kettenradwellen wirksamen maximalen Drehmomentbelastungen. Deren Berechnung ermöglicht ein mechanisches Ersatzmodell des Steuerkettentriebs, welches im Mehrkörpersimulationsprogramm KetSim erstellt und anhand von messtechnisch zugänglichen Größen validiert wird.

7.2.1 Systemgrenzen und Kettentriebsanregungen

Die Berücksichtigung der inneren Anregungen infolge des kettentriebsimmanenten Polygoneffekts stellt die realistische Abbildung der diskreten Struktur des Zugmittels sowie der Konturen von Kettenlaschen und -rädern sicher. Demgegenüber erscheinen die aus der Funktionsweise des Verbrennungsmotors resultierenden äußeren Anregungen als eine Funktion der gewählten Systemgrenzen. Aufgrund der Komplexität eines den Ventil-, Ketten- und Kurbeltrieb gesamtheitlich abbildenden Modells findet ein Freischneiden des Getriebes, wie in Abbildung 7.10 verdeutlicht, an Führungselementen, Spannelement und Kettenrädern statt.

Die Vorgabe der auf die Antriebswelle aufgebrachten kinematischen Drehanregung erfolgt differenziert. Für den Abgleich des Berechnungsmodells ist die Grundlage der auf dem Reibleistungsprüfstand geschleppte Verbrennungsmotor. Der infolge der geringen Drehsteifigkeit des Zweimassenschwungrads torsionsweiche Antriebsstrang dieses Aufbaus erfordert im Simulationsmodell die Berücksichtigung der Interaktionen zwischen Kurbelwelle und Steuertrieb durch die elastische Modellierung der Antriebswelle. In Verbindung mit einer am freien Ende derselben eingeleiteten, als konstanten Winkelgeschwindigkeitsgradienten definierten Drehanregung bildet die berechnete Rotationsbewegung des Kettenrads den linearen Drehzahlhochlauf mit überlagerter Torsionsverformung realitätsnah ab. Hingegen findet im befeuerten Motorbetrieb die Einleitung der Antriebsdrehmomente an den Kurbelzapfen und damit zwischen Zweimassenschwungrad und Kettenrad statt. Hinzu kommt, dass die Steifigkeit und das Massenträgheitsmoment des gesamten Kurbeltriebs die des Steuer- und Ventiltriebs um ein Vielfaches übersteigen. Die genannten Gründe gestatten hier die Vernachlässigung der Wechselwirkungen zwischen Kettentrieb und Kurbelwelle und damit das Platzieren der kinematischen Anregung unmittelbar auf dem Kettenrad. Sie beinhaltet erneut den zeitunabhängigen Winkelgeschwindigkeitsgradient, dem am befeuerten Motor gemessene Drehungleichförmigkeiten in Form harmonischer Schwingungen bis zur 20. Motorordnung überlagert werden. Eine Übertragung dieser Annahmen auf die mit geringen Trägheiten

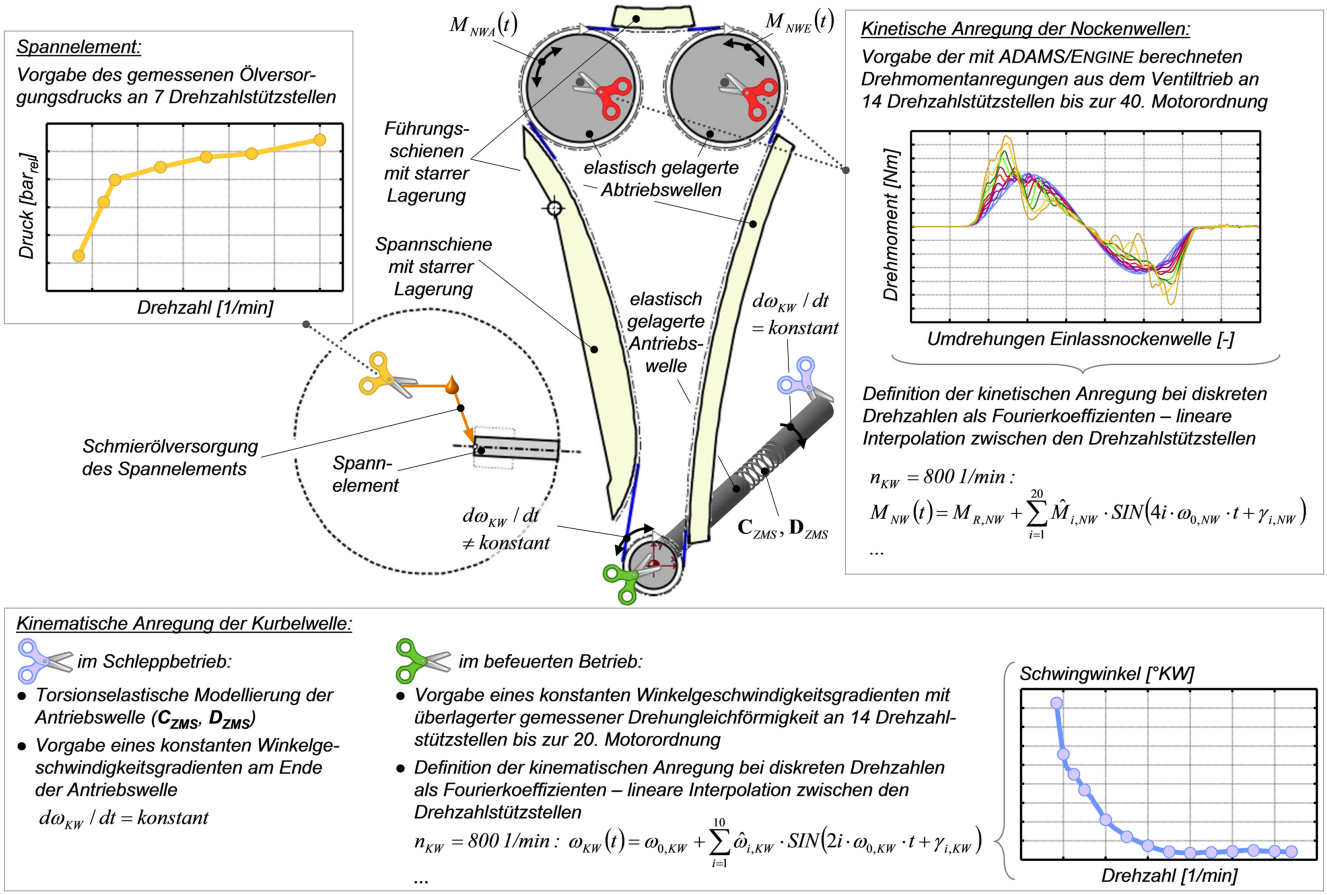


Abbildung 7.10: Schnittgrößen an den Systemgrenzen des Steuertriebsmodells

versehenen Nockenwellen ist nicht möglich. Die ihren Kettenrädern zugewiesenen Schnittgrößen sind kinetische Anregungen, die einem MKS-Modell des Ventiltriebs in ADAMS/ENGINE entstammen. Sie setzen sich aus einem drehwinkelunabhängigen Reibmoment mit überlagerten harmonischen Wechselmomentanteilen bis zur 40. Motorordnung zusammen. [FK97] [PBP99] [LSPH03] [Sch06] Die elastische Lagerung der An- und Abtriebswellen lässt an den Verzahnungen jeweils zwei translatorische Freiheitsgrade zu. Sie subsumieren ferner die Elastizitäten von Spann- und Führungsschienen sowie von deren Anbindungen an das Zylinderkurbelgehäuse. Ihre Systemgrenzen sind in Form starrer Lagerungen ausgeführt. Gleiches gilt für das Spannelement, dem als Schnittgröße zusätzlich der gemessene drehzahlabhängige Ölversorgungsdruck zugewiesen wird.

7.2.2 Modellierungselemente

Neben einer realitätsnahen Definition der das Spannelement und die Kettenräder beaufschlagenden Schnittgrößen hängt die Güte der Simulationsergebnisse gleichwohl von ihrer exakten Modellierung, nicht minder von einem geeigneten Abbilden der Zahnkette im Berechnungsmodell ab. Der vorliegende Abschnitt soll nicht dem Anspruch genügen, die Modellbildung lückenlos zu beschreiben. Er beschränkt sich auf die Darlegung das Modell kennzeichnender Merkmale.

Die für die Kettentriebsdynamik maßgebliche Längssteifigkeit der Steuerkette wird in einem Zugversuch ermittelt. Dem nichtlinearen Zusammenhang zwischen Kraft und Längenänderung in Abbildung 7.11 trägt das mechanische Ersatzmodell eines Zahnkettenkomplexes, bestehend aus Außen- und Innenglied, gemäß Abbildung 2.11 Rechnung. In Analogie zum realen Aufbau der Zahnkette liegt zwischen

den Bolzen und den Führungslaschen eine spielfreie, zwischen den Bolzen und den Zahnlaschen eine spielbehaftete Verbindung vor (vgl. Abbildung 2.4). Demnach resultiert die gemessene Gesamtsteifigkeit einer gering belasteten Kette zunächst aus den Steifigkeiten der Bolzen und Führungslaschen der Außenglieder sowie der Zahnlaschen der Innenglieder. Erst mit zunehmender Belastung kommt es sukzessiv zum Kontakt zwischen den Bolzen und den einzelnen Zahnlaschen des Außenglieds und damit zu einer Abnahme der Gesamtelastizität. Die gewählte Modellierung approximiert diesen in der Realität kontinuierlichen Vorgang durch zwei abschnittsweise definierte, an den gemessenen Kraft-Dehnungs-Verlauf angelegte Tangenten. Deren Schnittpunkt repräsentiert das Überwinden des nominellen Radialspiels zwischen den Bolzen und den Zahnlaschen der Außenglieder, sodass die Gesamtsteifigkeit bis zu einer Belastung von 315 N allein aus den zwischen den Führungslaschenhälften und im Kettengelenk des Innenglieds konzentrierten Einzelsteifigkeiten resultiert. Erst darüber hinaus tragen die auf das Kettengelenk projizierten Steifigkeiten der Außengliedzahnlaschen zur Erhöhung der Gesamtsteifigkeit bei.

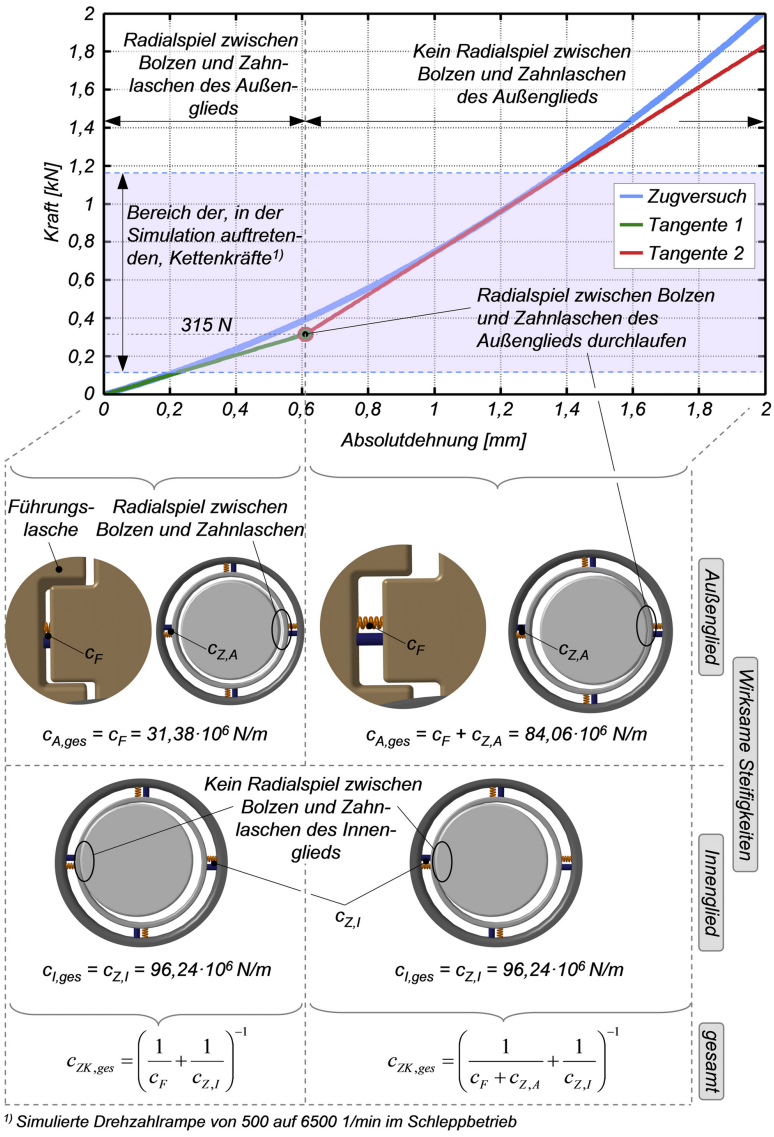
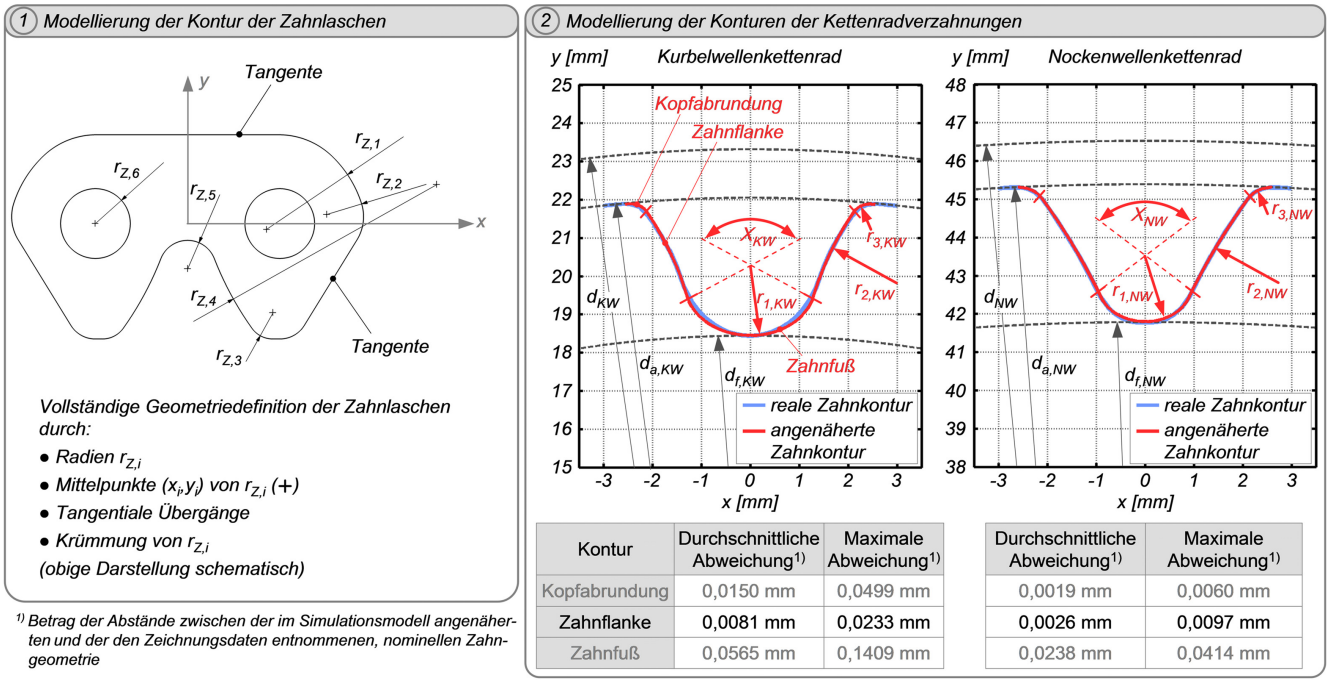


Abbildung 7.11: Ermittlung der Kettensteifigkeit im Zugversuch

Entsprechend dem Zuweisen von Steifigkeiten erfordert das Belegen mit Dämpfungen, Massen und Massenträgheitsmomenten eine Differenzierung hinsichtlich der drei Laschentypen. Demgegenüber genügt dem Simulationsmodell infolge der nur drei zulässigen Freiheitsgrade eines Kettenglieds die geometrische Beschreibung der Zahnlaschen, wobei im Fall der modellierten Steuerkette ferner eine Unterscheidung zwischen Außen- und Innenglied entfallen kann. Sämtliche Zahnkonturen sind durch die aus Abbildung 7.12 ① ersichtlichen Tangenten sowie Kreissegmente eindeutig festgelegt und lassen sich durch die Angabe ihrer Abmaße ohne Abweichung in das Simulationsmodell überführen. Im Gegensatz dazu lässt sich die Formgebung der Kettenradverzahnungen von Kurbel- und Nockenwellen mit der in KetSim hinterlegten Geometriedefinition lediglich annähern. Die zu beziffernden Eingabegrößen Zahnfußwinkel, Zahnfußradius, Zahnflanken- und Kopfabrundungsradius werden mit einem Algorithmus in Matlab, unter der Prämisse einer stetig differenzierbaren Kontur, systematisch optimiert. Die Zielsetzung ist die Minimierung der Diskrepanzen zwischen der im Modell beschriebenen und der für die realen Kettenradverzahnungen grundlegenden, nominellen Zahngeometrie im Bereich der für den Eingriff der Kettenlaschen relevanten Zahnflanke. Abbildung 7.12 ② zeigt als Ergebnis die hier



Kontur	Durchschnittliche Abweichung[1)]	Maximale Abweichung[1)]	Durchschnittliche Abweichung[1)]	Maximale Abweichung[1)]
Kopfabrundung	0,0150 mm	0,0499 mm	0,0019 mm	0,0060 mm
Zahnflanke	0,0081 mm	0,0233 mm	0,0026 mm	0,0097 mm
Zahnfuß	0,0565 mm	0,1409 mm	0,0238 mm	0,0414 mm

[1)] Betrag der Abstände zwischen der im Simulationsmodell angenäherten und der den Zeichnungsdaten entnommenen, nominellen Zahngeometrie

Abbildung 7.12: Abbilden der Konturen von Zahnlaschen und Kettenradverzahnungen in KetSim

verbleibenden durchschnittlichen und maximalen Abstände, die sich unterhalb der zulässigen Fertigungstoleranzen der Kettenradverzahnungen bewegen.

Sowohl die Ergebnisse der Passagen 4.3.3.1 bis 4.3.3.3 als auch zahlreiche Veröffentlichungen betonen den Einfluss des Spannelements auf das Schwingungsverhalten des Kettentriebs [FK97] [FH01] [Hös05] [Leh05] [Sch06]. Sie stellen damit gleichzeitig fest, dass die Aussagefähigkeit einer Steuertriebssimulation eng mit der Modellierungsqualität dieser Komponente verknüpft ist. Für das möglichst exakte Abbilden des dynamischen Verhaltens des im Steuertrieb des 1,8 l TFSI-Motors eingesetzten Kettenspanners sind daher zwei Schritte vorgesehen. Zunächst werden Rückschlagventil, Feder, Kolben, Leckagespalt und Drosselscheiben in HySim entsprechend seinem Aufbau angeordnet und über hydraulische Verbindungselemente sowie Randbedingungen miteinander in Beziehung gesetzt. Gegenüber den in KetSim zur Verfügung gestellten Spannelementvarianten, die die Mehrzahl der in verbrennungsmotorischen Kettentrieben anzutreffenden Standardkonstruktionen abzubilden vermögen, bietet die Co-Simulation zwischen Hydraulik- und Mehrkörperberechnung im konkreten Anwendungsfall zum einen den Vorteil der Berücksichtigung sämtlicher Leckagewege (vgl. Abbildung 4.19). Zum anderen ermöglicht sie mit der Bestimmung der sich in den Drosselscheiben, in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl einstellenden Druckverluste eine detailliertere Beschreibung des Einflusses der Krümmungen und Querschnittsveränderungen der Labyrinthdichtungen auf Strömungsvorgänge und Dämpfungsverhalten [Leh06]. Lassen sich die Zusammenhänge zwischen Strömungsart und Druckverlustkoeffizient mit CFD-Simulationen ermitteln, kann die Adaption weiterer unbekannter Parameter im zweiten Schritt nur empirisch erfolgen. Ein Ausschluss der mit Gesamttriebsmessungen verbundenen Unsicherheiten gestattet eine im HySim-Modell und auf einem Komponentenprüfstand den Kettenspannerkolben beaufschlagende harmonische Weganregung. Die berechneten und gemessenen Auslenkungen, Drücke und Kräfte gestatten eine umfassende Abstimmung des Hydraulikmodells. Anschließende Vergleiche zwischen Versuchs- und Simulationsergebnissen bei 20 und 60 Hz weisen die korrekte Wiedergabe der Kettenspannerdynamik in weiteren Frequenzbereichen nach. Die vollständige Dokumentation dieser simulationstechnischen Analyse von Ulbrich et al. findet sich in [UEG05].

7.2.3 Abgleich zwischen Messung und Berechnung

Trotz des Bemühens, die benannten Getriebebestandteile exakt nachzubilden, ist eine experimentelle oder rechnerische Ermittlung sämtlicher für die Simulation notwendiger Eingangsdaten nur bedingt durchführbar. Exemplarisch seien die Steifigkeiten und Dämpfungen in den Gleitlagern von Wellen und Kette sowie der Luftgehalt im Schmierstoff genannt, für die sich in Nachschlagewerken und Messberichten zwar Anhaltswerte finden lassen, die jedoch immer auch vom konkreten Versuchsaufbau, von den konkreten Prüfstandsrandbedingungen abhängen. Daher ist ihre Variation innerhalb physikalisch sinnvoller Grenzen für einen Abgleich zwischen Berechnungs- und Versuchsergebnissen als legitim zu erachten. Um das Schwingungsverhalten des Steuertriebsmodells nicht nur lokal, sondern möglichst ganzheitlich richtig wiederzugeben, umfasst die Abstimmung, entgegen der in Veröffentlichungen vielfach gängigen Praxis, sowohl die das Spannelement als auch die die Abtriebswellen charakterisierenden Größen.

Unabhängig vom gewählten Beurteilungskriterium zeigen die Ordnungsspektren in Abbildung 7.13, dass das dynamische Verhalten des geschleppten Steuerkettentriebs in der Hauptmotorordnung und den beiden folgenden Harmonischen im gesamten Motordrehzahlbereich qualitativ und quantitativ gut getroffen wird. Insbesondere belegen die Amplituden der mit der 4. und 6. Motorordnung oszillierenden Schwingwinkel identische Eigenfrequenzen in Versuch und Simulation, wenngleich die Messergebnisse im Resonanzfall weniger stark ausgeprägte Drehschwingungen der Nockenwellen konstatieren und auf eine höhere Dämpfung im realen Ventiltrieb hindeuten. Das Gesagte behält ebenso in Bezug auf die berechnete Spannerkraft

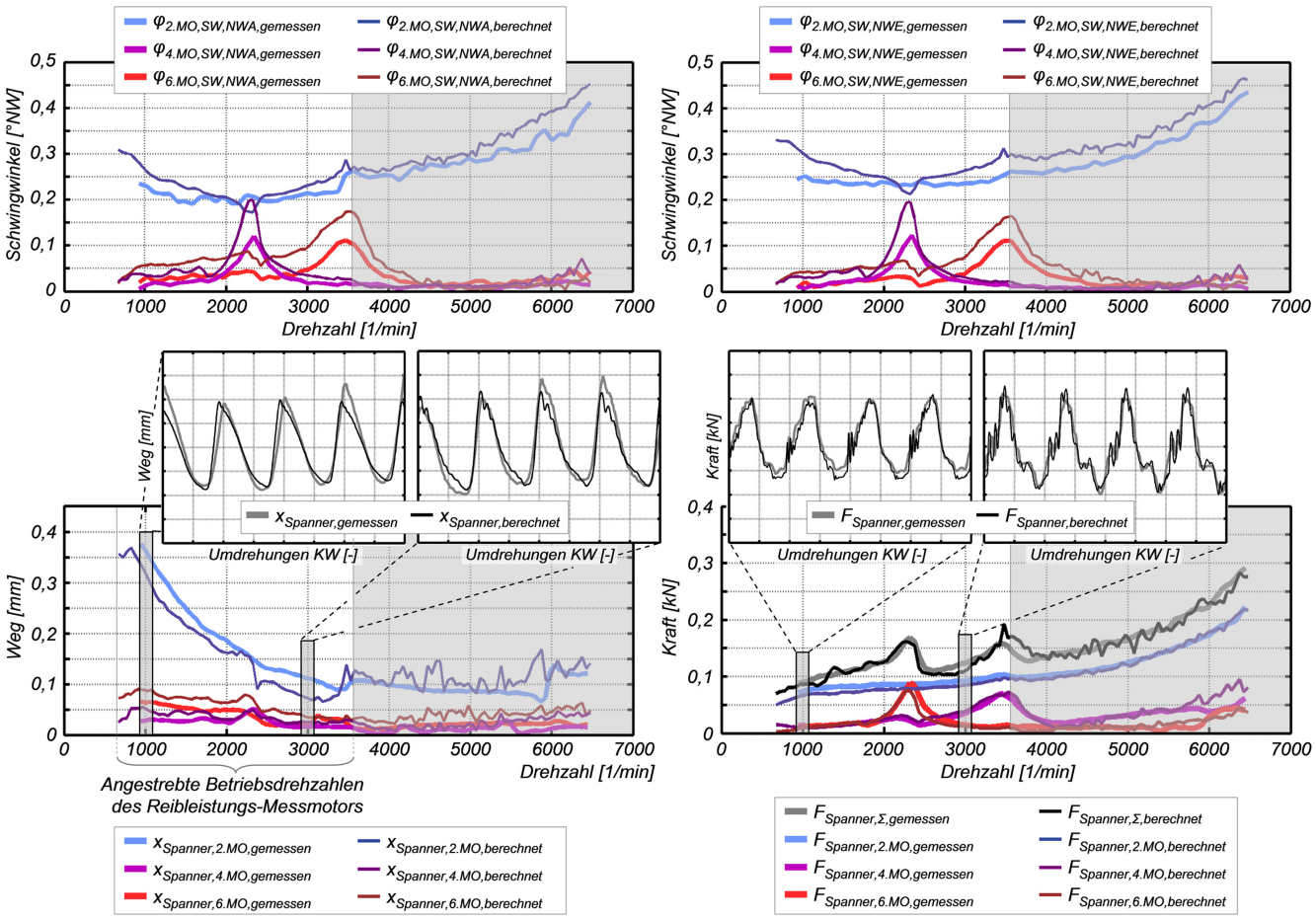


Abbildung 7.13: Verifikation des KETSIM-Steuertriebsmodells anhand berechneter und gemessener Größen an Spannelement und Nockenwellen (Motorschleppbetrieb)

Gültigkeit, jedoch weist sie zusätzlich eine sehr gute Korrelation mit den Überhöhungen der 4. und 6. Motorordnung auf. Aufgrund ihrer unmittelbaren Verknüpfung mit den an den Verzahnungen angreifenden Drehmomenten, die der Festigkeitsauslegung der Kettenradkörper dienen sollen, ist hier eine Betrachtung des die Spitzenbelastungen bestimmenden Summenwerts unerlässlich. Trotz der Berücksichtigung von höherfrequenten Schwingungsanteilen bis zur 25. Motorordnung setzt sich die gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung nicht nur im Spektrum, den minimalen, mittleren und maximalen Spannerkräften, sondern ebenfalls in den Zeitsignalen fort. Auf Grundlage der hohen Qualität der Berechnungsergebnisse wird das Modell um die Kurbelwellendrehanregung aus dem befeuerten Motorbetrieb erweitert, sodass es dann die Ermittlung der an den Kettenrädern auftretenden Drehmomentbelastungen im verbleibenden Motorkennfeld erlaubt.

7.3 Konzeption und Aufbau des Reibleistungs-Messmotors

In Anlehnung an Abschnitt 6.1 formuliert Abbildung 7.14 das Lastenheft für die Erfassung der vom Steuerkettentrieb verursachten Reibleistung. Die ausgeprägte Schnittmenge mit den an den Reibleistungsprüfstand gestellten Anforderungen im Hinblick auf Motor- und Prüfstandsperipherie, Messgrößen

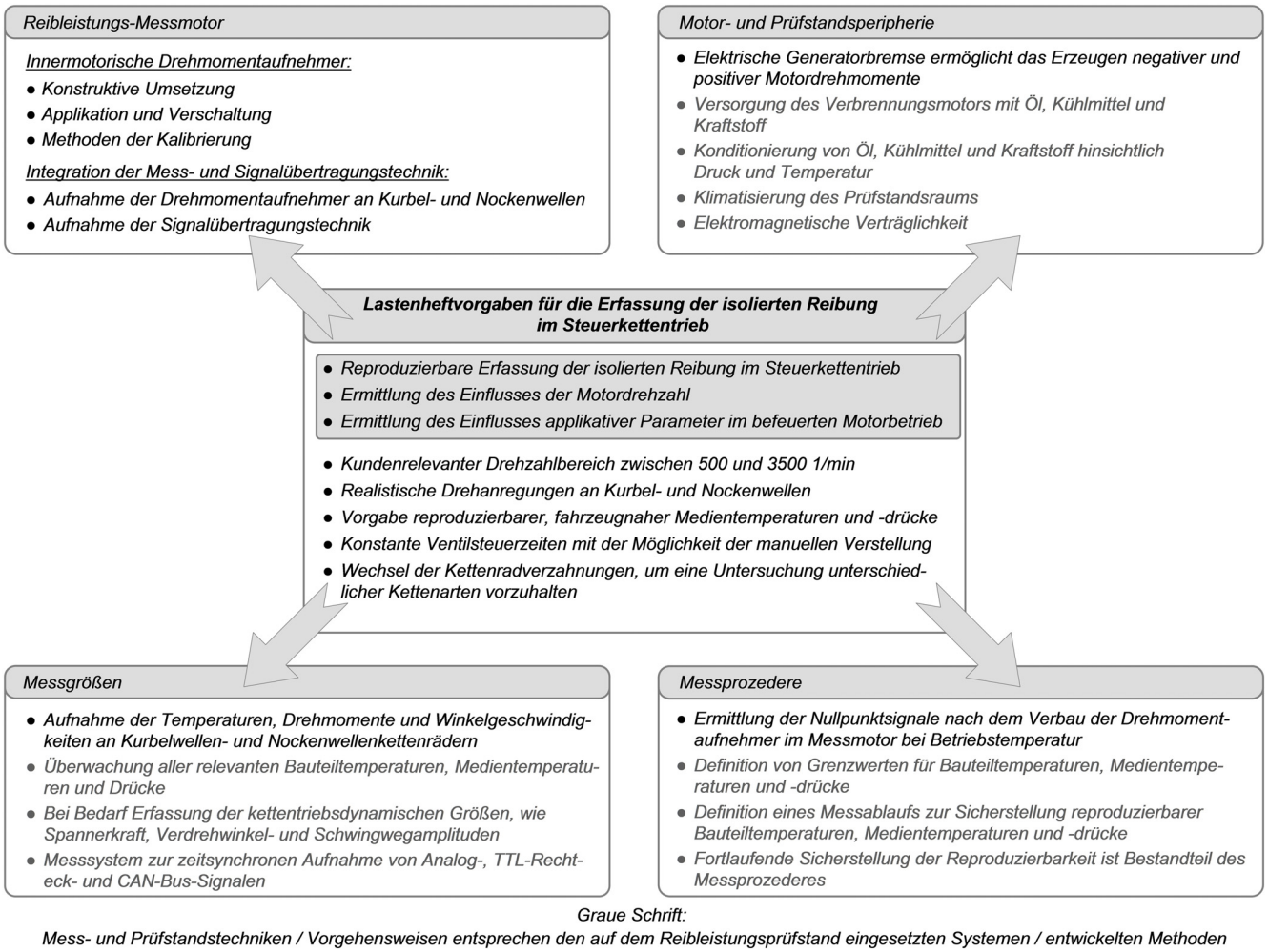


Abbildung 7.14: Lastenheftanforderungen an ein Verfahren zur reproduzierbaren Erfassung der isolierten Reibung im verbrennungsmotorischen Steuerkettentrieb

und Messprozedere lässt die Übernahme von Messsystemen und -methoden sowie von Umfängen der Prüfstandsperipherie zu. Diesbezüglich resultiert der wesentlichste Unterschied aus dem befeuerten Motorbetrieb, der eine Installation des Aggregats auf einem Prüfstand mit elektrischer Generatorbremse erforderlich macht. Infolge der Parallelen konzentrieren sich die folgenden Abschnitte auf die Konzeption und konstruktive Realisierung des Messmotors. Verbleibende nennenswerte Unterschiede, den Prüfstand, die Messtechnik oder den Messablauf betreffend, werden in diesen an geeigneter Stelle angeführt.

7.3.1 Innermotorische Drehmomentaufnehmer

7.3.1.1 Konstruktive Umsetzung

Auf Grundlage der zu erwartenden Drehmomentbelastungen an den Kettenrädern von Aus- und Einlassnockenwelle, die den Dynamiksimulationen des Steuertriebs entsprechend 40 bzw. 47 Nm nicht überschrei-

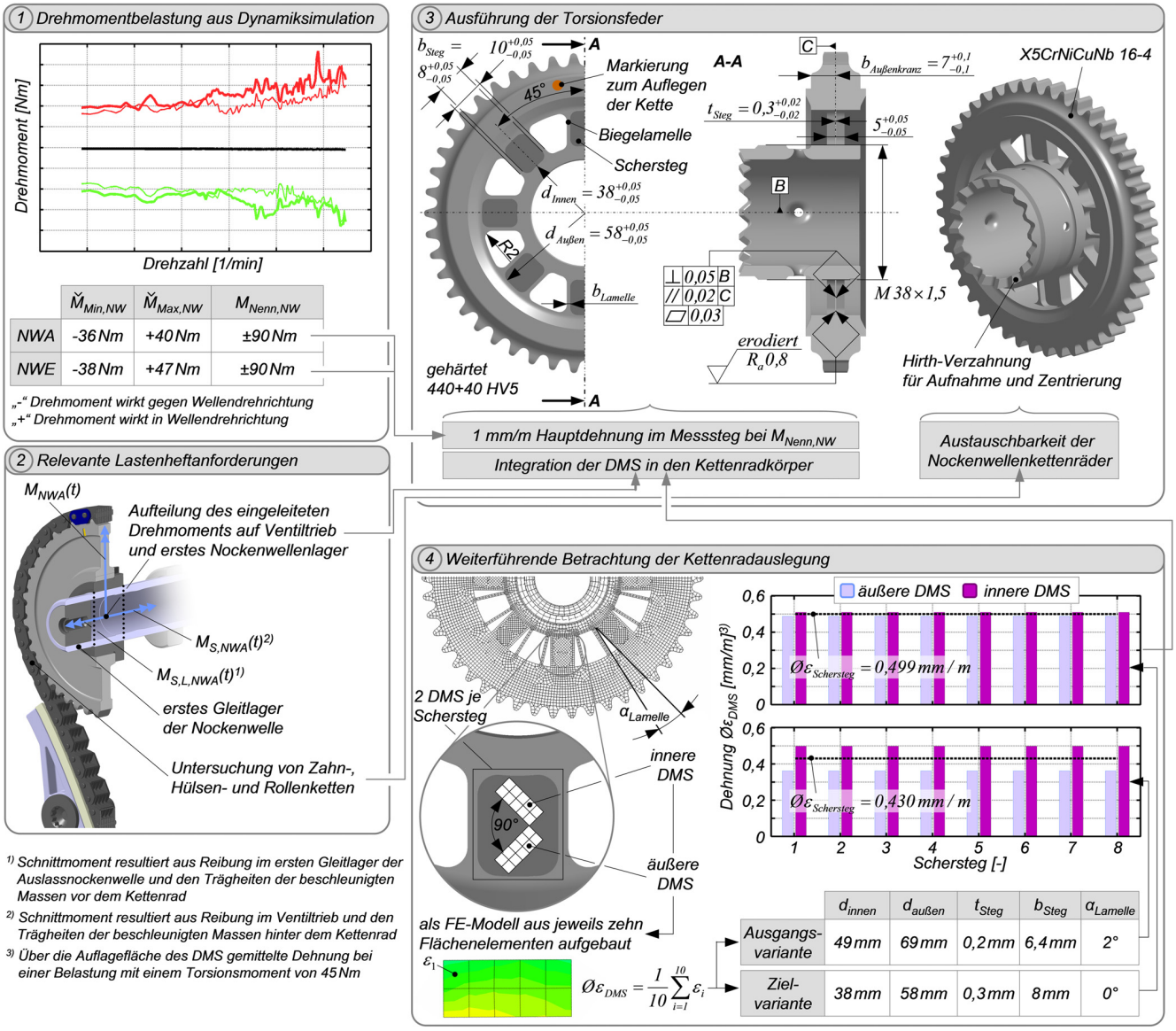


Abbildung 7.15: Maßgebliche Randbedingungen für die konstruktive Ausführung der in den Nockenwellenkettenrädern integrierten Torsionsfedern

ten, ist eine Festlegung des Messbereichs auf ±50 Nm möglich. Bauteiltoleranzen, die nicht berücksichtigte Lastabhängigkeit der Ventiltriebsanregungen, ein ausreichender Abstand zum Messbereichsendwert und mangelnde Erfahrungswerte lassen aber ein Nenndrehmoment von 90 Nm als sinnvoll erscheinen. Die prinzipielle Platzierung der im Messtechnikvergleich favorisierten DMS gibt die Erfüllung der Lastenheftanforderungen nach einem Austausch der Kettenart sowie der Isolation der Reibung im Steuertrieb bereits vor. Denn um letztgenanntem Aspekt, trotz der Aufteilung der an den Verzahnungen eingeleiteten Drehmomente infolge der Reibung der ersten Nockenwellenlager, nachkommen zu können, verbleibt nur die Integration der Messwertaufnehmer in die Kettenradkörper (vgl. Abbildung 7.15 ②). Davon ausgehend umfasst die ausgestaltete Torsionsfeder gemäß Abbildung 7.15 ③ acht Taschen, die jeweils aus einem 0,3 mm tiefen Schersteg mit zwei angrenzenden 1 mm breiten Biegelamellen bestehen (vgl. auch Abbildung 2.23). Während die Lamellen lediglich ein seitliches Ausknicken bei dezentraler Krafteinleitung verhindern sollen und einen vergleichsweise geringen Beitrag zur Torsionssteifigkeit leisten, dienen die Oberflächendehnungen der Scherstege in Hauptspannungsrichtung zur Quantifizierung der mechanischen Messgröße. Ihre Ermittlung sowie die darauf basierende Ableitung der dargelegten geometrischen Abmaße gestattet ein Finite-Elemente-Modell des Kettenrads. Dabei ist zu beachten, dass das mit einem Bauteil verklebte Messgitter den arithmetischen Mittelwert des inhomogenen Dehnungsfelds unter seiner Oberfläche bildet [Hof87]. Als Bewertungskriterium wird in der Berechnung demnach die in Abbildung 7.15 ④ veranschaulichte mittlere Dehnung eines aus zehn Flächenelementen nachmodellierten DMS herangezogen. Das Bestreben, je Tasche in beiden Hauptspannungsrichtungen zu messen, ergänzt die Zielsetzungen eines hohen Messsignals bei gleichzeitig herstellbarer Scherstegtiefe um die Vergleichmäßigung der im Schersteg auftretenden Dehnungen. Die Zielvariante erfüllt die angestrebte Unabhängigkeit vom Applikationsort des Messwertaufnehmers weitgehend und erreicht mit 1 mm/m bei 90 Nm für den gesamten Messbereich eine ausreichende elastische Verformung. Dessen ungeachtet liegt die erste Torsionseigenfrequenz des geschwächten Kettenrads mit 2 687 Hz deutlich über der Zahneingriffsfrequenz.

Einer Anordnung der DMS unter der Verzahnung der Steuertriebsspur stehen am Kurbelwellenkettenrad die geringen Außendurchmesser entgegen. Die externe Versorgung des Motors mit Öl und Kühlmittel

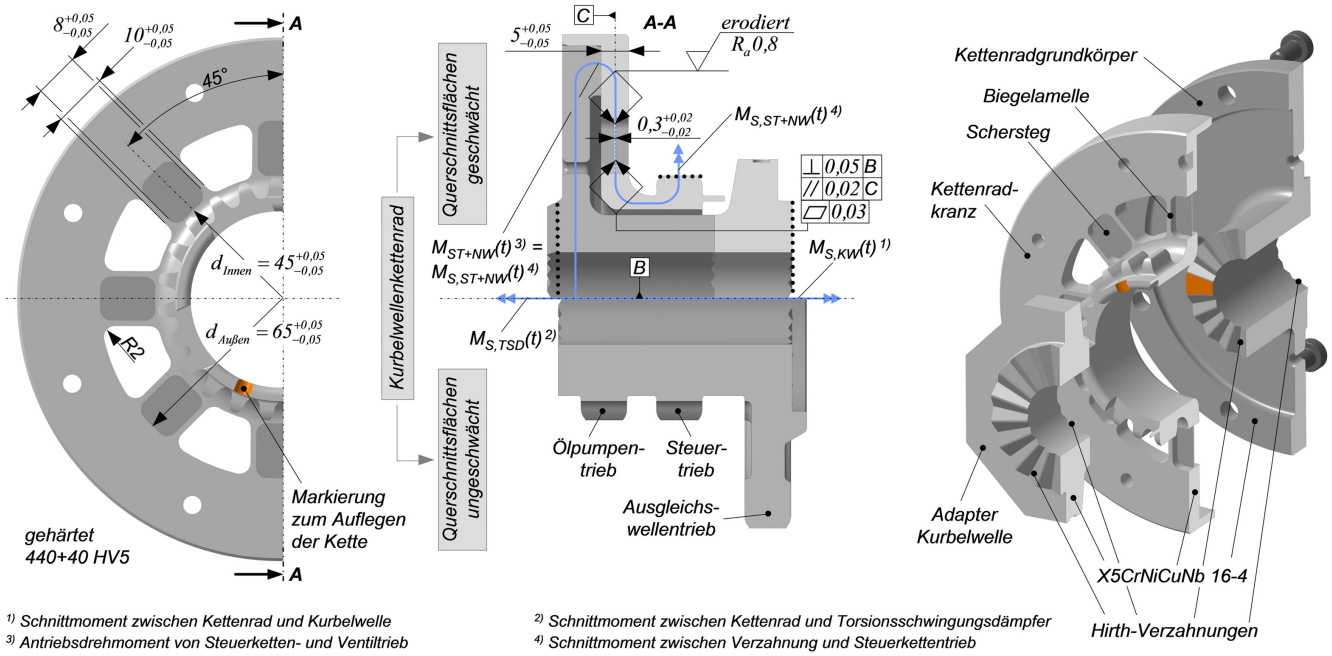
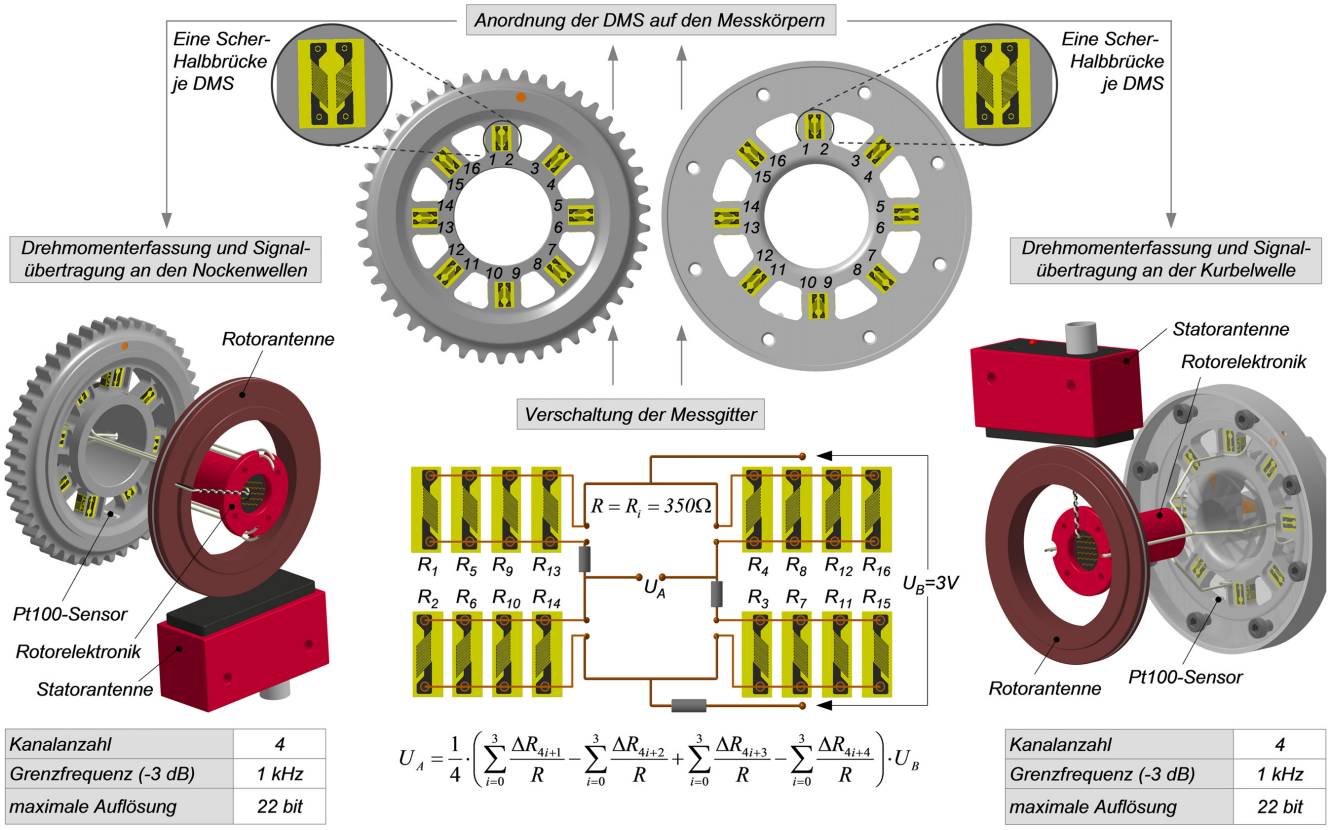


Abbildung 7.16: Konstruktive Ausführung der im Kurbelwellenkettenrad integrierten Torsionsfeder

erlaubt es, wie in Abbildung 7.16 illustriert, auf den Antrieb von Ausgleichswellen und Ölpumpe zu verzichten und den gewonnenen Bauraum für die Gestaltung der Torsionsfeder zu nutzen. Ein einteiliges Kettenrad mit reduzierter Querschnittsfläche zwischen Kurbelwelle und Steuertrieb scheidet aus, da deren Dimensionierung zusätzlich den zwischen Torsionsschwingungsdämpfer und Kurbelwelle wirkenden Drehmomenten von bis zu 150 Nm Rechnung tragen muss. Zugunsten eines kleineren Messbereichs sieht der gewählte Lösungsansatz eine Verzweigung des Drehmomentenflusses über Kettenradgrundkörper und -kranz vor. Die konstruktive Umsetzung der geschwächten Bereiche erfolgt im Kettenradkranz wieder über die bekannten acht Scherstege mit angrenzenden Biegelamellen. Die von ihnen aufzunehmenden Torsionsbelastungen beschränken sich auf die zwischen Kette und Verzahnung übertragenen Drehmomente, die sich der Simulation zufolge auf maximal 28 Nm belaufen. In Anlehnung an die konservative Auslegung des Messbereichs der Drehmomentaufnehmer an den Nockenwellen werden die für die Kalibrierung ausschlaggebenden Nenndrehmomente auf ±50 Nm festgelegt. Trotz der erhöhten Torsionssteifigkeit sind die Dehnungen mit 0,65 $^{mm}/_{m}$ im Auslegungspunkt auch hier als genügend groß einzustufen.

7.3.1.2 Applikation und Verschaltung

Der Aufbau der Torsionsfedern eignet sich für die Applikation von acht DMS, die aus jeweils einer Torsions-Halbbrücke bestehen. Die elektrische Verschaltung der 16 Messgitter zu einer Vollbrücke ist aus Abbildung 7.17 ersichtlich und zeichnet sich durch vier in Reihe angeordnete Widerstände je Brückenarm aus. Der wesentliche Vorteil gegenüber der in Abbildung 7.4 gezeigten Wheatstoneschen Brückenschaltung mit vier Messgittern resultiert aus der Vervierfachung der Ausgangsspannung. Wie aus dem Messtechnikvergleich bekannt, schränken temperaturabhängige Widerstände die thermischen Einflüsse auf Kennwert und Nullpunkt ein. Trotz guter Versuchsergebnisse wird der Grenzwert der Nullpunktdrift



Kanalanzahl	4
Grenzfrequenz (-3 dB)	1 kHz
maximale Auflösung	22 bit

Kanalanzahl	4
Grenzfrequenz (-3 dB)	1 kHz
maximale Auflösung	22 bit

Abbildung 7.17: Elektrische Verschaltung und Anordnung der DMS auf den Torsionsfedern

auf 0,05 %/10 K vom Nenndrehmoment reduziert (vgl. Abbildung 7.7), die Bauteiltemperatur am Kettenrad mit einem Widerstandsthermometer zusätzlich erfasst. Die Übertragung der Drehmoment- und Temperatursignale übernehmen drei Telemetriesysteme (Manner 4-Kanal PCM-Telemetriesystem), deren grundlegende Funktionsweise Abschnitt 2.3.4, ihre Komponenten und Spezifikationen Abbildung 7.17 darlegt. Der Verarbeitung der analogen Ausgangssignale dient das Rotec-Messsystem (vgl. Kapitel 4.1).

7.3.1.3 Methoden der Kalibrierung

Die Zuordnung zwischen mechanischer Eingangs- und elektrischer Ausgangsgröße findet in einem DKD-Kalibrierlaboratorium statt und schließt die gesamte Messkette ein. Die für die Kettenradaufnahme im Hebelarm-Masse-System notwendigen Adapter sind in Abbildung 7.18 dargestellt. Besteht auf der den Verzahnungen abgewandten Seite die Möglichkeit, die Anschlusskonstruktionen von Kurbel- und Nockenwellen zu imitieren, muss die Anbindung auf der Seite der Verzahnungen differenziert geschehen. Während im Fall der Abtriebskettenräder in vier Zahnlücken eingelegte Zylinderstifte das Reaktionsdrehmoment übertragen, stellen am Antriebsrad die gleiche Funktion vier zusätzlich in den Kettenradkranz eingearbeitete Zähne sicher. Die so ermittelten Wertepaare charakterisieren den Zusammenhang zwischen Drehmoment und Spannung bei querkraftfrei, punktuell, jedoch über dem Umfang gleichmäßig eingeleiteter Drehmomentbelastung (vgl. Abbildung 7.19). Dieser in Finite-Elemente-Berechnungen nachgebildete Kalibriervorgang prognostiziert für das Kettenrad auf der Auslassnockenwelle bei einem Drehmoment von 40 Nm eine Gesamtdehnung von 1,532 mm/m. Das daraus unter Berücksichtigung des k-Faktors von 2 abgeleitete Spannungsverhältnis von 0,766 mV/V stimmt mit den Messergebnissen von 0,722 mV/V gut überein. Darauf aufbauend wird in einem nächsten Schritt das identische Drehmoment durch 18 Kraft-

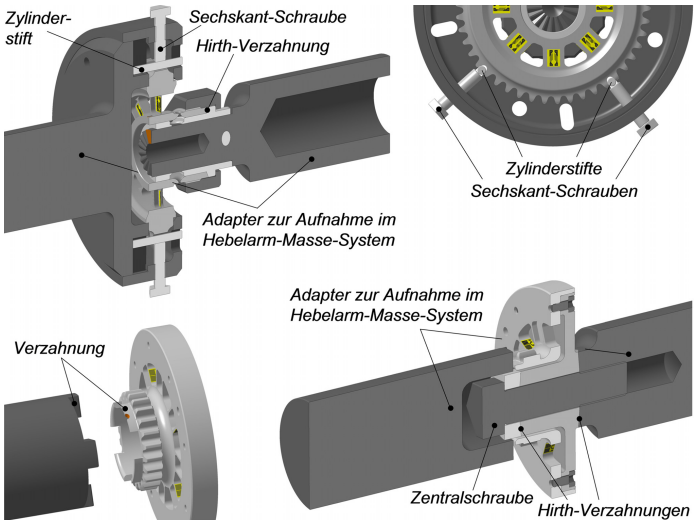
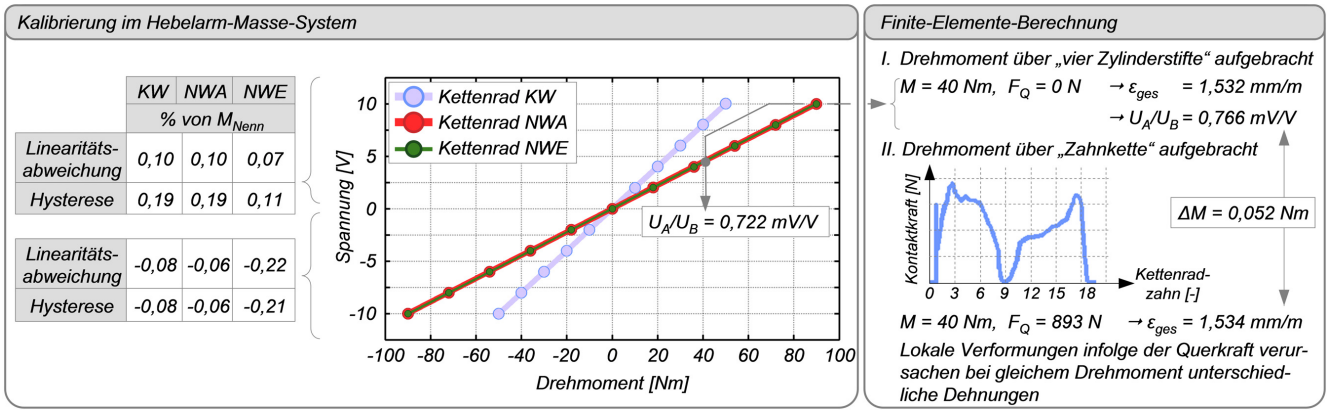


Abbildung 7.18: Anbindung im Hebelarm-Masse-System



	KW	NWA	NWE
	% von M_{Nenn}		
Linearitätsabweichung	0,10	0,10	0,07
Hysterese	0,19	0,19	0,11
Linearitätsabweichung	-0,08	-0,06	-0,22
Hysterese	-0,08	-0,06	-0,21

Abbildung 7.19: Ergebnisse des Kalibriervorgangs im Hebelarm-Masse-System im Vergleich mit einem berechneten, im Messbetrieb zu erwartenden Ausgangssignal

vektoren erzeugt. Die Wahl ihrer Angriffspunkte und Ausrichtung zu den Scherstegen beruht auf der Einbausituation des Kettenrads im Reibleistungsmotor, wenn sich der Kolben des ersten Zylinders im OT befindet. Im exemplarisch ausgewählten Betriebspunkt bewirken die dem KETSIM-Modell entnommenen Kräfte neben der angestrebten Torsionsbelastung von 40 Nm eine resultierende Querkraft von 893 N.

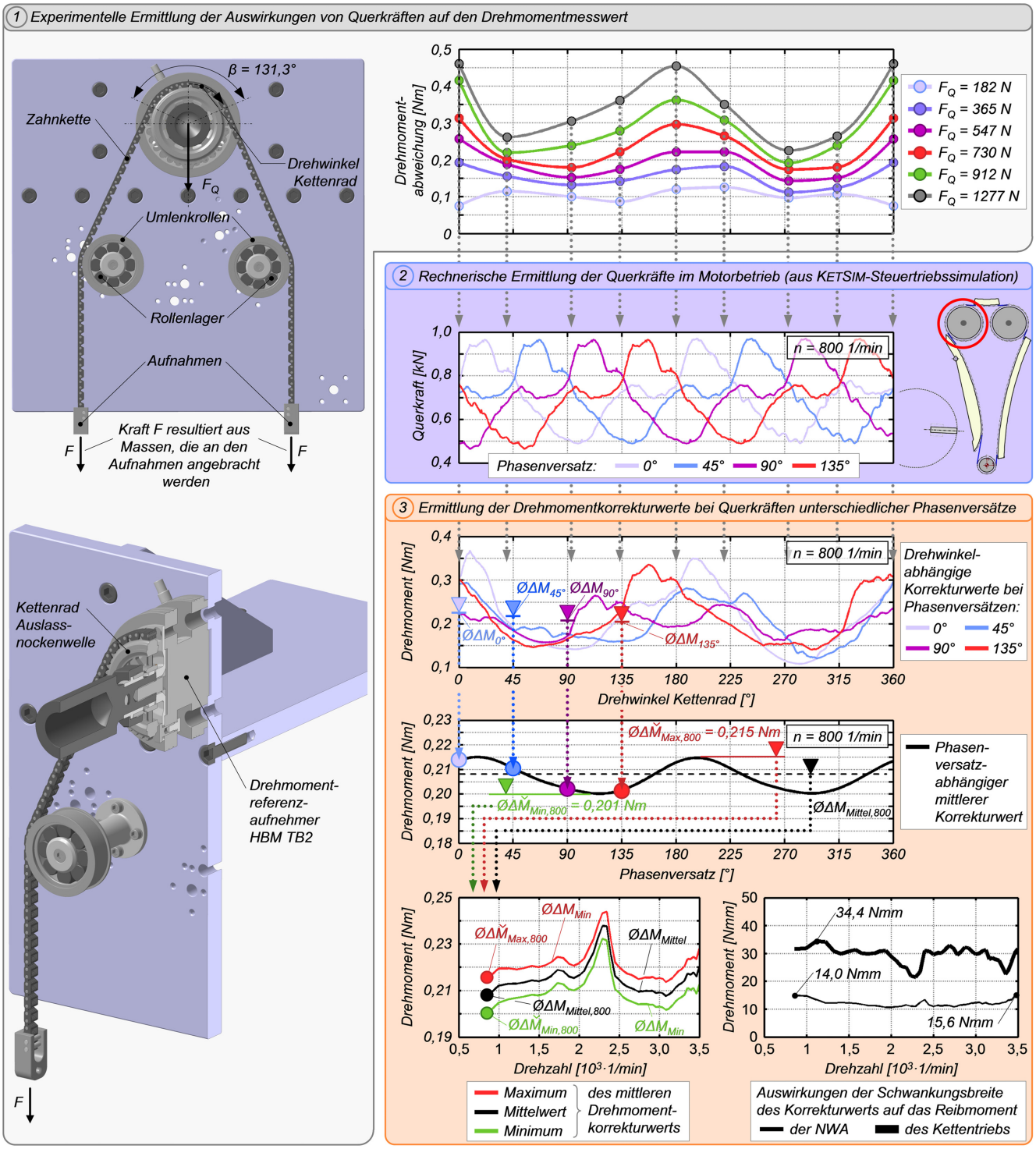


Abbildung 7.20: Berücksichtigung der Auswirkungen von Querkräften auf den Drehmomentmesswert - dargestellt für das Kettenrad der Auslassnockenwelle

Erhöhte lokale Verformungen unter dem Bereich der Krafteinleitung verursachen, trotz der dem radialen Scherprinzip in [SW02] bescheinigten Steifigkeit quer zur Messrichtung, eine ungleichmäßige Dehnungsverteilung. Die Inhomogenität kann bereits innerhalb eines Scherstegs festgestellt werden und führt im betrachteten Belastungsfall zu einer Zunahme der Gesamtdehnung, die sich in einem um 0,052 Nm zu hohen Drehmomentmesswert bemerkbar macht. Weitere Simulationen zeigen, dass diese Diskrepanz zwischen Kalibrier- und Messzustand je nach Drehwinkel des Kettenrads auf bis zu 0,366 Nm ansteigt, ferner von der Höhe der Querkraft abhängt und sich durch konstruktive Maßnahmen am Kettenradkörper nur wenig beeinflussen lässt. Hinzu kommen Auswirkungen von Fertigungstoleranzen und Applikationsfehlern, die einer rechnerischen, exakten Prognose nicht zugänglich sind.

Folglich erfordert die Ermittlung der kumulierten Auswirkung von Querkräften auf den Messwert die Belastung der im Verbrennungsmotor eingesetzten Drehmomentaufnehmer innerhalb der im Messbetrieb auftretenden Belastungsgrenzen. Diese Aufgabe erfüllt die in Abbildung 7.20 ① wiedergegebene Vorrichtung, mit der die Krafteinleitung realitätsnah über eine Zahnkette sichergestellt wird. Deren Umschlingungswinkel orientieren sich an den geometrischen Verhältnissen des Steuertriebs und lassen sich kettenradspezifisch einstellen. Zur reproduzierbaren Vorgabe der angestrebten Querkräfte dienen an den Kettenenden befestigte Massen.

Um ausschließlich das Übersprechen auf das Drehmomentsignal identifizieren zu können, extrahiert ein Drehmomentreferenzaufnehmer (HBM TB2), dessen Empfindlichkeit gegenüber Querkräften und Biegemomenten aus Kalibriervorgängen bekannt ist, simultan das tatsächlich wirkende Drehmoment. Die damit zur Verfügung stehende Bezugsgröße ermöglicht die Quantifizierung des Einflusses von parasitären Belastungen auf die von den Torsionsfedern erzeugten Ausgangssignale. Beziffert als Drehmomentabweichung beträgt er beim auslassseitigen Nockenwellenkettenrad bis zu 0,461 Nm (vgl. Abbildung 7.20 ①) und macht damit eine Korrektur obligatorisch. Die ausgeprägte Abhängigkeit vom Betrag der Querkraft setzt für die Wahl eines adäquaten Drehmomentkorrekturwerts zum einen die Kenntnis der am jeweiligen Kettenrad wirksamen Querkräfte im jeweiligen Motorbetriebspunkt voraus, die als Nebenprodukte der validierten KetSim-Steuertriebssimulation bereits vorliegen (Abbildung 7.20 ②).

Zum anderen ist aufgrund der Periodizität des Querkraftverlaufs und der Abhängigkeit der Drehmomentabweichung vom Kettenraddrehwinkel die Notwendigkeit ihrer gegenseitigen phasenrichtigen Zuordnung zu bewerten. Den Ausgangspunkt bildet die Berechnung der drehwinkelabhängigen Drehmomentkorrekturwerte auf Basis unterschiedlicher Phasenversätze, von denen 0, 45, 90 und 135 ° für eine Motordrehzahl von 800 $^1/_{\text{min}}$ in Abbildung 7.20 ③ beispielhaft aufgeführt sind. Die Korrektur soll auf Grundlage ihrer arithmetischen Mittelwerte erfolgen. Diese variieren bei 800 $^1/_{\text{min}}$ je nach Phasenversatz zwischen 0,201 und 0,215 Nm. Die daraus resultierende Differenz von 14,0 Nmm nimmt bis 3 500 $^1/_{\text{min}}$ nur marginal um 1,6 Nmm zu. Zusätzlich um die Schwankungsbreiten von Kurbelwellen- und einlassseitigem Nockenwellenkettenrad ergänzt, erreicht der größtmögliche Fehler, der bei der Ermittlung der isolierten Kettentriebsreibung von einer fehlerhaften zeitlichen Zuordnung von Drehmomentabweichung und Querkraft ausgehen kann, 34,4 Nmm. Wenngleich die potenzielle Messabweichung demnach als gering eingestuft werden kann, soll die für eine phasenrichtige Korrektur erforderliche Erfassung des absoluten Drehwinkels jedes Drehmomentaufnehmers im Reibleistungsmotor vorgehalten werden.

7.3.2 Integration der Mess- und Signalübertragungstechnik im Verbrennungsmotor

Zunächst fließt in die Konzeption des Reibleistungsmotors die Integration der aus den Abbildungen 4.2, 4.3 und 6.7 bekannten Messwertaufnehmer ein. Darüber hinaus liegt das Hauptaugenmerk auf der innermotorischen Anbindung der Messkettenräder und Telemetriesysteme (vgl. Abbildung 7.17), die unter Beachtung der aus den Abschnitten 7.1.2 und 7.3.1.3 abgeleiteten Empfehlungen konstruktive Anpassungen verlangt. Ohne dem Anspruch auf Vollständigkeit zu genügen, sind die wesentlichen Detaillösungen,

gegliedert nach Nocken- und Kurbelwellenbaugruppen, in den zwei folgenden Passagen herausgestellt.

Die Umgestaltung von Zylinderkopf und Nockenwellen verfolgt die Zielsetzung, Gleitlager und Ventilbetätigungselemente möglichst unverändert zu belassen. Dabei gestattet der Entfall des Flügelzellenverstellers die Realisierung desselben Lösungsansatzes an beiden Nockenwellen, den Abbildung 7.21 für die auslassseitige Baugruppe vorstellt. Dementsprechend gewährleistet eine auf die Nockenwelle aufgepresste, mit einer Hirth-Verzahnung versehene Hülse sowohl die Zentrierung des Kettenrads als auch die Drehmomentübertragung. Eine Überwurfmutter erzeugt die dazu erforderliche Axialkraft. Gleichzeitig erlaubt die Zahnhülse im Zusammenspiel mit der Teilung der Kettenradverzahnung die manuelle Verstellung der Ventilsteuerzeiten in Schritten von 1 °KW und fungiert ferner mit dem eingeschraubten Drehzahlgeberrad als Axiallager. Dieses dient einerseits zum Anschluss einer Hohlwelle, die Rotorelektronik und -antenne beherbergt. Andererseits bilden seine 50 Zähne mit dem im Kettenkastendeckel aufgenommenen Feldplattensensor einen Drehgeber zur Erfassung der Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle. Deren absoluten Drehwinkel bestimmt ebenfalls ein Feldplattensensor, der, in die Zylinderkopfhaube integriert, den ersten Ventilnocken abtastet.

Während diese Information für die Kurbelwelle von der motoreigenen Sensorik bereitgestellt wird, erfolgt der Drehzahlabgriff in Analogie zu den Nockenwellen über ein separates, verzahntes Geberrad. Wie in Abbildung 7.22 verdeutlicht, ist es motorseitig mit der Kurbelwelle über eine Differenzialgewinde-

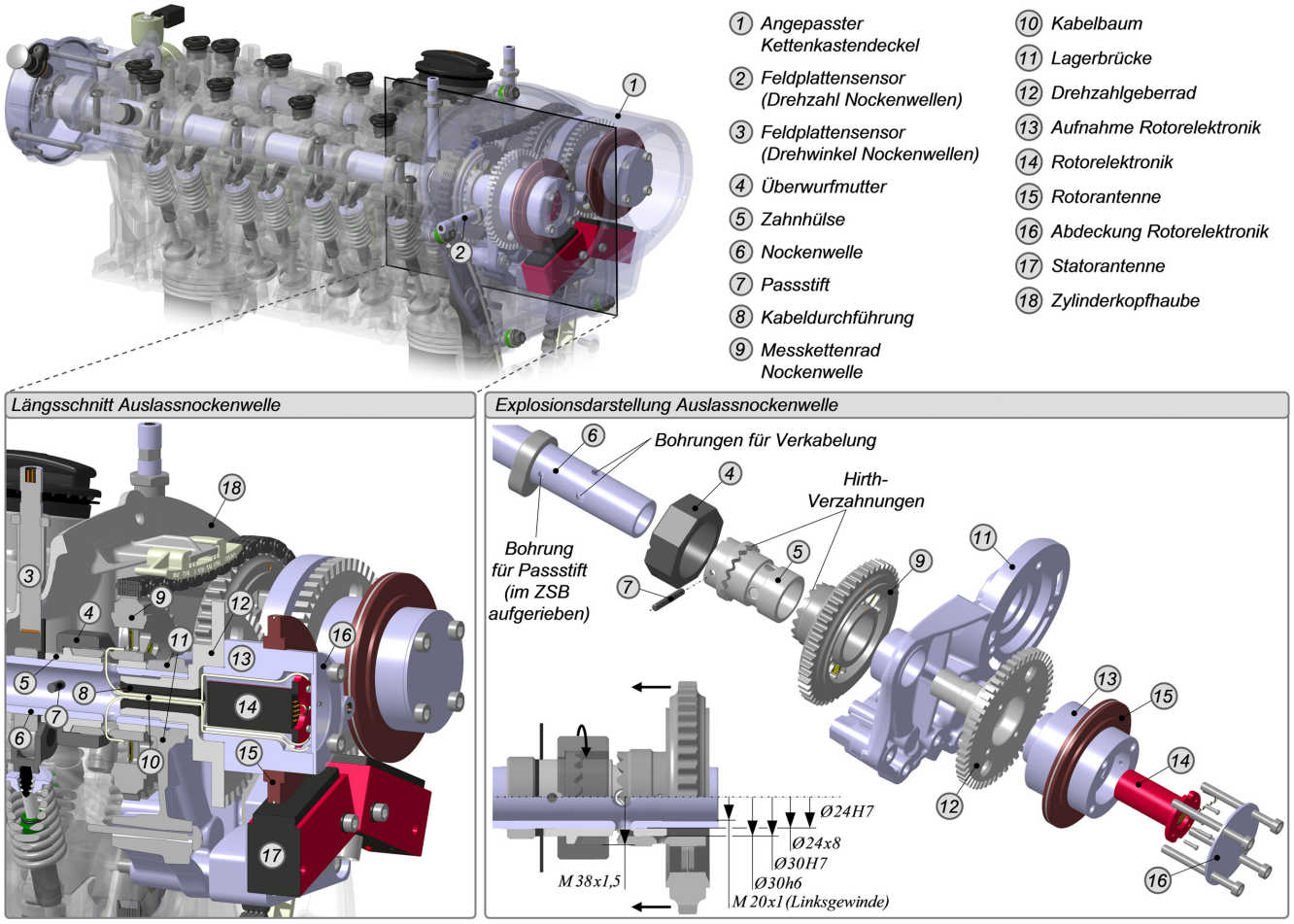


Abbildung 7.21: Anbindung von Messkettenrädern und Telemetriesystemen an Zylinderkopf und Nockenwellen

schraube verbunden. Mit einer effektiven Gewindesteigung von 0,5 mm ausgeführt, erzeugt sie die für die Stirnverzahnungen des dazwischenliegenden Verbundes, bestehend aus Kurbelwellenadapter, Kettenradgrundkörper sowie Torsionsschwingungsdämpfer, erforderliche axiale Vorspannkraft, um das maximal auftretende Drehmoment von 200 Nm übertragen zu können. Deckelseitig nimmt das Drehzahlgeberrad erneut eine Hohlwelle auf, in der die rotierenden Elektronikkomponenten des Telemetriesystems Platz finden. Dessen Statorantenne ist mit dem an die Bauraumbedarfe der Mess- und Signalübertragungselemente angepassten Steuergehäusedeckel verschraubt.

Neben den beschriebenen konstruktiven Eingriffen, die eine Messwertaufnahme a priori erst ermöglichen, soll ebenfalls die im Messtechnikvergleich abgeleitete Anforderung zum Überprüfen und, sofern erforderlich, Korrigieren der Nullpunktsignale berücksichtigt werden, die zu einer Erhöhung der Ergebnisqualität beiträgt. Die dieser Vorgehensweise immanente stufenweise Belastung mit statischen Drehmomenten bei Motorstillstand verwirklichen nocken- und kurbelwellenspezifische Kettenradadapter. Die Drehmomentübertragung auf die Messkettenräder stellen sie gemäß Abbildung 7.23 über zwei diametral in die Verzahnung eingelegte Zylinderstifte sicher. Simultan stützen sie sich jeweils über ein in den Kettenkasten- bzw. Steuergehäusedeckel eingesetztes Rillenkugellager ab, das zudem die aus dem angeflanschten Hebelarm-Masse-System resultierenden Querkräfte und Biegemomente aufnimmt. Das Prozedere der Drehmomentbelastungen sowie die Berechnungsvorschrift der Nullpunktdrehmomente entstammen dem Messtechnikvergleich. Ihre detaillierte Beschreibung findet sich in Kapitel 7.1.2.

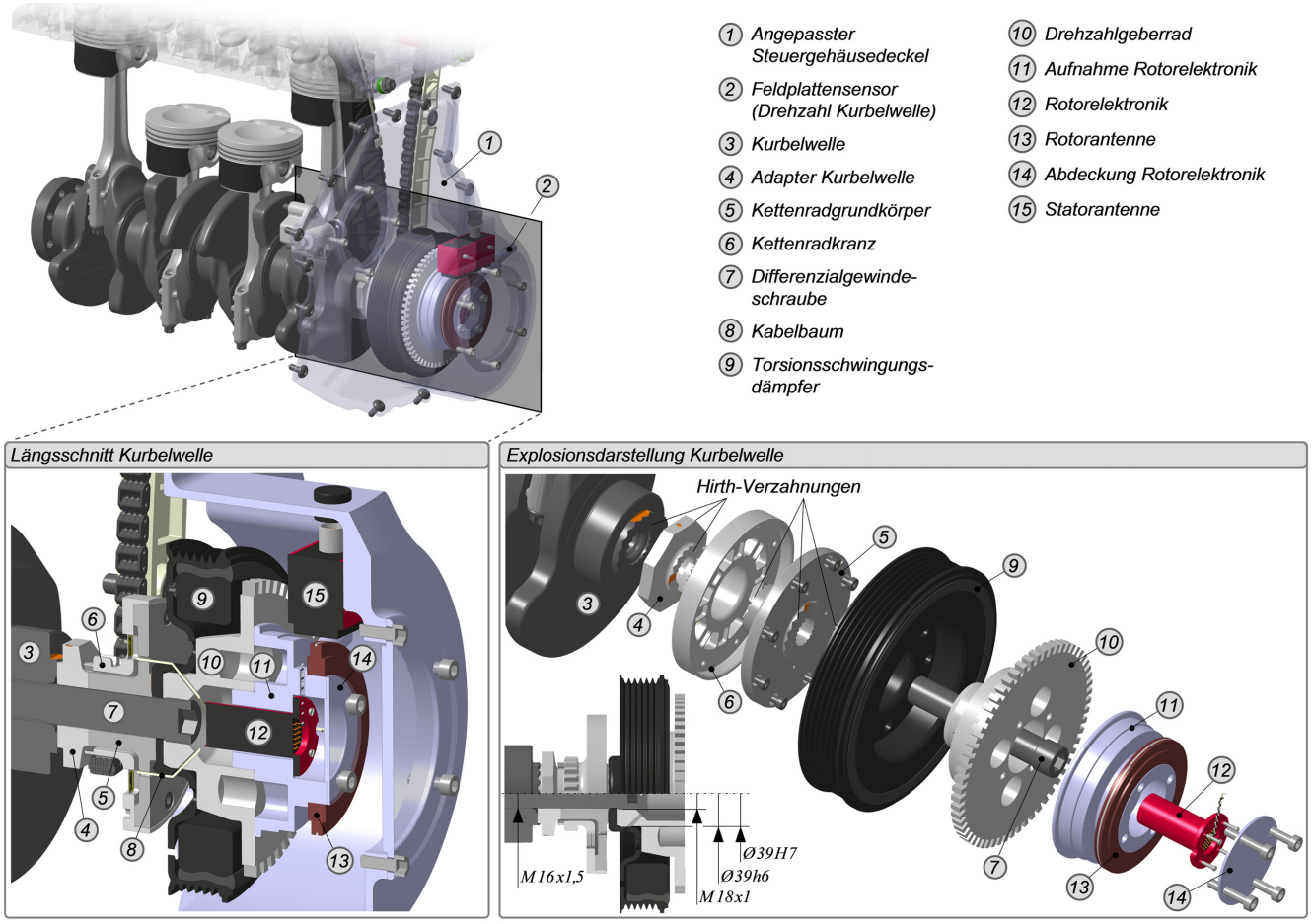


Abbildung 7.22: Anbindung von Messkettenrad und Telemetriesystem an Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwelle

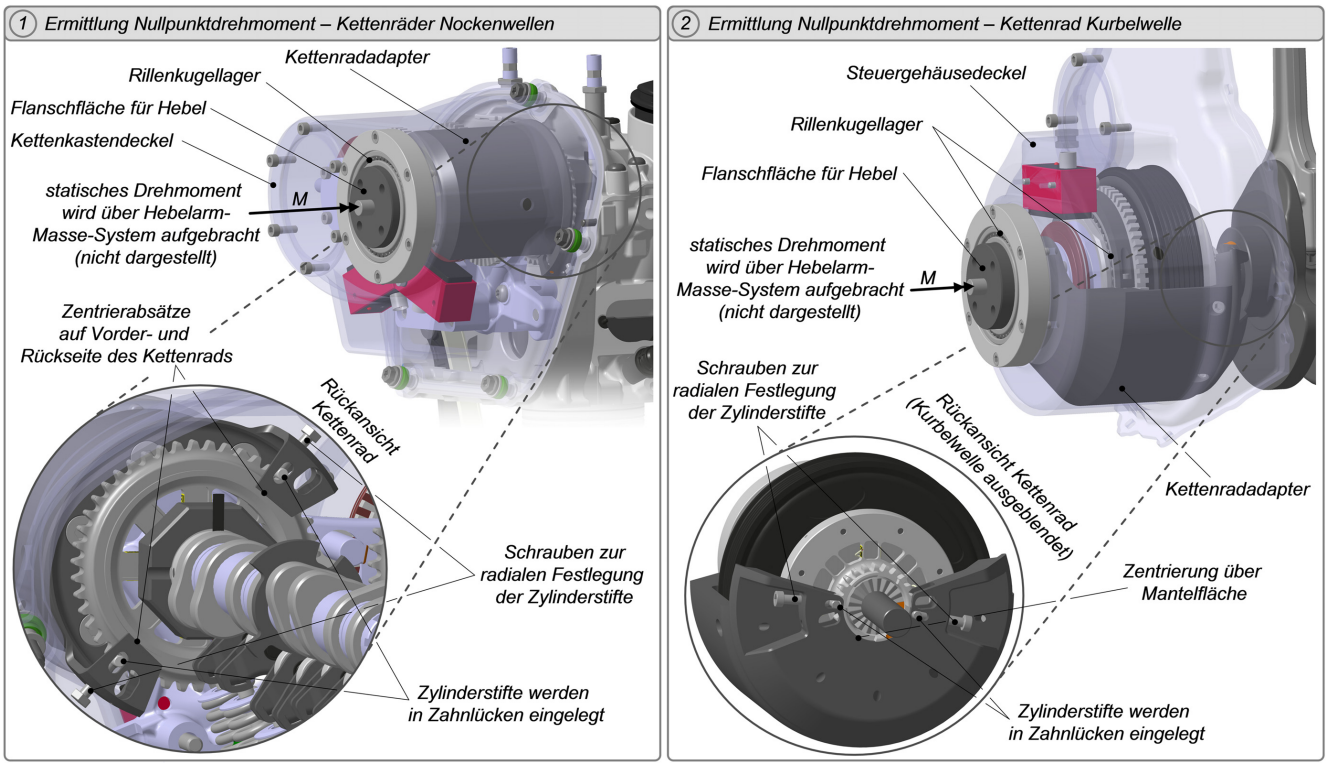


Abbildung 7.23: Überprüfung der Nullpunktsignale der Drehmomentaufnehmer im Reibleistungsmotor

7.4 Messergebnisse im geschleppten und befeuerten Motorbetrieb

Von der Bestimmung der Nullpunktdrehmomente ausgehend fasst Abbildung 7.24 nochmals die in den vorhergehenden Abschnitten aufgezeigten Erkenntnisse in einem chronologischen Ablaufdiagramm zusammen. Dieses unterteilt die Gewinnung der die Kettentriebsreibung quantifizierenden Messwerte in Messwertaufnahme und Datennachbereitung. Während der Messwertaufnahmen versorgen, den Schleppmessungen entsprechend, externe Konditionieranlagen den Verbrennungsmotor mit Motoröl und Kühlwasser und garantieren dadurch reproduzierbare Randbedingungen hinsichtlich Druck und Temperatur. Die Datenerfassung beginnt mit einer Basismessung à 30 Sekunden bei 800 $^1/_{\text{min}}$ im geschleppten Motorbetrieb. Eine weitere Messung folgt im Anschluss an die applikative Veränderung des zu untersuchenden Parameters und die Stabilisierung dieses Betriebspunkts, bevor die daran anschließende Wiederholung der Basismessung die Ergebnisreproduzierbarkeit fortlaufend absichert. Nach Aufnahme der Rohdaten erfolgt in den ersten beiden Schritten der Datennachbereitung die Verschiebung der Drehmomentmesswerte um die wellenspezifischen Nullpunktsignale und querkraftabhängigen Korrekturwerte. Die daraus resultierenden berichtigten Zeitsignale ermöglichen in Kombination mit den gemessenen Drehzahlen die Berechnung der An- und Abtriebsleistungen, welche die Grundlage für die Ermittlung der Reibleistung bzw. des Reibmoments im Steuerkettentrieb darstellen.

7.4.1 Separation der Reibung zwischen Kettentrieb und Zylinderkopf

Die Aufteilung des am Kurbelwellenkettenrad gemessenen Drehmoments auf Steuerkettentrieb sowie Ein- und Auslassnockenwellen bei geschlepptem Verbrennungsmotor zeigt Abbildung 7.25. Deren diskrete Werte, die messprinzipbedingt auf konstanten, mittleren Drehzahlen fußen, werden im Motordrehzahlbereich zwischen 600 und 4 000 $^1/_{\text{min}}$ in Drehzahlintervallen von 200 $^1/_{\text{min}}$ aufgenommen.

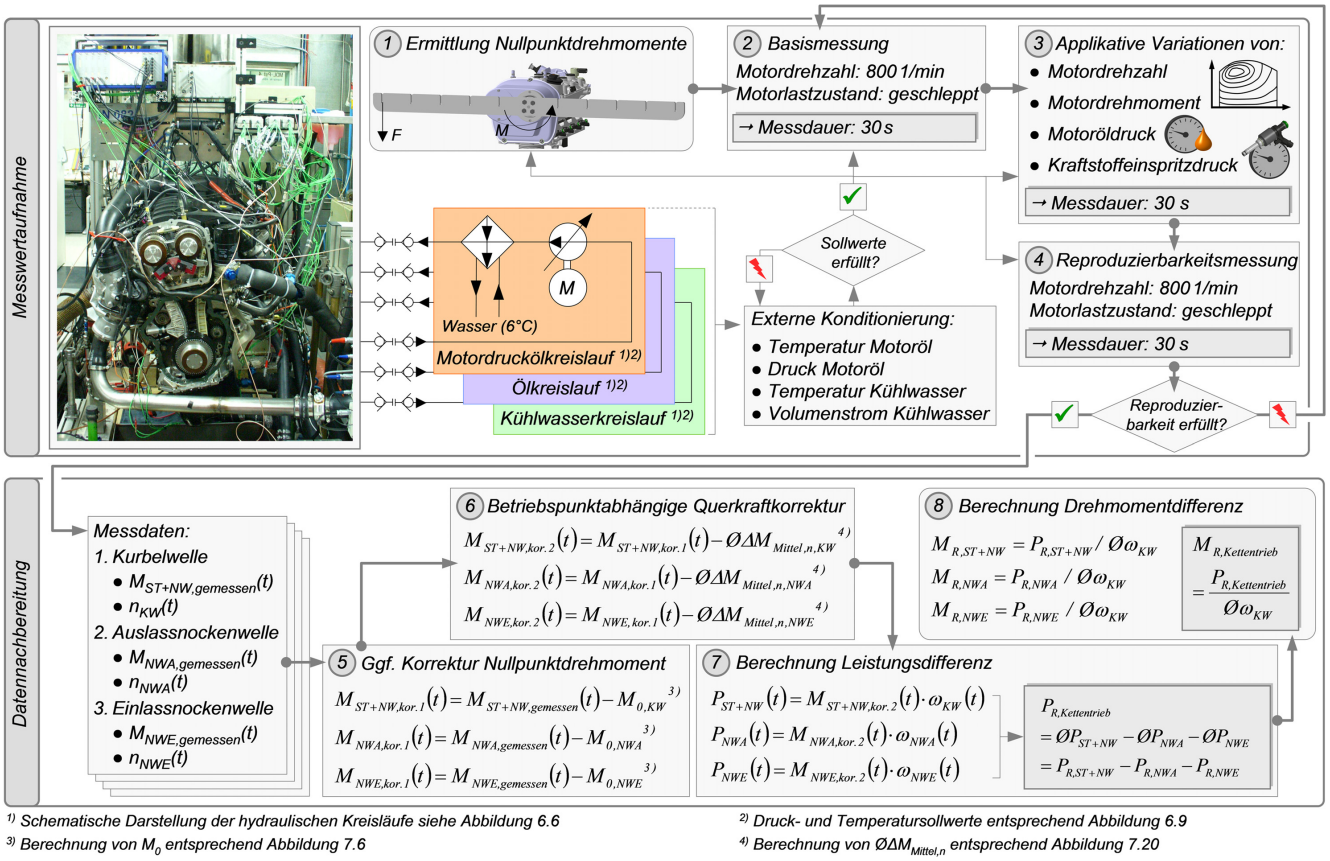
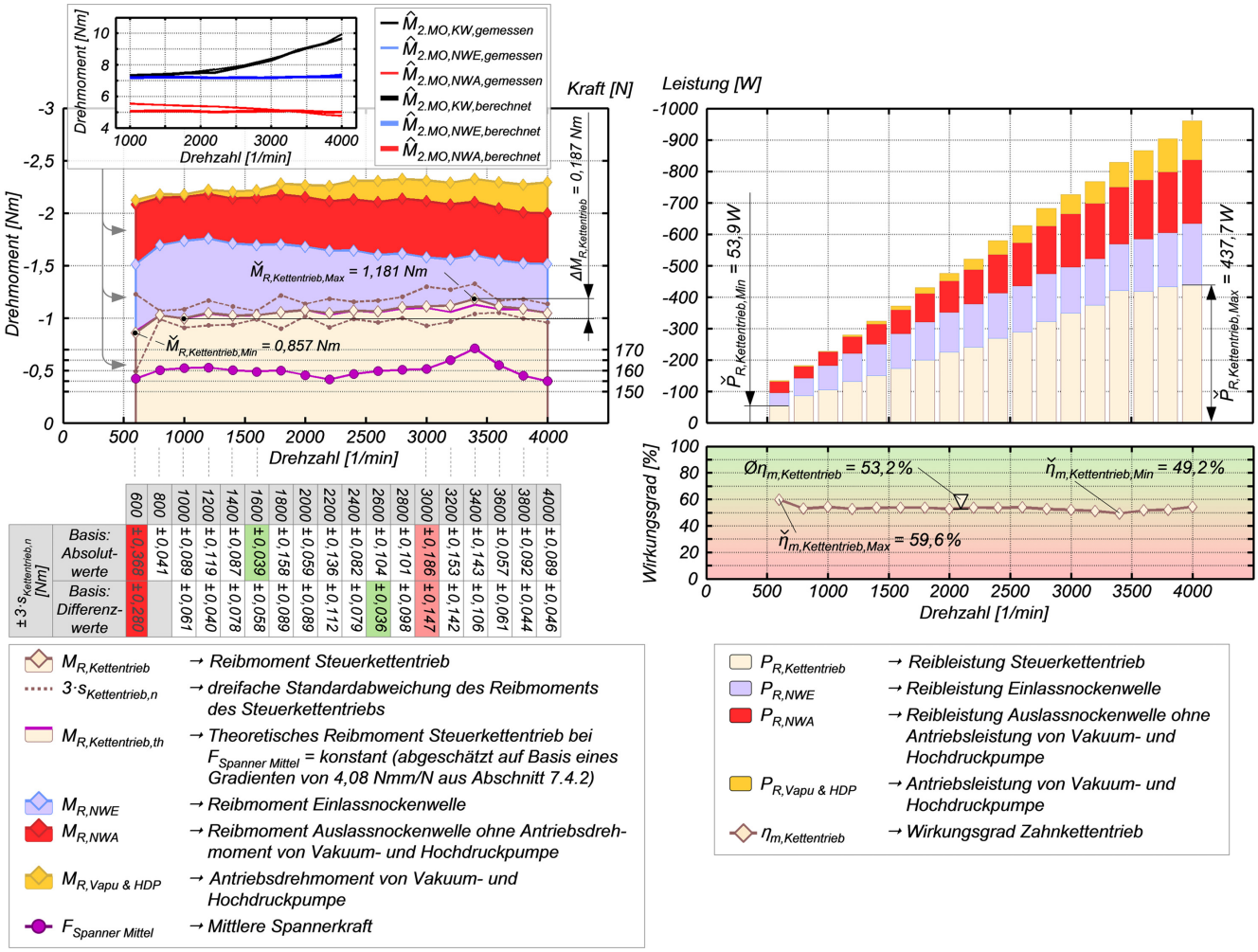


Abbildung 7.24: Chronologischer Ablauf von Messwertaufnahmen und Datennachbereitung zur Bestimmung der isolierten Steuertriebsreibung

Die Beurteilung ihrer Güte basiert auf zwei Indikatoren. Die grundlegende Richtigkeit der Messergebnisse untermauert zunächst die Übereinstimmung der Drehmomentamplituden der 2. Motorordnung mit den berechneten Werten aus der KETSIM-Dynamiksimulation. Als einzige Diskrepanz ist in diesem Zusammenhang die zu erwartende Verringerung der Resonanzfrequenzen des Kettentriebs, als Tribut an die geschwächten Messkettenräder und die erhöhten Massenträgheitsmomente der Nockenwellen, zu nennen. Sie äußert sich allein in einer Verschiebung der Überhöhungen der 4. und 6. Motorordnung um 400 $^1/_{min}$ hin zu geringeren Drehzahlen. Das zweite Kriterium betrifft die Reproduzierbarkeit des vom Kettentrieb verursachten Reibmoments, die unter der Annahme normalverteilter Merkmalswerte, als Standardabweichung charakterisiert, hinsichtlich zweier Aspekte zu betrachten ist. Einerseits gilt es die Wiederholgenauigkeit der Absolutwerte zu bewerten, die sich an unterschiedlichen Messtagen, mit dazwischenliegenden Abkühl- und Aufheizphasen des Aggregats (ohne Veränderung des Motoraufbauzustands), erreichen lässt. Unter diesen Randbedingungen erreicht die dreifache Standardabweichung, mit Ausnahme des Ausreißers von 0,368 Nm bei 600 $^1/_{min}$, höchstens 0,186, durchschnittlich 0,102 Nm. Eine Verbesserung erschließt sich, wenn andererseits die Aufmerksamkeit, der eigentlichen Bestimmung des Messmotors entsprechend, auf die Reproduzierfähigkeit der Auswirkungen applikativer Variationen gelegt wird. Gemeint ist damit, dass jetzt nicht mehr die stochastischen Abweichungen der Absolutwerte, sondern der Differenzen des Reibmoments quantifiziert werden, die aus den Drehzahlerhöhungen von 800 $^1/_{min}$ auf die jeweils zu untersuchende Drehzahl resultieren. Dann beträgt der arithmetische Mittelwert der dreifachen Standardabweichung 0,080 Nm, Minimum und Maximum reduzieren sich auf 0,036 sowie 0,147 Nm.

Im untersuchten Drehzahlbereich bewegt sich das Reibmoment des Steuerkettentriebs zwischen den Extremwerten von 0,857 und 1,181 Nm. Ihre maximale Differenz nimmt aber bereits ab 800 $^1/_{min}$ auf nur



$\pm 3 \cdot s_{Kettentrieb,n}$ [Nm]	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000
Basis: Absolutwerte	± 0,368	± 0,041	± 0,089	± 0,119	± 0,087	± 0,039	± 0,158	± 0,059	± 0,136	± 0,082	± 0,104	± 0,101	± 0,186	± 0,153	± 0,143	± 0,057	± 0,092	± 0,089
Basis: Differenzwerte	± 0,280		± 0,061	± 0,040	± 0,078	± 0,058	± 0,089	± 0,089	± 0,112	± 0,079	± 0,036	± 0,098	± 0,147	± 0,142	± 0,106	± 0,061	± 0,044	± 0,046

Abbildung 7.25: Auswirkungen der Motordrehzahl auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs

noch 0,187 Nm ab, wobei bis 4 000 $^1/_{min}$ eine strenge Monotonie und damit ein eindeutiger Trend im Momentenverlauf nicht festzustellen ist. Die insbesondere ab 2 600 $^1/_{min}$ zutage tretende qualitative Korrelation mit den mittleren Spannerkräften kann die quantitativen Veränderungen des Reibmoments (vgl. Abschnitt 7.4.2) zwar nur teilweise erklären. Unter Berücksichtigung des Verhältnisses der verbleibenden Messwertänderungen zu den potenziellen Messabweichungen ist das Reibmoment aber trotzdem als unabhängig von der Drehzahl und den in den Einzelkontakten des Kettentriebs auftretenden Relativgeschwindigkeiten einzustufen. Bestätigung findet die Aussage in den Tribometerversuchen aus Abbildung 4.25, die für die Kontakte zwischen Kettenglied und Führungselement sowie zwischen Kettenbolzen und -laschen ebenfalls die Konstanz der Reibungszahlen über den Relativgeschwindigkeiten postulieren. Selbstverständlich lässt sich, aufgrund des hohen Abstraktionsgrads der Modellversuche und der im Reibleistungs-Messmotor gesamtheitlichen Erfassung der Reibungsverluste in den Kontaktstellen zwischen Laschenrücken und Führungselementen, zwischen Kettenglied und Kettenradverzahnung sowie im Kettengelenk, das Vorliegen vereinzelter Flüssigkeitstraganteile nicht grundsätzlich ausschließen. Jedoch gestatten die Ergebnisse der Experimente abzuleiten, dass sich im Tribosystem Zahnkettentrieb eine globale Dominanz hydrodynamischer Reibungszustände nachweislich nicht einstellt. Diese kann hingegen an der Einlassnockenwelle beobachtet werden. In ihren Gleitlagern führt die mit zunehmender Drehzahl steigende Relativgeschwindigkeit gemäß dem STRIBECK-Diagramm zu einer Verringerung von Reibungszahl

und Reibmoment. Dessen Extraktion erlaubt für die Auslassnockenwelle eine zusätzliche Messung mit demontierter Vakuum- und Hochdruckpumpe.

Den Drehmoment- und Drehzahlmesswerten zufolge sind im Schubbetrieb des Motors für die Überwindung der Reibungsverluste im Zahnkettentrieb zwischen 53,9 und 437,7 W aufzuwenden. Ihre Kenntnis ermöglicht zusammen mit der Gesamtantriebsleistung die Berechnung der drehzahlspezifischen Getriebewirkungsgrade. Ihr arithmetischer Mittelwert von 53,2 % verdeutlicht, dass in dieser Motorbetriebsart nur geringfügig mehr als die Hälfte der aufgebrachten Antriebsleistung für den Antrieb von Nockenwellen, Hochdruck- und Vakuumpumpe benötigt wird.

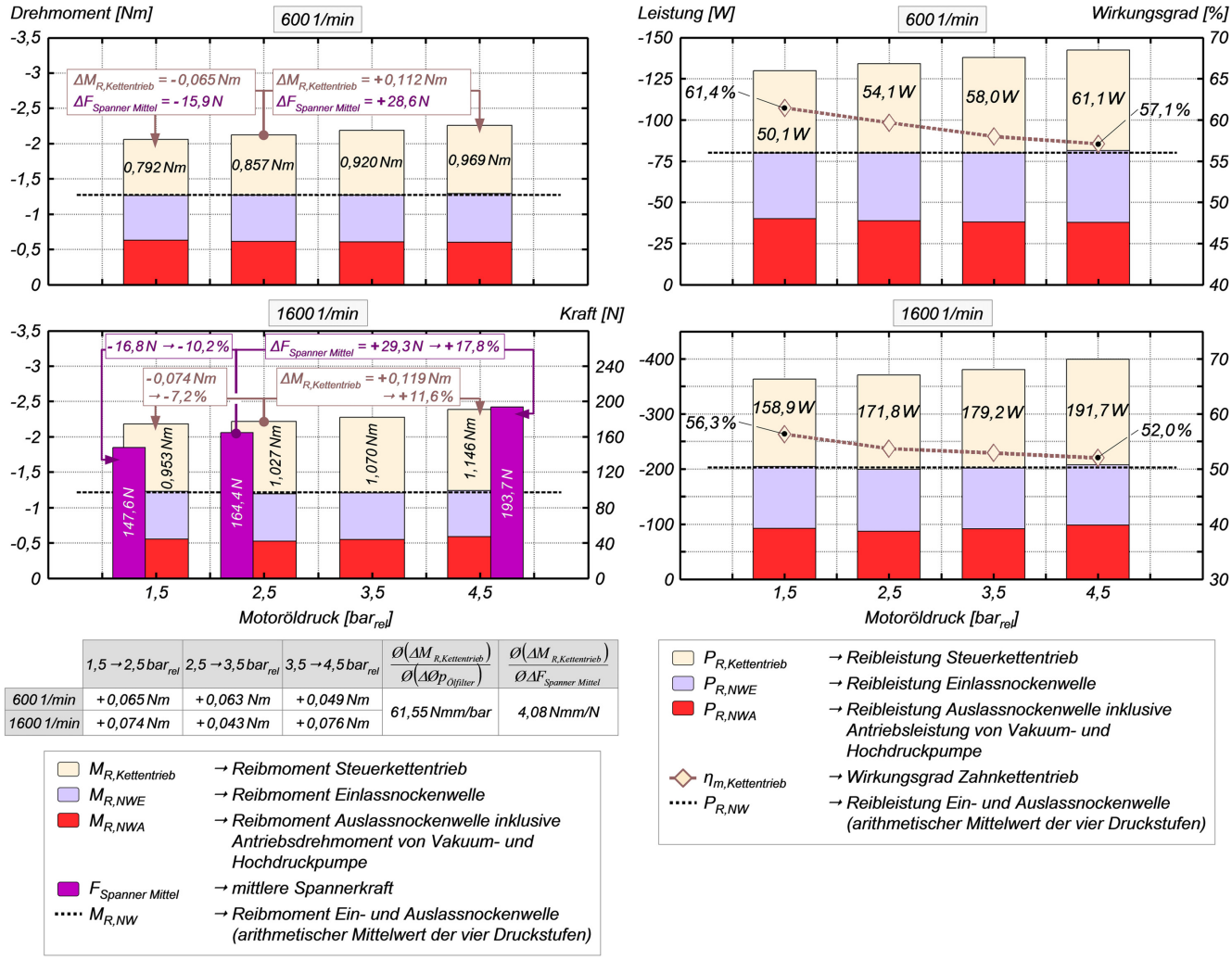
7.4.2 Einfluss des Motoröldrucks

War am Motorschleppprüfstand für die Untersuchung der Effekte unterschiedlicher Ölversorgungsdrücke auf die Kettentriebsreibung noch eine separate Ölversorgung für das Spannelement vorzusehen (vgl. Kapitel 6.2.5), genügt am Reibleistungs-Messmotor allein die Variation des Motoröldrucks. Ausgehend von den Messwertaufnahmen bei 600 und 1 600 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ aus Abbildung 7.25, denen jeweils 2,5 $\mathrm{bar_{rel}}$ zugrunde liegen, geschehen die Veränderungen des am Motoreintritt wirksamen Öldrucks in drei Schritten auf 1,5, 3,5 und 4,5 $\mathrm{bar_{rel}}$.

Dass sie das Summenantriebsdrehmoment beider Nockenwellen unabhängig von der Drehzahl nur geringfügig beeinflussen, belegt Abbildung 7.26. Im Gegensatz dazu nimmt das Reibmoment des Kettentriebs mit steigendem Öldruck stetig zu und zeichnet mit einem Beitrag von stets mehr als 85 % für den überwiegenden Teil der Erhöhung des am Kurbelwellenrad gemessenen Drehmoments verantwortlich. Seine auf 1 bar bezogene Zunahme beträgt für die betrachteten Drehzahlen durchschnittlich 0,062 Nm und bestätigt die auf dem Schleppprüfstand ermittelten Reibmomentdifferenzen von 0,054 $^{\mathrm{Nm}}/_{\mathrm{bar}}$ (vgl. Abbildung 6.17).

Bezieht man in die Überlegungen ferner die mittlere Spannerkraft ein, lässt sich analog zu diesem Verhältniswert der aus den Kapiteln 6.2.3 bis 6.2.5 bekannte Gradient $\emptyset\,(\Delta M_{R,Kettentrieb}/\Delta F_{SpannerMittel})$ bilden. Er beschreibt die durchschnittliche Auswirkung differierender Normalkräfte zwischen Spannelement und Spannschiene auf das Reibmoment des Steuertriebs. Mit 4,08 $^{\mathrm{Nmm}}/_{\mathrm{N}}$ entspricht seine Größenordnung ebenfalls den während der Parametervariationen von Federvorspannkraft, Dämpfungskraft und Ölversorgungsdruck konstatierten Ergebnissen. Die verbleibenden Diskrepanzen von 15 bis 25 % können vor dem Hintergrund der Vielzahl potenzieller Messabweichungen, der diesbezüglichen Sensibilität von Verhältniswert und prozentualen Abweichungen, unterschiedlicher Messketten, Motor- und Kettentriebskomponenten dennoch als gering eingestuft werden.

Aus der gleichzeitigen Messung der Absolutwerte von Spannerkraft und isoliertem Reibmoment des Kettentriebs lassen sich die Erkenntnisse über den vorherrschenden Reibungszustand aus dem vorhergehenden Abschnitt erweitern. Da in diesem Fall die Qualität der abgeleiteten Aussage maßgeblich von der Richtigkeit der Absolutwerte abhängt, beschränken sich die Auswertungen auf die Messwertaufnahmen bei 1 600 $^{1}/_{\mathrm{min}}$, denen Abbildung 7.25 die geringsten stochastischen Messabweichungen zuspricht. Hier zeigt sich, dass das Reibmoment den durch die Öldruckvariationen herbeigeführten Zu- und Abnahmen der mittleren Spannerkraft nicht nur qualitativ folgt. Ihre prozentualen Veränderungen finden sich entsprechend Abbildung 7.26 in vergleichbaren, aber etwas niedrigeren Prozentsätzen im Reibungsäquivalent wieder. Eine mögliche Erklärung für die Unterschiede kann die Abnahme der Reibungszahlen mit zunehmenden Normalkräften sein, die anhand der Tribometerversuche in Abbildung 4.25 für den Kontakt zwischen Kettenglied und Führungselement nachvollzogen werden kann. Zu berücksichtigen sind aber auch die höheren Kraftniveaus im Zwischen- und Lasttrum, die den KetSim-Dynamiksimulationen entsprechend bei einer Öldruckanhebung um den gleichen Betrag zunehmen wie die mittlere Lostrumkraft. Folglich ist die über sämtliche Kontaktstellen im Kettentrieb gemittelte prozentuale Veränderung der



	1,5 → 2,5 bar_{rel}	2,5 → 3,5 bar_{rel}	3,5 → 4,5 bar_{rel}	$\frac{\varnothing(\Delta M_{R,Kettentrieb})}{\varnothing(\Delta \varnothing p_{Ölfilter})}$	$\frac{\varnothing(\Delta M_{R,Kettentrieb})}{\varnothing \Delta F_{Spanner\ Mittel}}$
600 1/min	+0,065 Nm	+0,063 Nm	+0,049 Nm	61,55 Nmm/bar	4,08 Nmm/N
1600 1/min	+0,074 Nm	+0,043 Nm	+0,076 Nm		

Abbildung 7.26: Auswirkungen des Motoröldrucks auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs

Normalkraft kleiner und nähert sich den dem Reibmoment zugewiesenen Prozentwerten tendenziell an. Nicht zuletzt im Vergleich mit den Relativgeschwindigkeiten, auf deren Vervierfachung das Reibmoment des Zahnkettentriebs kaum reagiert, sind die qualitativen und quantitativen Korrelationen mit den mittleren Spannerkräften als sehr ausgeprägt zu bewerten. Sie validieren die Annahme, dass die Reibungskräfte in der Mehrzahl der Einzelkontakte normalkraftbestimmt sind und demnach in den einzelnen Tribosystemen überwiegend Festkörpertraganteile vorliegen.

Diese dem Coulombschen Reibungsgesetz folgenden Zusammenhänge setzen sich im Verhalten von Reibleistung und Getriebewirkungsgrad fort. Letztgenannter verschlechtert sich durch die Druckerhöhung von 1,5 auf 4,5 bar_{rel} um ca. 4 %. Die damit einhergehende Zunahme der Reibleistung macht bei 600 $^1/_{min}$ bereits 11 W aus und wächst bis 1600 $^1/_{min}$ auf 32,8 W an.

7.4.3 Einfluss des Kraftstoffeinspritzdrucks

Die nachfolgenden Untersuchungen bauen unmittelbar auf der in Kapitel 4.3.2.2 dokumentierten Erkenntnis auf, dass ein erhöhter Kraftstoffeinspritzdruck nachweislich zur dynamischen Beruhigung des Steuerkettentriebs beiträgt (vgl. Abbildung 4.16). Denn für die Verifikation der daraus abgeleiteten Annahme,

diesen positiven Effekt auf die Kettentriebsreibung übertragen zu können, scheidet eine vorhergehende Parameterstudie auf dem Schleppprüfstand, wie im Fall des Motoröldrucks durchgeführt, aus. Ausschlaggebend ist die Verknüpfung des Einspritzdrucks mit der Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe und dem als Reibungsäquivalent herangezogenen Antriebsdrehmoment, die hier eine Isolation der Auswirkungen auf die Kettentriebsreibung verhindert.

In Anlehnung an die in Kapitel 4.3.2.2 gewählte Motordrehzahl wird der Einspritzdruck des Reibleistungs-Messmotors bei effektiven Motordrehmomenten von 60 und 100 Nm sowie 1 000 $^1/_{min}$ von 40 bar_{rel} ausgehend sukzessiv auf 100 und 150 bar_{rel} erhöht. Die unabhängig vom Motorlastzustand mit steigendem Förderdruck abnehmenden Reibmomente des Kettentriebs aus Abbildung 7.27 bestätigen die zuvor formulierte These und den direkten Zusammenhang von Kettentriebsdynamik und -reibung. Eine detaillierte Betrachtung der einzelnen Drehmomentdifferenzen verdeutlicht, dass das durchschnittliche Antriebsdrehmoment der Auslassnockenwelle infolge der erhöhten hydraulischen Pumpenleistung zwar ansteigt. Die daraus resultierende Begünstigung einer destruktiven Interferenz der Wechselmomente von Ventiltrieb und Hochdruckpumpe überkompensiert aber die Zunahme der mittleren Kettenkraft im Lasttrum und äußert sich schlussendlich in einer Verringerung des vom Zahnkettentrieb verursachten Reibmoments. Aufgrund dessen und der Konstanz der Reibung der Einlassnockenwelle muss nur ein Teil des zusätzlichen Antriebsdrehmoments der Auslassnockenwelle am Kurbelwellenkettenrad aufgebracht werden.

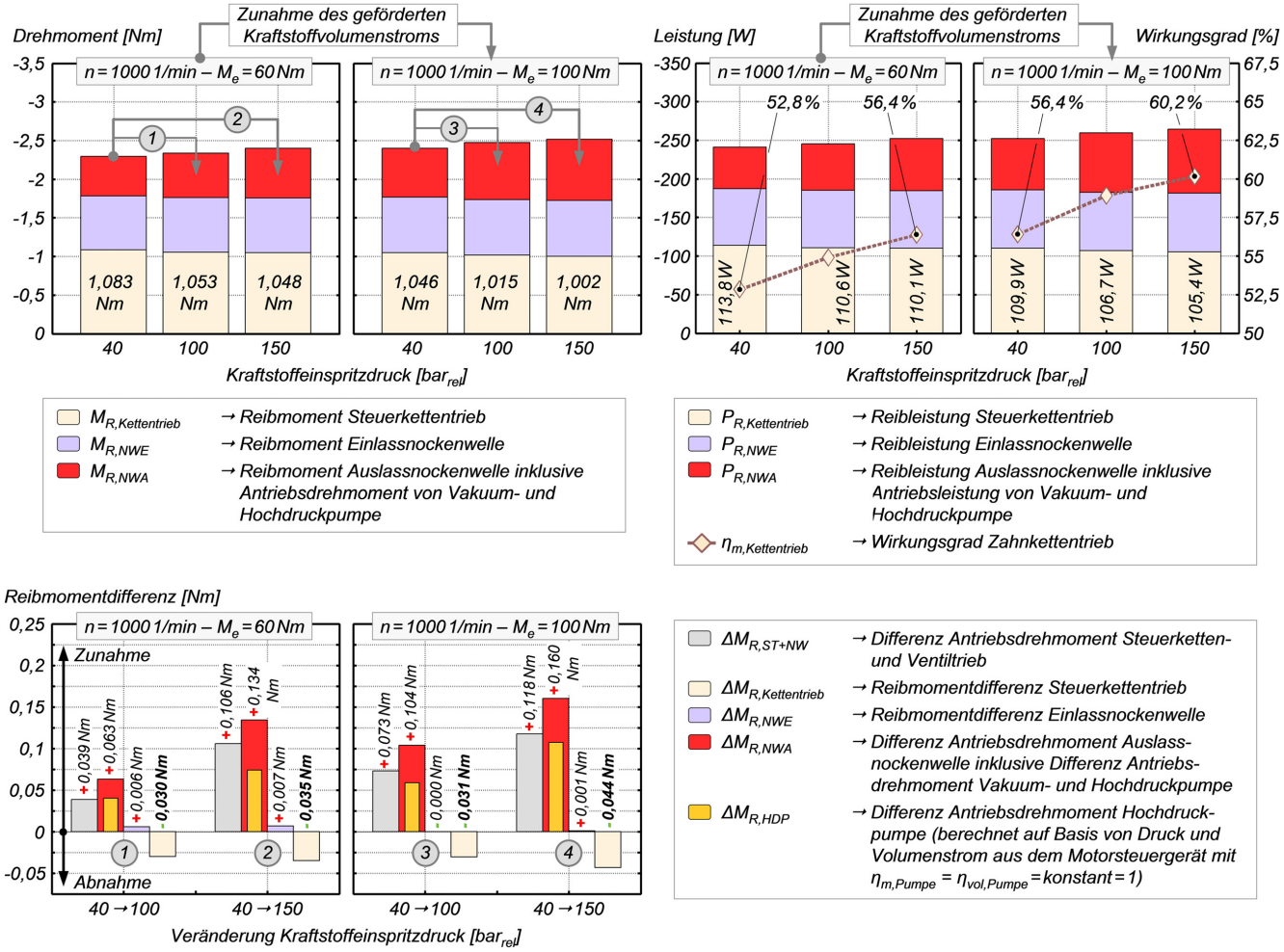


Abbildung 7.27: Auswirkungen des Kraftstoffeinspritzdrucks auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs

Neben dem erzeugten Druck ist der zeitliche Verlauf des Pumpendrehmoments auch eine Funktion vom Förderbeginn und damit von der Höhe des geförderten Kraftstoffvolumenstroms. Dessen Zunahme wird über die Erhöhung des effektiven Motordrehmoments von 60 auf 100 Nm realisiert und bewirkt in Analogie zur Auswirkung des Einspritzdrucks eine Verbesserung des Kompensationsgrads der Drehmomentanregungen der Auslassnockenwelle. Sie lässt sich im Vergleich zwischen den Motorlastzuständen erneut in einer durchgängigen Reduktion der Reibmomente des Kettentriebs beobachten.

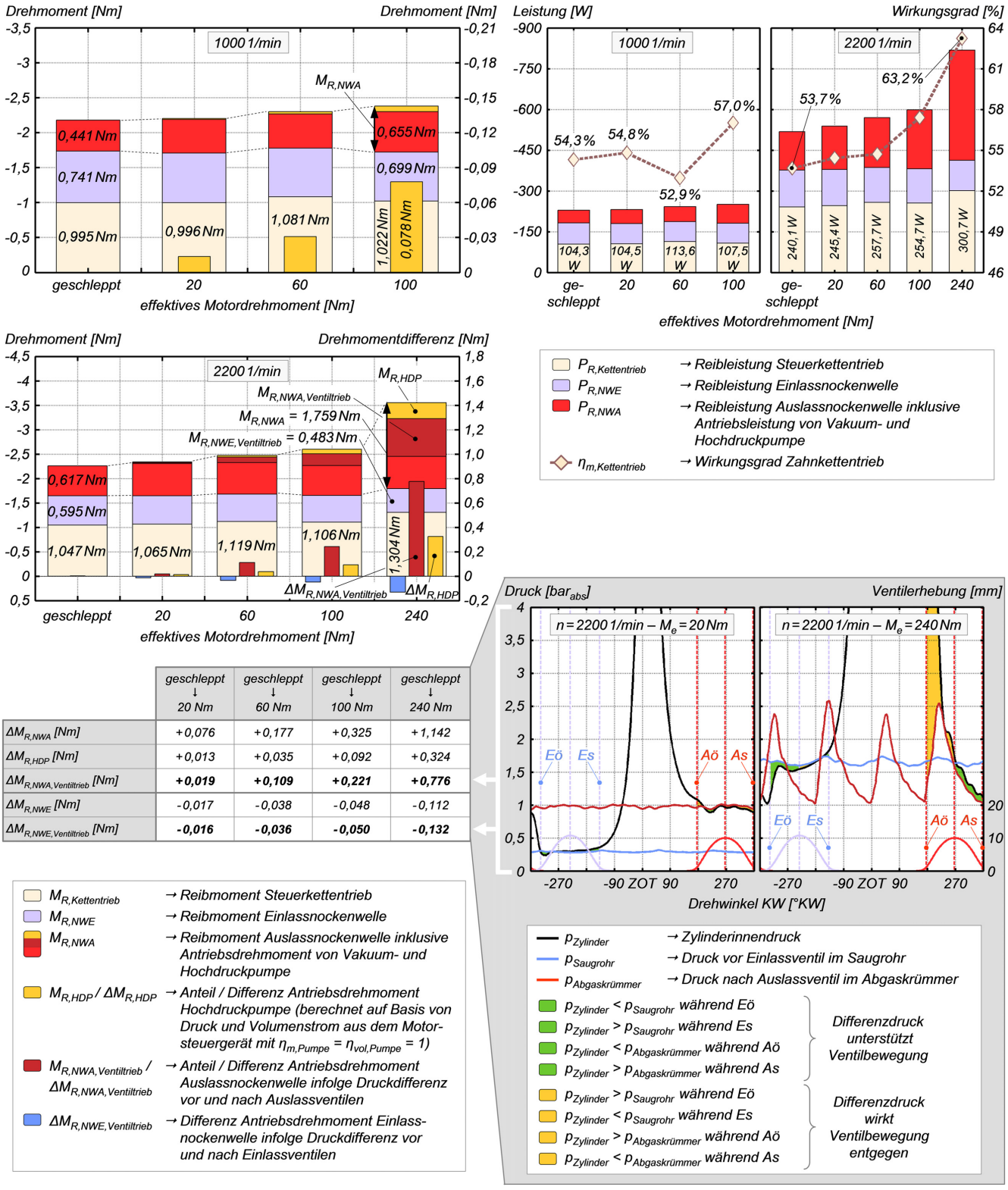
Für die betrachteten Betriebspunkte geht damit sowohl mit der Vergrößerung des Fördervolumens als auch mit der Vergrößerung des Einspritzdrucks eine Verkleinerung der Reibleistung des Steuertriebs bei simultaner Erhöhung seiner Abtriebsleistung einher. Beide Tendenzen münden in die in Abbildung 7.27 illustrierten Zunahmen des Getriebewirkungsgrads. Jedoch sei zum einen angemerkt, dass eine beliebige Fortsetzung dieser Verbesserung durch immer höhere Förderdrücke und -volumina nicht möglich ist. Das Erreichen des Kompensationsoptimums sowie die zunehmenden Kettenkräfte im Zwischen- und Lasttrum stehen dem entgegen. Zum anderen sind den hier allein dem gestiegenen Kraftstoffvolumenstrom zugeschriebenen Auswirkungen weitere Effekte überlagert, die ebenfalls von der zugrunde liegenden Vergrößerung des effektiven Motordrehmoments hervorgerufen und folglich von folgendem Abschnitt näher thematisiert werden.

7.4.4 Einfluss des Motordrehmoments

Neben der Kraftstoffmenge beeinflusst der Motorlastzustand die Schwingwinkelamplituden des Kurbelwellenkettenrads, die, wie in Abschnitt 4.3.1.1 geschildert, mit steigendem effektiven Motordrehmoment zu erhöhten Belastungen im Lostrum führen. Superpositioniert mit der entlastenden Wirkung reduzierter Drehanregungen infolge erhöhter Kraftstoffördermengen und -drücke (vgl. Kapitel 7.4.3) zeigt die Steuertriebsreibung bei einer Drehzahl von 1 000 $^1/_{\text{min}}$ zum einen ein indifferentes Verhalten über dem Mitteldruck (vgl. Abbildung 7.28). Zum anderen verbleibt das Reibmoment mit Extremwerten von 0,995 und 1,081 Nm zwischen dem geschleppten und dem befeuerten Motorbetrieb mit einem effektiven Drehmoment von 100 Nm fast konstant. Demgegenüber nimmt das Antriebsdrehmoment der Einlassnockenwelle mit steigendem effektiven Mitteldruck von 0,741 auf 0,699 Nm ab, das der Auslassnockenwelle von 0,441 auf 0,655 Nm zu. Bereits die letztgenannte Differenz von 0,214 Nm kann nur teilweise mit der Zunahme der hydraulischen Pumpenleistung erklärt werden. Noch deutlicher erscheint dieses Verhalten bei 2 200 $^1/_{\text{min}}$. Bis zum Volllastdrehmoment von 240 Nm verdreifacht sich das Antriebsdrehmoment der Auslassnockenwelle nahezu von 0,617 auf 1,759 Nm.

Zur Ursachenfindung dienen Indiziermessungen an einem zweiten baugleichen Motor, die bei 2 200 $^1/_{\text{min}}$ im geschleppten und befeuerten Motorbetrieb mit effektiven Drehmomenten von 20, 60, 100 und 240 Nm stattfinden. Eine Hochdruckindizierung im Brennraum sowie zwei Niederdruckindizierungen vor dem Einlassventil im Saugrohr und hinter dem Auslassventil im Abgaskrümmer erlauben eine hochfrequente Aufzeichnung der Druckverläufe. Abbildung 7.28 unternimmt nicht nur einen exemplarischen Vergleich ihrer Zeitsignale bei 20 und 240 Nm, sondern trägt gleichzeitig die theoretischen Ventilerhebungskurven gemäß den eingestellten Steuerzeiten ein. Damit sind alle Voraussetzungen geschaffen, um auf Basis der Differenzdrücke vor und hinter den Ladungswechselorganen beurteilen zu können, ob die Ventilbewegung aufgrund der Druckverhältnisse gefördert oder gehemmt wird. Treten im dargestellten Teillastbetriebspunkt nur marginale Druckdifferenzen auf, wirkt im Volllastbetrieb der während des Öffnungsvorgangs der Auslassventile zunächst noch hohe Zylinderinnendruck demselben entgegen, bevor er, nahezu auf den Druck im Abgaskrümmer abgeklungen, ihren Schließvorgang unterstützt. Dass jedoch dieser Energiegewinn den vorhergehenden Energiemehraufwand nicht auszugleichen vermag, lässt sich bereits anhand der Größenverhältnisse der eingefärbten Flächen nachvollziehen. Überdies erlaubt das Aufstellen der Energiebilanz aus Kraftdifferenz und Ventilerhebung die Berechnung der mittleren Leistung pro Nockenwellenumdrehung und damit die Quantifizierung des zusätzlich erforderlichen Antriebsdrehmoments an der Auslassnockenwelle.

Die dergestalt für den Volllastbetriebspunkt ermittelte Drehmomentdifferenz von 0,776 Nm erreicht zusammen mit dem aus Kraftstoffvolumenstrom und Einspritzdruck berechneten, zusätzlichen Antriebs-



	geschleppt ↓ 20 Nm	geschleppt ↓ 60 Nm	geschleppt ↓ 100 Nm	geschleppt ↓ 240 Nm
$\Delta M_{R,NWA}$ [Nm]	+0,076	+0,177	+0,325	+1,142
$\Delta M_{R,HDP}$ [Nm]	+0,013	+0,035	+0,092	+0,324
$\Delta M_{R,NWA,Ventiltrieb}$ [Nm]	**+0,019**	**+0,109**	**+0,221**	**+0,776**
$\Delta M_{R,NWE}$ [Nm]	-0,017	-0,038	-0,048	-0,112
$\Delta M_{R,NWE,Ventiltrieb}$ [Nm]	**-0,016**	**-0,036**	**-0,050**	**-0,132**

Abbildung 7.28: Auswirkungen des Motorlastzustands auf das Reibmoment und die Reibleistung des Zahnkettentriebs

drehmoment der Hochdruckpumpe von 0,324 Nm annähernd die gemessene Drehmomentzunahme von 1,142 Nm. Sie liefern damit die Erklärung für die ausgeprägte Lastabhängigkeit der Antriebsleistung der Auslassnockenwelle. Die auch quantitativ als sehr gut zu beurteilende Übereinstimmung setzt sich entsprechend der tabellarischen Aufstellung in Abbildung 7.28 über sämtliche untersuchte Motorlastzustände fort. Die verbleibende Diskrepanz von 0,042 Nm ist als Erhöhung der Reibung in Ventiltrieb und Hochdruckpumpe zu interpretieren, wobei die Belastbarkeit ihres exakten Betrags nicht gegeben ist. Zu groß stellt sich nicht nur die Summe der stochastischen Messabweichungen der eingesetzten Messsysteme dar. Hinzu kommen systematische Messabweichungen, die allein der Umstand bedingen kann, dass die Ergebnisse der Indiziermessungen nicht auf dem Reibleistungs-Messmotor basieren.

Die erläuterten Wechselwirkungen sind in ähnlicher Weise für die Abnahme des Reibmoments der Einlassnockenwelle von 0,595 auf 0,483 Nm ursächlich. In diesem Fall begünstigt die mit einem zunehmenden Motordrehmoment verbundene Erhöhung des Ladedrucks den Öffnungsvorgang der Einlassventile. In Anbetracht der genannten Einschränkungen korrelieren die aus den Druckverläufen abgeleiteten Ergebnisse erneut sehr gut mit den gemessenen Drehmomentdifferenzen. Da die Verkleinerung des einlassseitigen Reibmoments dessen auslassseitige Vergrößerung jedoch nicht kompensieren kann, wächst das Abtriebsdrehmoment des Kettentriebs mit zunehmendem Mitteldruck an. Dem entgegenzuwirken und das Reibmoment des Steuertriebs zwischen 1,057 und 1,119 Nm weitgehend zu stabilisieren, gestattet bis 100 Nm die zunehmend destruktive Überlagerung der Wechselmomente innerhalb der Auslassnockenwelle. Darüber hinaus ist davon auszugehen, dass es primär im Zwischen- und Lasttrum erhöhte Umfangszugkräfte verursacht, auf die der Anstieg des Reibmoments auf 1,304 Nm zurückgeführt werden kann.

7.5 Zusammenfassung der Messergebnisse

Selbstverständlich liegt ein Augenmerk der in Kapitel 6 referenzierten Experimente, dem pragmatischen Ansatz folgend, auf dem Ausweisen von Reibleistungspotenzialen durch Parametervariationen inner- und außerhalb der Systemgrenzen von Steuer-, Ausgleichswellen- und Ölpumpenkettentrieb. Trotzdem lassen sich schon aus diesen Ergebnissen die in den Abschnitten 6.2.6 und 6.3.4 zusammengefassten Interaktionen zwischen der Reibung, den Kräften und den Bauteiltemperaturen in verbrennungsmotorischen Zahnkettentrieben ableiten. Die Grundlage bildet ein Schleppprüfstand, der selbst bei Eingriffen in den Motoraufbauzustand eine hinreichende Ergebnisreproduzierbarkeit garantiert, sie aber mit messprinzipbedingten Einschränkungen erkauft. Dazu gehören die Extraktion der Reibmomente des Steuertriebs sowie die Untersuchung ihrer Abhängigkeit von den an den befeuerten Motorbetrieb geknüpften Einflussgrößen. Diese Lücke schließt der in den vorangegangenen Abschnitten diskutierte Reibleistungs-Messmotor. Er unterscheidet sich von dem zugrunde liegenden 1,8 l TFSI-Serienmotor lediglich durch die in die Kurbel- und Nockenwellenkettenräder integrierten Dehnungsmessstreifen und Telemetriesysteme.

Erwartungsgemäß erreicht die Wiederholgenauigkeit der Absolutwerte des vom Steuerkettentrieb verursachten Reibmoments nicht die des am Schleppprüfstand aufgenommenen Reibungsäquivalents. Sowohl der Maximalwert als auch der Mittelwert der dreifachen Standardabweichung der Reproduzierbarkeit liegen mit 0,368 und 0,102 Nm deutlich über den im unbefeuerten Betrieb auftretenden Abweichungen von 0,038 und 0,033 Nm. Hingegen erweisen sich die Beträge der Reibmomentänderungen infolge der Variation applikativer Parameter während des Motorbetriebs als weitaus reproduzierbarer, wie die erneut zur Beurteilung herangezogenen Maximal- und Mittelwerte von 0,147 und 0,080 Nm unter Beweis stellen. Eine pauschale, nur auf diesen statistischen Kenngrößen aufbauende Bewertung und Auswahl der Prüfaufbauten kann jedoch nicht sinnvoll sein. Vielmehr betonen die Ergebnisse die Notwendigkeit, ihre Eignung im Vorfeld der jeweiligen Messaufgabe sorgfältig zu prüfen. Prinzipiell lässt sich feststellen, dass für die Untersuchung konstruktiver Varianten von Zugmittel, Spannelement oder Kettenrädern, die untrennbar mit einer Veränderung des Motoraufbauzustands verbunden sind, der Schleppprüfstand die erste Wahl darstellt. Neben dem Vorteil sehr kleiner stochastischer Abweichungen ist der Aufwand im Hinblick

auf die Präparation des Motors und das Messprozedere ungleich geringer. Die Erfassung der Auswirkungen applikativ beeinflussbarer Randbedingungen erfordert eine differenzierte Betrachtung. Hinsichtlich Motordrehzahl, Motordrehmoment und Kraftstoffeinspritzdruck muss, im Fall des Motoröldrucks kann der Reibleistungs-Messmotor favorisiert werden.

Als weiterer Indikator für die hohe Güte beider Prüfaufbauten dient die Gegenüberstellung zweier Messreihen mit identischen Zielsetzungen. Zunächst belegt ein Vergleich der Diagramme aus den Abbildungen 6.11 und 7.25, dass Schleppprüfstand und Reibleistungs-Messmotor die Summe der Reibmomente von Zahnketten- und Ventiltrieb durchaus ähnlich beziffern. Bestehende Diskrepanzen in Niveau und Verlauf liegen in den zuvor erwähnten Messunsicherheiten und der ungleichen Ausnutzung von Bauteiltoleranzen in den Versuchsträgern begründet. Eine noch bessere Übereinstimmung zeigt die Reaktion der Reibmomente auf unterschiedliche Ölversorgungsdrücke am Spannelement. Die zwischen den Prüfständen verbleibende Differenz von nur 0,008 $^{\mathrm{Nm}}/_{\mathrm{bar}}$ bestätigt erneut die Aussagefähigkeit der Messergebnisse auf Basis applikativer Veränderungen und unterstützt damit ebenso die Belastbarkeit der ermittelten Zusammenhänge zwischen Kraftstoffeinspritzdruck, Motordrehmoment, Motordrehzahl und Steuertriebsreibung.

Die Motordrehzahl wirkt sich primär auf die Relativgeschwindigkeiten zwischen den Grund- und Gegenkörpern in den Kontaktstellen des Kettentriebs aus. Eine davon ausgehende Beeinflussung seines Reibmoments ist im Rahmen der Messtoleranzen im kundenrelevanten Drehzahlbereich zwischen Leerlaufdrehzahl und 4 000 $^{1}/_{\mathrm{min}}$ aber nicht feststellbar. Umso stärker hängt es von den im Kettentrieb wirksamen Belastungen ab. Hier deutet sich eine dem Coulombschen Reibungsgesetz entsprechende Proportionalität zwischen mittlerer Spannerkraft und Reibmoment an. Sie verifiziert indirekt, dass in den einzelnen Tribosystemen im hochdynamischen verbrennungsmotorischem Zahnkettentrieb vorwiegend Mischreibungszustände mit dominanten Festkörpertraganteilen vorliegen. Diese Erkenntnis untermauert nicht nur die bereits in Kapitel 6 ausgesprochene Empfehlung, zugunsten einer Minimierung der Reibmomente die mittleren Kettenkräfte mit den in den Abschnitten 6.2.1 bis 6.2.5 benannten Maßnahmen soweit wie möglich zu reduzieren. Sie ergänzt sie um die Schlussfolgerung, dass das Potenzial einer Reibleistungsoptimierung durch eine Anpassung der Relativgeschwindigkeiten bei konstanter Übersetzung und Antriebsdrehzahl weitaus geringer ist. Ob sich der sekundäre Effekt reduzierter Teilkreisdurchmesser, verursacht durch die mit steigenden Kettenkräften abnehmenden Reibungszahlen, in einer Verringerung der Reibleistung äußert, ist als wahrscheinlich einzustufen, wurde in der vorliegenden Arbeit aber anhand von Experimenten nicht verifiziert.

Während sich das Reibmoment des Kettentriebs über der Abszisse des Motorkennfelds kaum verändert, sind mit zunehmendem effektiven Mitteldruck ent- und belastende Effekte verbunden. Zu den erstgenannten zählen steigende Kraftstoffeinspritzdrücke und -fördermengen. Die damit einhergehende Abnahme der dynamischen Drehmomentanregungen der Auslassnockenwelle setzt sich in verringerten mittleren Spannerkräften fort, die dann in ein reduziertes Reibmoment münden und anschaulich den untrennbaren Zusammenhang von Kettentriebsdynamik und Kettentriebsreibung validieren. Der belastende Faktor resultiert aus der Lastabhängigkeit des mittleren Antriebsdrehmoments der Auslassnockenwelle. Neben der offensichtlichen Zunahme des Schleppmoments der Hochdruckpumpe belegen Indiziermessungen qualitativ und quantitativ den maßgeblichen Beitrag des mit erhöhtem Motordrehmoment steigenden Zylinderinnendrucks zum Öffnungszeitpunkt der Auslassventile. Dieser hemmt die Ventilbewegung und äußert sich im Kettentrieb in einer Vergrößerung des durchschnittlichen Abtriebsdrehmoments. Können sich die gegensätzlichen Effekte bei geringen Mitteldrücken noch kompensieren, überwiegt mit Annäherung an das Motornenndrehmoment die Verschlechterung seines Reibungsverhaltens. Die nachweislich nur moderate Zusatzbelastung im Lostrum lässt die Erhöhung der zum mittleren Abtriebsdrehmoment proportionalen Umfangszugkräfte im Zwischen- und Lasttrum als ursächlich erscheinen. Vor dem Hintergrund aktueller Entwicklungstendenzen hin zu hochaufgeladenen Motoren und wirkungsgradoptimalen

Getriebeübersetzungen mit der formulierten Zielsetzung, den Kraftstoffverbrauch im kundenrelevanten Fahrprofil zu reduzieren, verdeutlichen die dargelegten Wechselwirkungen, dass es nicht mehr ausreicht, sich auf die vielfach zitierte geringe Lastabhängigkeit der mechanischen Reibung zu berufen [Pis01b] [Wac07]. Der zunehmende Betrieb des Verbrennungsmotors bei niedrigen Drehzahlen und hohen effektiven Mitteldrücken erfordert stattdessen ein tiefgreifendes Verständnis der Zusammenhänge zwischen dem Motorlastzustand und dem Reibungsverhalten einzelner Motorbaugruppen, wie hier für den Steuerketten- und Ventiltrieb aufgezeigt. Nur dadurch lassen sich Detailoptimierungen, wie sie heute auf dem Schleppprüfstand „eindimensional“ durchgeführt werden, auf den Rest und damit den Großteil des Motorkennfelds übertragen.

Mit der Ermittlung der An- und Abtriebsleistungen im Zahnkettentrieb schafft der Reibleistungs-Messmotor zudem die Grundlage für die Berechnung des Getriebewirkungsgrads. Er bewegt sich in den untersuchten Betriebspunkten je nach Drehzahl, Motorlastzustand, Öl- und Kraftstoffeinspritzdruck zwischen 49,2 und 62,2 %. Nach einem Vergleich mit dem Verhältnis von Antriebs- und Reibmoment im Ausgleichswellenkettentrieb in Abbildung 6.22 sind diese Prozentsätze als durchaus realistisch zu beurteilen. Sie besagen einerseits unmissverständlich, dass Wirkungsgrade von 98 % oder mehr, wie sie in der Literatur teilweise zu finden sind, ausschließlich für gering belastete Kettentriebe ohne Führungselemente zutreffen können [Pie53]. Andererseits deuten sie auch nach einer über 100-jährigen Entwicklungshistorie auf nach wie vor bestehende Optimierungspotenziale im verbrennungsmotorischen Kettentrieb hin. Denn trotz Berücksichtigung der in den Kapiteln 4 und 6 abgeleiteten Erkenntnisse während der Entwicklung des untersuchten 1,8 l TFSI-Motors belaufen sie sich allein im geschleppten Steuerkettentrieb auf durchschnittlich 1,058 Nm und damit ca. 8 % der Gesamtreibung des Aggregats.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Bereits seit Anfang des letzten Jahrhunderts begleiten Kettentriebe den Verbrennungsmotor in seiner mehr als 130-jährigen Entwicklungsgeschichte. Ob als Antriebselemente für Nockenwellen, Ausgleichswellen, Ölpumpen oder Nebenaggregate eingesetzt, gestatten Stahlgelenkketten die winkelgenaue Drehmomentübertragung und zeichnen sich dabei durch ihre geringen axialen und radialen Bauraumbedarfe sowie ihre Wartungsfreiheit aus. Die gegenüber dem Zahnriemen erhöhten Körper- und Luftschallanregungen sowie die verschleißbedingten Kettenlängungen waren in der Vergangenheit Thema zahlreicher Veröffentlichungen. Jedoch rückt die bis zum Jahr 2012 angestrebte Verringerung der CO_2-Emissionen neuer Personenkraftwagen auf durchschnittlich 120 g/km zunehmend auch die Notwendigkeit der Minimierung der von den Kettentrieben verursachten Verlustleistung in den Vordergrund aktueller Motorentwicklungen.

Dementsprechend befasst sich die vorliegende Dissertation mit Reibleistungsuntersuchungen an den mit Zahnketten aufgebauten Steuer-, Ausgleichswellen- und Ölpumpentrieben eines direkteinspritzenden 1,8 l Vierzylinder-Ottomotors mit Turboaufladung. Ihren Ausgangspunkt bildet eine umfassende Literaturrecherche zu quasistatischen, dynamischen und tribologischen Berechnungsgrundlagen, die zu dem Schluss kommt, dass eine getrennte Betrachtung von Kettentriebsdynamik und Kettentriebsreibung a priori nicht zielführend sein kann. Sie wird mit einer Analyse und Bewertung des bestehenden simulatorischen und experimentellen Stands der Technik fortgesetzt, auf Basis derer Ergebnisse für den weiteren Verlauf der Arbeit das dynamische Verhalten der Kettentriebe sowohl berechnet als auch gemessen werden soll, die Erfassung ihrer Verlustleistung aber im Hinblick auf aussagekräftige Ergebnisse zum aktuellen Zeitpunkt noch dem Versuch vorbehalten bleiben muss.

Eine zentrale Voraussetzung für die Konzeption der dazu erforderlichen Prüfaufbauten stellt die Kenntnis der zu untersuchenden Parameter und damit die Identifikation der für die Kettentriebsreibung relevanten Einflussgrößen im Hubkolbenmotor dar. Eine erste Einschätzung zu den in den Einzelkontakten des Kettentriebs vorherrschenden Reibungszuständen liefern Modellversuche mit Zahnkettengliedern und -bolzen. Unter Beachtung ihres hohen Abstraktionsgrads weisen sie darauf hin, dass die Reibungskraft in den für die Gesamtreibung des Kettentriebs maßgebenden Tribosystemen zwischen Kettenglied und Führungselement sowie zwischen Kettenbolzen und -laschen fast ausschließlich von der wirksamen Normalkraft und nicht von der Relativgeschwindigkeit abhängt. Da Letztgenannte darüber hinaus im Motorbetrieb in erster Linie eine Funktion der Motordrehzahl ist, konzentrieren sich die Dynamikmessungen am verbrennungsmotorischen Kettentrieb auf die Bestimmung belastungsrelevanter Parameter. Unterteilt in Wellenanregungen und Reaktionskräfte am Spannelement können das Motordrehmoment, die Unrundheit des Antriebskettenrads, die Ventilsteuerzeiten, der Kraftstoffeinspritzdruck sowie der Ölversorgungsdruck, die Federvorspannkraft und die Leckagevolumenströme des Kettenspanners als Einflussgrößen auf die mittlere Lostrumkraft festgestellt werden.

Die Beurteilung ihrer Auswirkungen auf das Reibungsverhalten des Kettentriebs setzt als eine wesentliche Aufgabe der Arbeit die Konzeption, rechnerische Auslegung und Konstruktion von zwei Prüfaufbauten mit unterschiedlichen Abstraktionsgraden und Zielsetzungen voraus. In einem ersten Schritt dient ein Motorschleppprüfstand unter der Einschränkung nicht vollkommen realistischer Drehanregungen der Ermittlung von Reibleistungspotenzialen infolge von Parametervariationen, die nicht zwingend an einen befeuerten Betrieb geknüpft sind. Durch seine mit der dreifachen Standardabweichung quantifizierte Ergebnisreproduzierbarkeit von maximal 0,038 Nm gelingt es, selbst marginale Reibmomentdifferenzen

verlässlich auszuweisen. Die Kompensation seiner messprinzipimmanenten Nachteile wird mit einem zweiten Prüfaufbau erreicht, der nicht nur dem Anspruch genügt, die Auswirkungen der mit dem Verbrennungsprozess verbundenen Einflussgrößen, wie effektives Motordrehmoment und Kraftstoffeinspritzdruck, zu beziffern. Mit der Einbindung der Drehmomentaufnehmer in die An- und Abtriebswellen des Steuertriebs eines Serienmotors erlaubt er zudem die Extraktion der isolierten verbrennungsmotorischen Kettentriebsreibung und damit die Bewertung des Einflusses der Motordrehzahl. Ein Höchstmaß an Messgenauigkeit garantiert hier einerseits eine belastungsgerechte Auslegung der Sensoren auf Basis einer validierten Dynamiksimulation. Andererseits fußt die Entscheidung für die präferierten Dehnungsmessstreifen auf einer im Vorfeld der Konzeption des Reibleistungs-Messmotors durchgeführten, experimentellen Gegenüberstellung von Verformungsmessung und magnetostriktivem Messverfahren.

Die Messreihen mit geschlepptem Steuertrieb zeigen im Hinblick auf die Wellenanregungen, dass der Anwendungszweck eines unrunden Antriebskettenrads nicht zwangsläufig das Sicherstellen der Dauerfestigkeit des Zugmittels sein muss. Die Kompensation der Grundanregungen aus Kurbel- und Ventiltrieb lässt sich nachweislich für eine Verringerung der Kettentriebsreibung nutzen. Ein noch größeres Reduktionspotenzial erschließt die Wahl geeigneter Ventilsteuerzeiten, wenn eine destruktive Interferenz der Drehmomentanregungen von Ein- und Auslassnockenwelle zu einer weiteren Beruhigung der Kettentriebsdynamik beitragen. Beide Experimente stellen zum einen einen qualitativen und weitgehend quantitativen Zusammenhang zwischen den Reibleistungs- und den Temperaturendifferenzen der Führungselemente her. Zum anderen dokumentieren sie die qualitative Korrelation der Differenzen von Reibmoment und mittlerer Lostrumkraft. Ein konstantes Verhältnis dieser beiden Größen, das die Sensibilität des Reibmoments auf Änderungen der mittleren Spannerkraft beschreibt, kann bei Parametervariationen am Spannelement beobachtet werden. Die Kenntnis des besagten Proportionalitätsfaktors ermöglicht es, die Höhe der Reibmomentabsenkung zu prognostizieren, die über reduzierte Federvorspannkräfte und Ölversorgungsdrücke sowie über vergrößerte Leckagevolumenströme einer gezielten Einstellung zugänglich ist. Einer beliebig weichen Konfiguration des Spannelements widersprechen jedoch die Grenzwerte von minimalen Kettenkräften, Schwingweg- und Verdrehwinkelamplituden, deren Erfüllung die dauerhafte Funktion des Kettentriebs gewährleisten muss. Die Kunst einer optimalen Abstimmung des Kettenspanners besteht demnach darin, den besten Kompromiss im Spannungsfeld zwischen der Berücksichtigung der kettentriebsdynamischen Beurteilungskriterien und der Minimierung der Kettentriebsreibung zu finden.

Während den quasistatischen Berechnungsgrundlagen zufolge ein Reibleistungsvergleich unterschiedlicher Kettenarten bereits mit einer kettenartspezifischen Dimensionierung beginnen muss, implizieren die Auswirkungen von Federvorspann- und Dämpfungskraft unmittelbar, dass den Messungen auf dem Schleppprüfstand ein Zwischenschritt in Form einer kettenartspezifischen Dynamikabstimmung vorauszugehen hat. Unter Beachtung beider Prämissen basiert die Gegenüberstellung im konkreten Anwendungsfall auf einer Zahnkettenteilung von 6,35 mm und einer Rollenkettenteilung von 8 mm, den differierenden Kettenmassen und -steifigkeiten tragen die individuell angepassten Konfigurationen des Spannelements, als Kompromiss zwischen dynamischer und tribologischer Optimierung, Rechnung. Der erst dadurch realisierte Reibleistungsvorteil der Zahnkette verifiziert die postulierte Notwendigkeit einer gesamtheitlichen Vorgehensweise bei der Identifikation des verlustleistungsminimalen Zugmittels. Denn **nur** sie gestattet das Ausschöpfen sämtlicher Reibleistungspotenziale und **nur** sie kann daher aus Sicht des Motorenentwicklers relevant sein. Diese anhand der Untersuchungen am Steuerkettentrieb entwickelte Systematik findet ebenfalls bei der Substitution der Zahnkette im Ausgleichswellen- und Ölpumpentrieb durch ölbeständige Zahnriemen Anwendung. Der teilweise oder gänzliche Entfall der Führungselemente in den Riemengetrieben vermag im Neuzustand eine Reibungsreduktion herbeizuführen, die sich im Fall der in der vorliegenden Arbeit eingesetzten Zahnriemen aber über die Motorlebensdauer lediglich teilweise konservieren lässt. Als ursächlich für die nahezu vollständige Kompensation des anfänglichen Vorteils im kundenrelevanten Drehzahlbereich stellt sich das Verhärten der Elastomerbestandteile infolge des Kontakts mit Öl- und Kraftstoffbestandteilen heraus.

Das mit zunehmenden mittleren Lostrumkräften steigende Schleppmoment von Steuer- und Ventiltrieb kann mit dem Reibleistungs-Messmotor nicht nur qualitativ und quantitativ bestätigt werden. Am Beispiel des Ölversorgungsdrucks erbringt er den Beweis, dass die aus den Parametervariationen am Spannelement resultierenden Veränderungen im Reibungsverhalten fast ausschließlich im Steuertrieb stattfinden. Die ausgeprägte Proportionalität zwischen seinem extrahierten Reibmoment und der mittleren Lostrumkraft folgt annäherungsweise dem COULOMBSCHEN Reibungsgesetz und belegt damit die globale Dominanz von Festkörpertraganteilen in den Tribosystemen des schnelllaufenden Zahnkettentriebs. Untermauert wird die getätigte Aussage von der Unabhängigkeit des Reibmoments von der Motordrehzahl und den in den Einzelkontakten auftretenden Relativgeschwindigkeiten, die dem Vorliegen vorherrschender hydrodynamischer Traganteile entgegensteht. Ein weiterer Indikator für die untrennbare Verknüpfung von Kettentriebsreibung und -dynamik stellen Versuche mit erhöhten Kraftstoffeinspritzdrücken dar, die erstmalig im befeuerten Verbrennungsmotor ablaufen können. Sie äußern sich sowohl in einer Abnahme der mittleren Lostrumkraft als auch in einer Reduktion des Reibmoments und sind aufgrund der Lastabhängigkeit des Einspritzdrucks die Voraussetzung für die korrekte Interpretation der Auswirkungen des effektiven Motordrehmoments auf das Reibmoment des Steuertriebs. Sieht man von der erhöhten Kurbelwellendrehungleichförmigkeit ab, ist dessen starke Zunahme im Volllastbetriebspunkt zwei Effekten geschuldet. Neben der größeren hydraulischen Leistungsaufnahme der Kraftstoffpumpe verursacht vor allem das Öffnen der Auslassventile gegen den noch hohen Zylinderinnendruck ein steigendes Abtriebsdrehmoment, das in erhöhte Ketten- und Reibungskräfte im Lasttrum mündet.

Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit, dass die verbrennungsmotorische Kettentriebsreibung mannigfaltigen Einflussfaktoren unterliegt und noch erhebliches Reduktionspotenzial birgt. Ihre Bewertung und Minimierung kann und darf jedoch nur teilweise auf konventionellen Motorschleppprüfständen stattfinden, deren „Eindimensionalität“ messprinzipbedingt nicht in der Lage ist, sämtliche für die Kettentriebsreibung relevanten Effekte des befeuerten Motorbetriebs realitätsnah abzubilden. Vor dem Hintergrund aktueller Entwicklungstendenzen hin zu hochaufgeladenen Aggregaten und wirkungsgradoptimalen Getriebeübersetzungen nimmt einerseits die Häufigkeit ihres Auftretens im kundenrelevanten Fahrprofil zu, andererseits wirken sie sich stärker auf die Antriebsdrehmomente von Nockenwellen und Kettentrieben aus. Einen wichtigen ersten Schritt, um die Grundlage für eine Optimierung der Kettentriebsreibung im gesamten Motorkennfeld zu schaffen, stellt der befeuerte Reibleistungs-Messmotor dar. Die erfolgreiche Identifikation des dominanten Reibungszustands gestattet bereits jetzt eine betriebspunktunabhängige, qualitative Beurteilung des Reibungsverhaltens anhand von einfachen Kraftmessungen. Darüber hinaus beantwortet sie die Frage, wie das Reibungsgesetz in Kettentriebssimulationen zukünftig zu formulieren ist. Darauf aufbauend eröffnet dann die Extraktion der tatsächlichen Reibmomente von Kettentrieb und Nockenwellen die Möglichkeit, dynamisch abgestimmte Simulationsmodelle weiter zu präzisieren und auch tribologisch zu validieren, die dann eine systematische, zeit- und kostenextensive Minimierung der Verlustleistung von Kettentrieben zulassen.

Literaturverzeichnis

[Ada03] Adamson, S.: Verbesserte Verfahren zur Messung und Analyse von Drehschwingungen. In: Steinmetz, E. (Hrsg.): *Motor- und Aggregate-Akustik* Bd. 25, 2003 (Haus der Technik Fachbuch), S. 104 – 117

[AFMN01] Arnold, M. ; Farrenkopf, M. ; Mc Namara, S.: Zahnriementriebe mit Motorlebensdauer für zukünftige Motoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 62 (2001), Nr. 2, S. 154 – 159

[Ame06] American Chain Association (Hrsg.): *Standard Handbook of Chains.* Boca Raton: American Chain Association, 2006

[Ant08] Antusch, S.: *Untersuchungen zum Einfluss von Ruß im Öl auf den Motorenverschleiß*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2008

[Arn95] Arndt, M.: *Entwicklung eines Konzeptes für einen Nockenwellenantrieb über Kette*, Technische Universität Braunschweig, Diplomarbeit, 1995

[AUD06a] Audi AG: *Interne Untersuchung der AUDI AG - Kundendrehzahl- und Lastkollektive für Ottomotoren zwischen 60 und 185 kW mit Automatikgetriebe (150 000 km).* Ingolstadt, 2006

[AUD06b] Audi AG: *Interne Untersuchung der AUDI AG - Kundendrehzahl- und Lastkollektive für Ottomotoren zwischen 60 und 185 kW mit Handschaltgetriebe (150 000 km).* Ingolstadt, 2006

[Aud07] Audi AG (Hrsg.): *Interne Untersuchung der AUDI AG - Energiebilanz eines Audi A3 nach 200 000 km.* Ingolstadt: Audi AG, 2007

[Bau71] Bauer, E.: Die Messung bringt es an den Tag - Beanspruchung dreifach gelagerter Gelenkketten - gemessen und gerechnet. In: *Maschinenmarkt* 77 (1971), Nr. 32

[BB03] Bauer, P. ; Bruchner, K.: Entwicklung des Steuer- und Lanchestertriebs des DaimlerChrysler-Vierzylindermotors M271. In: *Motortechnische Zeitschrift* 64 (2003), Nr. 7/8, S. 576 – 585

[Bec98] Beck, A.: *Entwicklung eines Konzeptes für einen Nockenwellenantrieb über Kette*, Fachhochschule Westküste, Diplomarbeit, 1998

[Bei71] Beitz, W.: *Systemtechnik im Ingenieurbereich.* VDI, 1971 (VDI-Berichte 174)

[BFLN05] Belmer, S. ; Fink, T. ; Lorenz, I. ; Neukirchner, H.: Steuertriebe von Verbrennungsmotoren Konzeption, Auslegung und Basiskonstruktion. In: *Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005), Nr. 6, S. 466 – 475

[BHW07] Bongard, A. ; Hirschmann, V. ; Welke, L.: Neue Zahnkettengeneration iwisupreme für den Einsatz in Steuertrieben von Dieselmotoren. In: VDI (Hrsg.): *Umschlingungsgetriebe*, 2007 (VDI-Berichte 1997), S. 381 – 386

[Bin56] Binder, R. C.: *Mechanics of roller chain drive.* Englewood Cliffs (USA) : Prentice Hall, 1956

[Bin85] Binz, H.-G.: *Untersuchung des Einlaufverhaltens von Rollenkette unter besonderer Berücksichtigung der Buchse-Innenlasche-Preßverbindung*, Technische Hochschule Darmstadt, Diss., 1985

[BMSV89] Berents, R. ; Maahs, G. ; Schiffner, H. ; Vogt, E.: *Handbuch der Kettentechnik.* Einbeck : Arnold und Stolzenberg GmbH, 1989

[Bär08] Bär, J.: *Technische Produktinformation zur Drehmomentmesswelle TM310 von* Magtrol. September 2008. – Information auf Anfrage per E-Mail erhalten

[BS94] Berger, R. ; Servatius, H. G.: *Die Zukunft des Autos hat erst begonnen : Ökologisches Umsteuern als Chance.* München : Piper, 1994

[BS02] Basshuysen, R. van (Hrsg.) ; Schäfer, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor.* Wiesbaden : Vieweg, 2002

[BS03] Braess, H.-H. (Hrsg.) ; Seifert, U. (Hrsg.): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik.* Wiesbaden : Vieweg, 2003

[BS08] Basshuysen, R. van ; Schäfer, F.: *motorlexikon.de.* - URL: http://www.motorlexikon.de (10.08.2008). Bad Wimpfen, 2008

[BT54] Bowden, F. P. ; Tabor, D.: *The friction and lubrication of solids.* Oxford : Clarendon Press, 1954

[BT65] Bouillon, G. V. ; Tordion, G.: On Polygonal Action in Roller Chain Drives. In: *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry* 87 (1965), Nr. 2, S. 243 – 250

[Cau14] Cautley, J. R.: Roller and Silent Chains, 1914 (SAE Technical Paper 140021)

[CBD+82] Czichos, H. ; Broszeit, E. ; Deyber, P. ; Föhl, J. ; Gee, A. de ; Gervé, A. ; Habig, K.-H. ; Heinz, R. ; Holland, J. ; Bartz, W. (Hrsg.): *Reibung und Verschleiß von Werkstofffen, Bauteilen und Konstruktionen.* Grafenau : expert, 1982

[CF88] Chen, C. K. ; F., Freudenstein: Towards a More Exact Kinematics of Roller Chain Drives. In: *Transactions of the ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design* 110 (1988), S. 269 – 275

[CH03] Czichos, H. ; Habig, K.-H.: *Tribologie-Handbuch Reibung und Verschleiß.* Braunschweig / Wiesbaden : Vieweg, 2003

[Che85] Chew, M.: Inertia Effects of a Roller-Chain on Impact Intensity. In: *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design* 107 (1985), S. 123 – 130

[Coe84] Coenen, W.: *Einfluss der Schmierung auf das Verschleissverhalten von Rollenketten*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1984

[com10] comdirect bank AG (Hrsg.): *Light Sweet Crude Oil Futures.* - URL: http://www.comdirect.de (22.03.2010). Quickborn: comdirect bank AG, 1997 - 2010

[CP01] Chevée, P. ; Poiret, C.: *Improvement and optimisation of a QOHC V6 timing system with* Valdyn. - URL: http://www.ricardo.com (14.12.2008), 2001

[DB02] Discenzo, M. ; Brecksville, F.: *Photoelastischer neutraler Drehmomentsensor.* DE 696 14 363 T2 - Patentschrift des deutschen Patent- und Markenamtes, Mai 2002

[DE92] Daams, J. ; Empting, W.: Innovative Meßtechnik. In: *antriebstechnik* 31 (1992), Nr. 4, S. 64 – 66

[Dem99] Demtröder, W.: *Experimentalphysik 2.* Berlin : Springer, 1999

[Deu06] Deutsche BP AG (Hrsg.): *Statistical review of world energy.* - URL: http://www.deutschebp.de (15.01.2008). Hamburg: Deutsche BP AG, 2006

[DG70] Das Gupta, P. K.: *Beitrag zur Berechnung des Einlaufstoßes im Spektrum eines Rollenkettengetriebes, in Abhängigkeit von Triebgeometrie, Kinematik und Dynamik*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1970

[DIN77] *DIN 50281 Reibung in Lagerungen Begriffe, Arten, Zustände, physikalische Größen.* Oktober 1977

[DIN79] *DIN 50320 Verschleiß Begriffe Systemanalyse von Verschleißvorgängen Gliederung des Verschleißgebietes.* Dezember 1979

[DIN81] *DIN 685 Teil 1 - 5 Geprüfte Rundstahlketten.* November 1981

[DIN86] *DIN 50322 Kategorien der Verschleißprüfung.* März 1986

[DIN87] *DIN 8196 Teil 1 - 2 Verzahnung der Kettenräder für Rollenketten nach DIN 8187 und DIN 8188.* März 1987

[DIN96] *DIN 8187 Teil 1 Rollenketten - Europäische Bauart.* März 1996

[DIN98a] *DIN 8188 Teil 1 Rollenketten - Amerikanische Bauart.* August 1998

[DIN98b] *DIN 8190 Zahnketten mit Wiegegelenk und 30° Eingriffswinkel.* Januar 1998

[DIN98c] *DIN 8191 Verzahnung der Kettenräder für Zahnketten nach DIN 8190.* Januar 1998

[DIN99a] *DIN 8154 Buchsenketten mit Vollbolzen.* September 1999

[DIN99b] *DIN 8164 Buchsenketten.* August 1999

[DIN99c] *DIN 8182 Rollenketten mit gekröpften Gliedern (Rotaryketten).* September 1999

[DOR83] Davies, D. N. C. ; Owen, P. J. ; Riley, G.: Extending the Life of Roller Chain Camshaft Drives for Internal Combustion Engines, 1983 (SAE Technical Paper 830255)

[DR99] Drechsel, E. R. ; R., Zilmans: *Bericht I. Literatur- und Patentrecherche „Einsatz von Kettentrieben im Verbrennungsmotorenbau“ II. Datenbank zur Literatur und Patentrecherche.* 1999. – Fachhochschule München, TÜV Süddeutschland

[Dr.03] Dr. Staiger Mohilo + Co GmbH (Hrsg.): *Miniatur Druckkraftsensor.* - URL: http://www.staiger-mohilo.de (30.12.2008). Lorch: Dr. Staiger Mohilo + Co GmbH, 2003

[Dre91] Drescher, T.: *Untersuchungen zur Entwicklung einer neuen Kette für die Übertragung hoher Zugkräfte und großer Antriebsleistungen*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1991

[DS95] Dietrich, E. ; Schulze, A.: *Statistische Verfahren zur Maschinen- und Prozessqualifikation.* München : Hanser, 1995

[Ene06] Energy Information Administration - Official Energy Statistics from the U.S. Government (Hrsg.): *Energy Information Administration / Annual Energy Review 2006.* - URL: http://www.eia.doe.gov (21.01.2008). Energy Information Administration - Official Energy Statistics from the U.S. Government, 2006

[Eng07] Engelhardt, T.: *Dynamik von Steuer- und Ventiltrieben.* VDI, 2007 (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 656)

[ES74] Erhard, G. ; Strickle, E.: *Maschinenelemente aus thermoplastischen Kunststoffen - Grundlagen und Verbindungselemente.* Düsseldorf : VDI, 1974

[Eur06a] European Federation for Transport and Environment (Hrsg.): *How clean is your car brand?* - URL: http://www.transportenvironment.org (12.01.2008). Brüssel: European Federation for Transport and Environment, 2006

[Eur06b] Europäisches Parlament (Hrsg.): *Strengere Abgasnormen für Kraftfahrzeuge: EP beschließt Euro 5- und Euro 6-Normen.* - URL: http://www.europarl.europa.eu (14.01.2008). Straßburg: Europäisches Parlament, 2006

[EvK09] Iwis (Hrsg.): *Entwicklung von Ketten und Riemen auf Basis von Motorproduktionszahlen in Westeuropa.* Mai 2009. – Information auf Anfrage per E-Mail erhalten

[FF99] Fink, T. ; Fritz, P.: Berechnungsverfahren zur Ermittlung der dynamischen Effekte in Kettentrieben. In: *Motortechnische Zeitschrift* 60 (1999), Nr. 5, S. 346 – 352

[FGK+06] Flierl, R. ; Gollasch, D. ; Knecht, A. ; Pohl, D. ; Hannibal, W.: Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs Univalve auf Basis eines 2,0-l-Ottomotors. In: *Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Nr. 8, S. 560 – 567

[FH01] Fink, T. ; Hirschmann, V.: Kettentriebe für den Einsatz in modernen Verbrennungsmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 62 (2001), Nr. 10, S. 796 – 806

[FHL+01] Flierl, R. ; Hofmann, R. ; Landerl, C. ; Melcher, T. ; Steyer, H.: Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit VALVETRONIC Teil 1: Konzept und Aufbau. In: *Motortechnische Zeitschrift* 62 (2001), Nr. 6, S. 450 – 463

[FK97] Fritz, P. ; Kell, T.: *Dynamik von Kettentrieben.* Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 1997 (647)

[Fli01] Flierl, R. ; Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (Hrsg.): *Verbrennungskraftmaschinen I/II.* Universität Kaiserslautern: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2001

[Fri98] Fritz, P.: *Dynamik schnellaufender Kettentriebe.* VDI, 1998 (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 11 253)

[FU05] Friedrich, M. ; Ulbrich, H.: *Ovale Zahnräder in KETSIM.* 2005. – Ingenieurbüro DYNSYS

[Fun95] Funk, W.: *Zugmittelgetriebe.* Berlin : Springer, 1995

[Fut] Futek Advanced Sensor Technology Inc. (Hrsg.): *L1630 Load Button Load Cell.* - URL: http://www.futek.com (25.04.2006). Irvine (USA): Futek Advanced Sensor Technology Inc.

[Gar92] Garshelis, I.: *Circularly magnetized non-contact torque sensor and method for measuring torque using same.* 0 525 551 A2 - European Patent Application, Juli 1992

[Ger53] Gerla, M.: *Improving Fatigue Life, Machine Design.* 1953

[GH93] Gregori, H. ; Hirschfelder, K.: Simulation der dynamischen Effekte im Steuerkettentrieb mit Hilfe der FE-Methode. In: *Konstruktion* (1993), Nr. 45, S. 358 – 364

[GKM02] Golloch, R. ; Kessen, U. ; Merker, G. P.: Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe eines Nfz-Dieselmotors. In: *Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Nr. 6, S. 494 – 501

[GRH07] Grebe, M. ; Rigo, J. ; Hunsicker, W.: *Abschlussbericht der Versuche zum Reibungsverhalten von Kettengliedern.* 2007. – Institut für Tribologie, Hochschule Mannheim (Auftraggeber: Konzernforschung der Volkswagen AG, Zielinski / Hey)

[Hab80] Habig, K.-H.: *Verschleiß und Härte von Werkstoffen.* München : Hanser, 1980

[Hab81] Habig, K.-H.: Grundlagen des Verschleißes. In: *Schmiertechnik und Tribologie* 28 (1981), Nr. 4

[Hau90] Hauptmann, P.: *Sensoren Prinzipien und Anwendungen.* München : Carl Hanser, 1990

[HB06] Haberhauer, H. ; Bodenstein, F.: *Maschinenelemente.* Berlin : Springer, 2006

[HBN+04] Hadler, J. ; Blumensaat, K. ; Nederkorn, W. ; Kracke, A. ; Urban, P.: Der neue Fünfzylinder-Dieselmotor von Volkswagen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 65 (2004), Nr. 1, S. 8 – 19

[HBW06] Hirschmann, V. ; Bongard, A. ; Welke, L.: Neue Zahnkettengeneration für den Einsatz in Steuertrieben von Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Nr. 11, S. 878 – 883

[Hei95] Heiduk, T.: *Methoden zur Analyse von Schwingungen und dynamischen Kräften in Steuerungsantrieben von Verbrennungsmotoren für PKW*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1995

[Hof87] Hoffmann, K.: *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen.* Darmstadt : Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1987

[Hor08] Hornung, K.: *Rechnerische Reibleistungsprognose bei Kettentrieben*, Hochschule Ulm, Diplomarbeit, 2008

[Hota] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *C9B Kraftaufnehmer.* - URL: http://www.hbm.com (30.12.2008). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

[Hotb] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *Messverstärkersystem MGCplus - Technische Daten.* - URL: http://www.hbm.com (28.06.2009). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

[Hotc] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *SK5, SK6, SK12 Schleifringübertrager - Datenblatt.* - URL: http://www.hbm.com (24.11.2008). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

[Hotd] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *T10F Drehmoment-Messflansch - Datenblatt.* - URL: http://www.hbm.com (10.11.2008). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

[Hote] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *T10FS Drehmoment-Messflansch - Datenblatt.* - URL: http://www.hbm.com (10.11.2008). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

[Hotf] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *T20WN Drehmoment-Messwellen - Datenblatt.* - URL: http://www.hbm.com (10.11.2008). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

[Hotg] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *T5 Drehmoment-Messwellen - Datenblatt.* - URL: http://www.hbm.com (10.11.2008). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

[Hot08] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (Hrsg.): *T10 - Der klassische Messflansch in extrem kurzer Bauweise mit hohen Steifigkeitswerten in allen Richtungen.* - URL: http://www.hbm.com (09.11.2008). Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2008

[How01] Howell, T.: *Correlation of* Valdyn *link by link chain modelling.* - URL: http://www.ricardo.com (14.12.2008), 2001

[HR81] Heilmann, P. ; Rigney, D. A.: An energy-based model of friction and its application to coated systems. In: *Wear* 72 (1981), S. 195–217

[HS75] Heil, M. ; Savci, M.: Transversale Schwingungen in Kettentrieben. In: *antriebstechnik* 14 (1975), Nr. 2, S. 30 – 32

[Hös05] Hösl, A.: *Dynamiksimulation von Steuerkettentrieben*, Technische Universität München, Diss., 2005

[HSJ94] Hamrock, B. J. ; Schmid, S. R. ; Jacobson, B. O.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication.* New York : Marcel Dekker, 1994

[HSP03] Hösl, A. ; Sedlmayr, M. ; Pfeiffer, F.: Effekte der Polygonalität von Kettentrieben. In: VDI (Hrsg.): *Umschlingungsgetriebe*, 2003 (VDI-Berichte 1758), S. 21 – 37

[Imd97] Imdahl, M.: *Hochgenaue Wirkungsgradbestimmung an Getrieben unter praxisnahen Betriebsbedingungen*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1997

[Jäh84] Jähnig, L.: Drehmomentsensoren auf der Basis des magnetostriktiven Effektes. In: VDI (Hrsg.): *Sensoren - Technologie und Anwendung*, 1984 (VDI-Berichte 509), S. 187 – 191

[JK03] Joerres, M. ; Kluge, T.: Motorakustische Optimierung von Kettentrieben mittels CAE / Test. In: *Design of Experiments (DoE) in der Motorenentwicklung*, expert, 2003, S. 19 – 32

[Jor] Jordil Technic (Hrsg.): *Rotrans Signaldrehübertrager.* - URL: http://www.rotrans.ch (24.11.2008). Estavayer-le-Gibloux: Jordil Technic

[Kel99] Kell, T.: *Experimentelle Schwingungsuntersuchungen an Kettentrieben*, Technische Universität München, Diss., 1999

[KF06] Körfer, W. ; Fraser, L.: Zahnriementriebe und ihre Vorteile hinsichtlich Reibverlusten und Akustik. In: *Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Nr. 7/8, S. 538 – 543

[KFP97] Kell, T. ; Fritz, P. ; Pfeiffer, F.: Vibrations in roller chain drives. In: Hansen, C. (Hrsg.) ; Vokalek, H. (Hrsg.) ; University of Adelaide (Veranst.): *Fifth international congress on sound and vibration* University of Adelaide, 1997, S. 1459 – 1466

[Kis] Kistler Instrumente AG (Hrsg.): *Quarzkristall-Miniatur-Kraftsensor 9211.* - URL: http://www.kistler.com (30.12.2008). Winterthur (CH): Kistler Instrumente AG

[Kis05a] Kistler Instrumente AG (Hrsg.): *Einkanaliger Mehrbereich Labor-Ladungsverstärker Typ 5011B...* - URL: http://www.kistler.com (30.12.2008). Winterthur (CH): Kistler Instrumente AG, 2005

[Kis05b] Kistler Instrumente AG (Hrsg.): *Kurbelwinkelgeber Typ 2613B.* - URL: http://www.kistler.com (24.12.2008). Winterthur (CH): Kistler Instrumente AG, 2005

[KJ92] Kim, M. S. ; Johnson, G. E.: Mechanics of roller chain-sprocket contact: A general modelling strategy. In: ASME (Hrsg.): *Advancing power transmission into the 21st century* Bd. 2, 1992, S. 689 – 695

[KM04] Kraxenberger, J. A. ; Mader, F.: *Das große* Glas-*Buch.* Eichendorf : Eichendorf, 2004

[Kom07] Kommission der Europäischen Gemeinschaften (Hrsg.): *Richtlinie des Europäischen Parlaments und des Rates über die Förderung sauberer und energieeffizienter Straßenfahrzeuge.* Brüssel: Kommission der Europäischen Gemeinschaften, 2007

[KPH07] Knecht, A. ; Pohl, D. ; Hannibal, W.: Vane-Cam Nockenwellenversteller mit neuen Funktionalitäten. In: *Motortechnische Zeitschrift* 68 (2007), Nr. 1, S. 30 – 37

[Kra97] Kraus, M.: *Systematische Entwicklung einer wartungsarmen Antriebskette.* VDI, 1997 (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1 282)

[KS04] Korse, T. ; Sopouch, M.: Eine neue Steuerkette ohne Polygoneffekt. In: *Motortechnische Zeitschrift* 65 (2004), Nr. 5, S. 382 – 388

[KST02] Kilian, M. ; Schönen, R. ; Tuczu, S.: *Kettentribologie: Tribologische Beanspruchung dynamisch belasteter Kettengelenke.* Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2002 (744)

[Lac99] Lach, R.: *Dynamisches Betriebsverhalten von Steuerkettentrieben in Verbrennungsmotoren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1999

[Lai00] Laible, M.: Auswählen und Anwenden von Meßverstärkern - Seminarmanuskript Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2000

[Las02] Laschka, B. ; Lehrstuhl für Fluidmechanik (Hrsg.): *Skriptum zur Vorlesung Fluidmechanik I.* Technische Universität München: Lehrstuhl für Fluidmechanik, 2002

[Lee99] Leeuwen, P. van: Die Anwendung von Kunststoffen in Riemen- und Kettentrieben bei Primärantrieben von Verbrennungsmotoren. In: VDI (Hrsg.): *Umschlingungsgetriebe*, 1999 (VDI-Berichte 1467), S. 137 – 149

[Leh04] Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München (Hrsg.): *Anwenderdokumentation KetSim Programmsystem zur Simulation von Kettentrieben.* Version 6.0. Garching: Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München, 2004

[Leh05] Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München (Hrsg.): *Anwenderdokumentation KetSim Programmsystem zur Simulation von Kettentrieben.* Version 6.1.1. Garching: Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München, 2005

[Leh06] Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München (Hrsg.): *HYSIM Anwenderdokumentation.* Version 2.0. Lehrstuhl für Angewandte Mechanik der Technischen Universität München, 2006

[Lem05a] Lemme, H.: Drehmomente preiswert messen. In: *Elektronik Automotive* (2005), Nr. 4, S. 26 – 27

[Lem05b] Lemme, Helmuth: Drehmomente magnetisch erfassen. In: *Sensor report* (2005), Nr. 4

[LKPM01] Liebl, J. ; Klüting, M. ; Poggel, J. ; Missy, S.: Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit VALVETRONIC Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften. In: *Motortechnische Zeitschrift* 62 (2001), Nr. 7/8, S. 570 – 579

[LSPH03] Lebrecht, W. ; Sedlmayr, M. ; Pfeiffer, F. ; Hagemann, K.: Steuertriebsdynamik unter Berücksichtigung elastischer Kettenradwellen. In: VDI (Hrsg.): *Schwingungen in Antrieben 2003*, 2003 (VDI-Berichte 1749), S. 361 – 375

[LWH+97] Liu, S. P. ; Wang, K. W. ; Hayek, S. I. ; Trethewey, M. W. ; K., Chen F. H.: A Global-Local Integrated Study of Roller Chain Meshing Dynamics. In: *Journal of Sound and Vibration and Acoustics* 203 (1997), Nr. 1

[Mag07] Magtrol (Hrsg.): *Bedienungsanleitung Drehmomentenmesswellen Reihe TM 300.* - URL: http://www.magtrol.de (10.11.2008). Magtrol, Dezember 2007

[Man06] Manner Sensortelemetrie GmbH (Hrsg.): *Bedienungsanleitung 1-Kanal PCM-Telemetrieanlage.* Spaichingen: Manner Sensortelemetrie GmbH, 2006

[May98] May, L.: *Conditioner circuit for torque sensor.* WO 98/52063 - International application published under the patent cooperation treaty (PCT), Mai 1998

[May04] May, L.: Magnetisch messen. In: *A&D Newsletter* (2004), November, S. 114 – 117

[May05] May, L.: *Magnetic torque sensor system.* US 6,904,814 B2 - United States Patent, Juni 2005

[MEG+90] Müller, R. K. ; Ecker, W. ; Gehrke, K. ; Hoffmann, K. ; Laible, M.: *Mechanische Größen elektrisch gemessen.* Böblingen : expert, 1990

[MHK+83] Müller, J. ; Hagedorn, H. ; Klammert, A. ; Nestler, W. ; Troppens, D.: *Getriebetechnik Rollenkettengetriebe.* Berlin : VEB, 1983

[Mica] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG (Hrsg.): *Berührungslose Wegmessung auf Wirbelstrombasis eddyNCDT 3010.* - URL: http://www.micro-epsilon.de (28.12.2008). Ortenburg: Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG

[Micb] Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG (Hrsg.): *Betriebsanleitung eddyNCDT3010*. - URL: http://www.micro-epsilon.de (28.12.2008). Ortenburg: Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG

[Mor52] Morrison, R. A.: Polygonal Action in Chain Drives. In: *Machine Design* (1952), Nr. 24, S. 155 – 159

[MWJV07a] Muhs, D. ; Wittel, H. ; Jannasch, D. ; Vossiek, J.: *Roloff / Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden : Vieweg, 2007

[MWJV07b] Muhs, D. ; Wittel, H. ; Jannasch, D. ; Vossiek, J.: *Roloff / Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden : Vieweg, 2007

[NF77] Nicol, S. W. ; Fawcett, J. N.: Vibrational Characteristics of Roller Chain Drives. In: *Engineering* (1977), S. 30 – 32

[NF93] Nichols, F. A. ; F., Ashby M.: T-MAPS, a PC-code for calculating average and local („flash“) temperatures on sliding interfaces. In: *Symposium on Contact Problems and Surface Interactions in Manufacturing and Tribological Systems*, 1993

[NM83a] Naji, M. R. ; M., Marshek K.: Analysis of sprocket load distribution. In: *Mechanism and Machine Theory* 18 (1983), Nr. 5, S. 349 – 356

[NM83b] Naji, M. R. ; M., Marshek K.: Experimental determination of the roller chain load distribution. In: *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design* 105 (1983), S. 331 – 338

[NM85] Naji, M. R. ; Marshek, K. M.: The Effects of the Pitch Difference on the Load Distribution of a Roller Chain Drive. In: *Mechanism and Machine Theory* 5 (1985), S. 351 – 362

[Non08a] Non-Contact-Torque-Engineering (Hrsg.): *Einführung: Magnetostriktion*. - URL: http://www.ncte.de (14.09.2008). Unterhaching: Non-Contact-Torque-Engineering, 2008

[Non08b] Non-Contact-Torque-Engineering (Hrsg.): *Quatras Product description*. - URL: http://www.ncte.de (11.11.2008). Non-Contact-Torque-Engineering, Juni 2008

[Ono08] Ono Sokki (Hrsg.): *Digital Torque Meters Selection Guide*. - URL: http://www.onosokki.co.jp (07.09.2008). Ono Sokki, 2008

[Paw90] Pawlik, C. A.: *Untersuchungen über den Einfluss unterschiedlich oberflächenbehandelter Bolzen-Buchsen-Paarungen auf das Verschleißverhalten von Rollenketten*, Technische Hochschule Darmstadt, Diss., 1990

[PBP99] Post, J. ; Borchsenius, F. ; Pfeiffer, F.: Simulation von Kettentrieben. In: VDI (Hrsg.): *Umschlingungsgetriebe*, 1999 (VDI-Berichte 1467), S. 253 – 269

[PFP98] Post, J. ; Fritz, P. ; Pfeiffer, F.: Dynamik von Steuertrieben am Beispiel eines 8-Zylinder V-Motors. In: VDI (Hrsg.): *Schwingungen in Antrieben '98*, 1998 (VDI-Berichte 1416), S. 261 – 274

[Pie53] Pietsch, P.: *Ketten-Getriebe*. Einbeck : Arnold & Stolzenberg, 1953

[Pis01a] Pischinger, S. ; Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (Hrsg.): *Verbrennungsmotoren Band I*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2001

[Pis01b] Pischinger, S. ; Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (Hrsg.): *Verbrennungsmotoren Band II.* Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2001

[Rac61] Rachner, H.-G.: *Die Drehschwingungen des Zweirad-Kettentriebs bei innerer Anregung.* Köln und Opladen : Westdeutscher Verlag, 1961

[Rac62] Rachner, H.-G.: *Stahlgelenkketten und Kettentriebe.* Berlin : Springer, 1962

[Rad95] Radomski, M.: *Metallurgische Untersuchungen an Kettengelenkbauteilen.* Technische Hochschule Darmstadt, Studienarbeit, 1995

[Rei08] Reichensdörfer, J.: *Technische Produktinformation zum Quecksilberdrehübertrager von* Jordil Technic. November 2008. – Information auf Anfrage per E-Mail und in Telefongespräch erhalten

[RIH+03] Römmer, A. ; Ihlemann, A. ; Haas, M. ; Solfrank, P. ; Jäkel, M. ; Bretting, W. ; Geiger, U.: *Ventiltriebsysteme für Verbrennungsmotoren Entwicklung, Herstellung, Anwendungen.* Landsberg am Lech : Moderne Industrie, 2003

[RM96] Ross, J. ; Meyer, J.: Simulating the Dynamic Behaviour of Chain Drive Systems by Advanced CAE Programs, 1996 (SAE Technical Paper 960298)

[Roh66] Rohrbach, C.: *Handbuch für elektrisches Messen mechanischer Größen.* Düsseldorf : VDI, 1966

[Rot04a] Rotec GmbH (Hrsg.): *Modulare RAS-Meßsysteme für mobile Anwendungen.* - URL: http://www.vispiron-rotec.de (27.12.2008). München: Rotec GmbH, 2004

[Rot04b] Rotec GmbH (Hrsg.): *Standard-Drehzahlsensoren.* - URL: http://www.vispiron-rotec.de (25.12.2008). München: Rotec GmbH, 2004

[Rot04c] Rotec GmbH (Hrsg.): *Vierfach Drehzahlsensor.* - URL: http://www.vispiron-rotec.de (25.12.2008). München: Rotec GmbH, 2004

[RTHT02] Ruser, H. ; Tröltzsch, U. ; Horn, M. ; Tränkler, H.-R.: Magnetische Drehmomentmessung mit Low-cost Sensor. In: VDE/GMA (Hrsg.): *Fachtagung Sensoren und Mess-Systeme*, 2002, S. 37 – 40

[Rya68] Ryabov, G. K.: Inertia Effects of Impact Loading in Chain Drives. In: *Russian Engineering Journal* 48 (1968), Nr. 8, S. 17 – 19

[SBL99] Speckens, F.-W. ; Buck, J. ; Lach, R.: Dynamisches Betriebsverhalten von Steuertrieben in Verbrennungsmotoren. In: VDI (Hrsg.): *Umschlingungsgetriebe*, 1999 (VDI-Berichte 1467), S. 239 – 251

[Sch36] Schmaltz, G.: *Technische Oberflächenkunde.* Berlin : Springer, 1936

[Sch67] Schönfeld, A.: *Verschleißprobleme am Rollenkettentrieb unter besonderer Berücksichtigung von Transportketten*, Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, Diss., 1967

[Sch78] Scholten, J.: *Ein Beitrag zur Optimierung des Verschleißverhaltens metallischer Wälzreibungssysteme bei technisch trockener Reibung durch Einsatz von Kohlenstoffstählen und Titanwerkstoffen*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 1978

[Sch86] Schwarze, G.: *Beitrag zur Bestimmung des Reibverhaltens schnellaufender Verbrennungskraftmaschinen.* VDI, 1986 (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 72)

[Sch05] Schulte, H.: Zahnriemen Entwicklungsmeilensteine und Innovationen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005), Nr. 12, S. 960 – 965

[Sch06] Schmidt, A.: *Rechnergestützte Optimierung des akustischen Verhaltens von Steuerkettentrieben*, Technische Universität München, Diss., 2006

[Sch07a] Schröder, C.: Ohne Nockenwelle Ein neues elektromechanisches Ventiltriebssystem von Valeo. In: *Motortechnische Zeitschrift* 68 (2007), Nr. 3, S. 196 – 197

[Sch07b] Schulte, H.: Zahnriemen: Entwicklungsmeilensteine und Innovationen. In: VDI (Hrsg.): *Umschlingungsgetriebe*, 2007 (VDI-Berichte 1997), S. 85 – 101

[Sch07c] Schuseil, B.: Kettentriebe - eine neue Generation von Zahnketten. In: VDI (Hrsg.): *Umschlingungsgetriebe*, 2007 (VDI-Berichte 1997), S. 368 – 369

[SFB+06] Schallaböck, K. O. ; Fischedick, M. ; Brouns, B. ; Luhmann, H.-J. ; Merten, F. ; Ott, H. ; Pastowski, A. ; Venjakob, J.: *Klimawirksame Emissionen des PKW-Verkehrs und Bewertung von Minderungsstrategien.* Wuppertal : Wuppertal Institut für Klima, Umwelt, Energie, 2006

[SHPS02] Sopouch, M. ; Hellinger, W. ; Priebsch, H. ; Schaffner, T.: Design Parameters of the Timing Chain Drive and their Influence on Structure Borne Noise Excitation. In: *JSAE Annual Congress Proceedings* 02 (2002), Nr. 69, S. 5 – 8

[SKF04] SKF (Hrsg.): *SKF Hauptkatalog.* SKF, Januar 2004

[SKSE00] Salber, W. ; Kemper, H. ; Staay, F. van d. ; Esch, T.: Der elektromechanische Ventiltrieb - Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte Teil 1. In: *Motortechnische Zeitschrift* 61 (2000), Nr. 12, S. 826 – 836

[SKSE01] Salber, W. ; Kemper, H. ; Staay, F. van d. ; Esch, T.: Der elektromechanische Ventiltrieb - Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte Teil 2. In: *Motortechnische Zeitschrift* 62 (2001), Nr. 1, S. 44 – 55

[SKW87a] Schlottmann, G. ; Kaminsky, W. ; Welke, L.: Beitrag zur Ermittlung der dynamischen Kraft- und Beanspruchungsverhältnisse in Rollenkettengetrieben. In: *Maschinenbautechnik* 36 (1987), Nr. 9, S. 394 – 397

[SKW87b] Schlottmann, G. ; Kaminsky, W. ; Welke, L.: Modellierung und Berechnung von Transversal- und Longitudinalschwingungen in Rollenkettengetrieben. In: *Wissenschaftliche Zeitschrift der Wilhelm-Pieck-Universität Rostock* 36 (1987), Nr. 7, S. 91 – 100

[SS81] Soemer, W. ; Soemer, P.: Drehmoment-Messverfahren. In: *antriebstechnik* 20 (1981), Nr. 4, S. 132 – 137

[SW02] Schicker, R. ; Wegener, G.: *Drehmoment richtig messen.* Darmstadt : Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2002

[UEG05] Ulbrich, H. ; Engelhardt, T. ; Ginzinger, L.: *Experimentelle und simulatorische Analyse von zwei hydraulischen Kettenspannern (R4).* 2005. – Ingenieurbüro DYNSYS

[Ulb06] Ulbrich, H. ; Lehrstuhl für Angewandte Mechanik (Hrsg.): *Experimentelle Schwingungsanalyse.* Technische Universität München: Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, 2006

[Umw06] Umweltbundesamt (Hrsg.): *Schadstoffemissionen PKW.* - URL: http://www.umweltbundesamt.de (14.01.2008). Dessau-Roßlau: Umweltbundesamt, 2006

[Umw08] Umweltbundesamt (Hrsg.): *Deutschlandweite CO_2-Emissionen des Straßenverkehrs / von PKW.* - Daten wurden für die vorliegende Arbeit vom Umweltbundesamt per E-Mail zur Verfügung gestellt (18.01.2008). Dessau-Roßlau: Umweltbundesamt, 2008

[UW85] Uetz, H. ; Wiedemeyer, J.: *Tribologie der Polymere.* Müchen : Carl Hanser, 1985

[Wac07] Wachtmeister, G. ; Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (Hrsg.): *Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren.* Technische Universität München: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2007

[Wan91] Wang, K.W.: Vibration Analysis of Engine Timing Chain Drives with Camshaft Torsional Excitations, 1991 (SAE Technical Paper 911063)

[Wan92] Wang, K.W.: On the Stability of Chain Drive Systems Under Periodic Sprocket Oscillations. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 114 (1992), S. 119 – 126

[WHS98] Weber, C. ; Herrmann, W. ; Stadtmann, J.: Experimental Investigation into the Dynamic Engine Timing Chain Behaviour, 1998 (SAE Technical Paper 980840)

[Win07] Winter, F.: *Verfahren und Technologie Zur Messung von Drehmoment und Drehwinkel.* Präsentation, März 2007

[WL] Winklhofer, R. ; Lüters, F.: *Kettenantriebe mit Rollen- und Hülsenketten, Fleyer- und Zahnketten*

[WL91] Wang, K. W. ; Liu, S. P.: On the Noise and Vibration of Chain Drive Systems. In: *Shock and Vibration Digest* 23 (1991), Nr. 4, S. 8 – 13

[WLHC92] Wang, K. W. ; Liu, S. P. ; Hayek, S. I. ; Chen, F. H. K.: On the Impact Intensity of Vibrating Axially Moving Roller Chains. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 114 (1992), Nr. 3, S. 397 – 403

[Wor53] Worobjew, N. V.: *Kettentriebe.* Berlin : Verlag Technik, 1953

[ZAL+08] Zielinski, F. ; Abt, A. ; Läer, B. ; Klumpp, P. ; Willand, J.: Effiziente Methodik zur Berechnung der Reibung von Kettentrieben in Verbrennungsmotoren. In: *MTZ Konferenz 2008 - Virtual Powertrain Creation*, 2008

[Zec66] Zech, J.: *Beitrag zur Berechnung von Kettentrieben unter besonderer Berücksichtigung dynamischer Belastungen*, Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, Diss., 1966

[ZG83] Zum Gahr, K. H.: *Reibung und Verschleiß.* Oberursel : Deutsche Gesellschaft für Metallkunde e. V., 1983

[Zol66] Zollner, H.: *Kettentriebe.* München : Carl Hanser, 1966

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Johannes Heinrich Pfalzgraf
Geboren:	22.02.1979 in Schwalmstadt
E-Mail-Adresse:	johannes.pfalzgraf@audi.de
Telefonnummer:	+49 (0)841 89-43412

Schule und Studium

09/1989 - 06/1999	Apian Gymnasium Ingolstadt Abschluss: Allgemeine Hochschulreife
10/2000 - 06/2005	Studium der Fahrzeug- und Motorentechnik an der Technischen Universität München Abschluss: Diplom-Ingenieur

Studienbegleitende Tätigkeiten

08/2000 - 10/2000	Praktikant bei der Emitec GmbH, Lohmar
03/2001 - 04-2001	Werkstudent bei der AUDI AG, Ingolstadt Abteilung Prüfwesen Getriebesysteme
02/2002 - 03/2002	Werkstudent bei der AUDI AG, Ingolstadt Abteilung Entwicklung Elektrik / Elektronik
02/2003 - 07/2003	Werkstudent bei der AUDI AG, Ingolstadt (Voll- und Teilzeit) Abteilung Entwicklung Elektrik / Elektronik
08/2003 - 10/2003	Praktikant bei der AUDI AG, Ingolstadt Abteilung Mechanik Grundmotor Reihenottomotoren
03/2004 - 07/2004	Praktikant bei der AUDI AG, Ingolstadt (Semesterarbeit) Abteilung Mechanik Grundmotor Reihenottomotoren
07/2004 - 12/2004	Werkstudent bei der AUDI AG, Ingolstadt (Teilzeit) Abteilung Entwicklung Elektrik / Elektronik
12/2004 - 06/2005	Diplomand bei der AUDI AG, Ingolstadt Abteilung Mechanik Grundmotor Reihenottomotoren

Berufliche Tätigkeiten

08/2005 - 07/2008	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München
seit 08/2008	Entwicklungsingenieur bei der AUDI AG, Ingolstadt Abteilung Mechanik Grundmotor Reihenottomotoren

Ingolstadt im Februar 2011