

A blue technical drawing of a mechanical linkage, possibly a connecting rod, is shown on the left side of the cover. The drawing is a detailed line drawing with hatching and cross-sections, rendered in a light blue color. It shows a long, thin rod with a circular end at the top and a more complex, multi-part joint at the bottom. The drawing is oriented vertically and occupies the left half of the cover.

Fortschritte in der Maschinenkonstruktion

herausgegeben von D. Bartel und K.-H. Grote

Institut für Maschinenkonstruktion
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Dipl.-Ing. Tamás Gergye

Tribologie der Paarungen Rollschuh-Rolle und Rolle-Nocken in Dieselhochdruckpumpen

Juni 2022
Lehrstuhl für Maschinenelemente
und Tribologie

Tribologie der Paarungen Rollenschuh-Rolle und Rolle-Nocken in Dieselhochdruckpumpen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von M.Sc. Tamás Gergye

geb. am 27.01.1986 in Szombathely

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Ludger Deters
Prof. Dr.-Ing. Gunter Knoll

Promotionskolloquium am 1.3.2022

Fortschritte in der Maschinenkonstruktion

Band 1/2022

Tamás Gergye

**Tribologie der Paarungen Rollenschuh-Rolle und
Rolle-Nocken in Dieselhochdruckpumpen**

Shaker Verlag
Düren 2022

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Magdeburg, Univ., Diss., 2022

Copyright Shaker Verlag 2022

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-8649-2

ISSN 1615-7192

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren

Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der Volkswagen AG.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. L. Deters, Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. Knoll und Herrn Dr.-Ing. S. Engel für die wissenschaftliche Betreuung und die Unterstützung während der Erstellung dieser Arbeit.

Mein Dank gilt weiterhin allen Mitarbeitern der Abteilung, die mich in meiner Arbeit unterstützt haben. In besonderem Maße bedanke ich mich bei Herrn Dr.-Ing. N. Fischer für die zahlreichen fachlichen Diskussionen.

Ein weiterer Dank geht an Herrn Dipl.-Ing. Rudy Rigutto von iST Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie mbH für die Durchführung der umfangreichen FE-Modellierungen.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. R. Ramme, Herrn J. Hagemann, Herrn U. Bahr und Herrn J. Kahmann für die interessanten Diskussionen und die Unterstützung bei der Oberflächen- und Werkstoffanalyse bedanken.

Nicht zuletzt danke ich meinen Eltern, meinen Großeltern, meinem Bruder, meinem Onkel, meinen Töchtern (Zsófia und Anna) und meiner Freundin für ihre Unterstützung und ihr Verständnis beim Anfertigen dieser Arbeit.

Tamás Gergye
Wolfsburg, Dezember 2020

Kurzfassung

Durch den Einsatz des Common-Rail-Systems in Verbrennungsmotoren wurde die spezifische Leistung erhöht und die Schadstoffemissionen und der Kraftstoffverbrauch reduziert. Die kraftstoffgeschmierten tribologischen Kontakte in der Hochdruckpumpe des Common-Rail-Systems sind jedoch erhöhten mechanischen und thermischen Beanspruchungen ausgesetzt. Weiterhin beeinflusst die Qualität des im Fahrzeug eingesetzten Dieselmotorkraftstoffes wesentlich die in den tribologischen Kontakten eingestellten Reibregime, insbesondere in dynamisch hochbelasteten Kontakten, wie z.B. dem Nocken/Laufrolle-Kontakt. Hier kann nur eine geringe Schmierfilmdicke aufgrund der niedrigen dynamischen Viskosität des Dieselmotorkraftstoffes und im Fall von Fertigungs- und Materialfehlern aufgebaut werden. Unter diesen Bedingungen arbeiten solche tribologischen Systeme im Gebiet der Grenz- und Mischreibung. Die durch mangelhafte Schmierung entstehende erhöhte mechanische und thermische Belastung begünstigt die Ermüdung des Werkstoffes, was zum mechanischen Triebwerkschaden der Hochdruckpumpe und schließlich zum Ausfall des Verbrennungsmotors führen kann.

In der vorliegenden Arbeit wurde eine umfassende Schadensanalyse an Hochdruckpumpen durchgeführt, um ursächliche Bedingungen und Prozesse aufzuklären, die einen mechanischen Triebwerkschaden der Radialkolben-Hochdruckpumpe nach sich ziehen können. Das Reibungs- und Verschleißverhalten des Nockentriebwerks der Radialkolben-Hochdruckpumpe wurden durch experimentelle Versuche am Komponentenprüfstand und unter Verwendung einer FE-Simulation untersucht. Die Reibung der einzelnen Baugruppen wurde anhand der sogenannten „Strip-Methode“ bestimmt. Der Verschleiß der Bauteile im Nocken/Laufrolle und im Laufrolle/Rollenschuh-Kontakt wurde mit Hilfe der Radionuklidtechnik in verschiedenen Betriebszuständen gemessen. Bei den tribologischen Analysen wurden weitere Einflüsse auf Reibung und Verschleiß der Hochdruckpumpe untersucht, wie z.B. die Eigenschaften des Dieselmotorkraftstoffes und das Riemtrieblayout. Die FE-Berechnungen wurden durch die Reibungsmessungen validiert. Die Modellvarianten sind sehr gut zur Vorhersage des Reibungsverhaltens des Nockentriebwerks geeignet.

Abstract

By using the common-rail-system in internal combustion engines the specific power of the diesel engine was increased and the fuel consumption and the polluting emissions were reduced. As a consequence, the tribological contacts within the diesel high-pressure fuel pump of common-rail-system are exposed for increased mechanical and thermal loading. Furthermore, the quality of the diesel fuel used in passenger cars influences significant the lubrication regimes, which are developed in the tribological contacts, for example in cam-roller contact. In this case a thin lubricant film can be formed due to the low dynamic viscosity of diesel fuel and depending on manufacturing and material defects. Such a tribological system, as a cam-roller contact, operates in boundary or mixed lubrication. The increased thermal and mechanical load resulting from insufficient lubrication encourages the fatigue of the material, which can lead to mechanical damage of the cam mechanism of diesel high-pressure fuel pump and finally to failure of the internal combustion engine.

In the present work, a comprehensive damage analysis was accomplished regarding the diesel high-pressure fuel pump to clarify processes and conditions, which can lead to failure of the cam mechanism of the high-pressure fuel pump. The friction and wear behavior of the cam mechanism of the high-pressure fuel pump were analyzed by experimental tests on the component test bench and by using finite element method (FEM) simulations. The influence of diverse properties of diesel fuel, the layout of the belt drive, and other impacts on the friction behavior of the parts of the high-pressure fuel pump were investigated by the so-called strip method. The wear of the components in the cam-roller contact and in the roller-roller shoe contact was surveyed at different operating points and states by using radionuclide-technique. The results of the finite element analyses were verified by friction measurements on the component test bench. The simulation models are well suited for predicting the friction behavior of the cam mechanism of the diesel high-pressure fuel pump.

Disclaimer

Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen Aktiengesellschaft.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	iv
Formelzeichenverzeichnis	vii
1. Einleitung	1
1.1 Problemstellung	3
1.2 Stand der Forschung.....	7
1.3 Ziel und Inhalt der Arbeit	13
2. Radialkolben-Hochdruckpumpe	13
2.1 Aufbau und Funktion der Hochdruckpumpe CP4.1	17
2.1.1 Nockentriebwerk	18
2.1.2 Pumpenelement	25
2.1.3 Pumpengehäuse	29
2.2 Betriebsverhalten der Hochdruckpumpe CP4.1	32
2.3 Mechanik der Hochdruckpumpe CP4.1.....	38
2.3.1 Kinematik des Pumpenkolbens	38
2.3.2 Antriebsmoment	41
3. Systembetrachtungen.....	43
3.1 Grundlagen der Tribologie	43
3.1.1 Tribologisches System	44
3.1.2 Tribologische Beanspruchungen und Beanspruchungskollektiv.....	44
3.1.3 Tribologische Prozesse	56
3.1.4 Schmierung	60
3.2 Schmiereigenschaften des Dieselkraftstoffes	70
3.2.1 Prüfverfahren zur Analyse der Schmierfähigkeit	71
3.2.2 Einflussfaktoren auf die Schmierfähigkeit.....	74
3.3 Diamantähnliche Kohlenstoffschichten (DLC).....	76
3.3.1 Kristallmodifikationen von Kohlenstoff	77
3.3.2 Strukturaufbau von DLC-Beschichtungen	78
3.3.3 Abscheidungsverfahren bei DLC-Beschichtungen	80
3.3.4 Tribologische Eigenschaften von DLC-Beschichtungen	81
3.4 Tribologische Systeme in der Hochdruckpumpe CP4.1	84
3.4.1 Tribologisches System Nocken/Laufrolle.....	85
3.4.2 Tribologisches System Laufrolle/Rollenschuh	90
4. Schadensanalyse der Hochdruckpumpe CP4.1	93
4.1 Statistische Auswertung der Ausfälle	93

4.2	Einflüsse auf mechanische Triebwerkschäden	103
4.2.1	Fertigungs- und Werkstofffehler der Hochdruckpumpe	103
4.2.2	Funktionsbeeinträchtigungen von Komponenten des CRS	107
4.2.3	Eigenschaften des im Fahrzeug eingesetzten Dieselmotorkraftstoffes	108
4.2.4	Einfluss der Umgebungsbedingungen	110
4.3	Mechanische Triebwerkschäden	111
4.3.1	Verschleiß der Laufrolle	112
4.3.2	Verschleiß des Nockens	114
4.3.3	Verschleiß des Rollenschuhs	117
4.3.4	Verschleiß des Federtellers und der Feder	119
4.3.5	Schadenshypothese	121
5.	Common-Rail-Komponentenprüfstand	123
5.1	Aufbau des Common-Rail-Komponentenprüfstandes	123
5.2	Aufbau der Prüfstands-Software	128
5.2.1	Programmierung des FPGA (Signalerfassung und Signalverarbeitung)	132
5.2.2	Aufbau des Real-Time Programms	136
5.2.3	Aufbau des Hauptprogramms (Darstellung und Datenspeicherung) ..	138
5.3	Ergänzende Messtechnik und Messmethoden	142
5.3.1	Online Verschleißmessung (RNT)	143
5.3.2	Schlupfmesstechnik	148
6.	Experimentelle Untersuchungen und Ergebnisse	157
6.1	Messung des Förderstromes der Hochdruckpumpe CP4.1	157
6.1.1	Förderstromkennfeld der Hochdruckpumpe CP4.1 (HDP-A)	158
6.1.2	Förderstrom der HDP-A anhand des Motorsteuengerätkennefeldes	160
6.2	Ermittlung der Reibung der Hochdruckpumpe CP4.1 (HDP-A)	162
6.2.1	Reibungsverlust der Antriebswelle	164
6.2.2	Reibungsverlust des Zahnriementriebs	165
6.2.3	Reibungsverlust der Nockenwelle	167
6.2.4	Reibungsverlust der Stößelgruppe	169
6.2.5	Reibungsverlust des Pumpenkolbens	171
6.3	Messung des Verschleißes der Hochdruckpumpe	173
6.3.1	Verschleiß zwischen Nockenwelle und Laufrolle	174
6.3.2	Verschleiß zwischen Laufrolle und Rollenschuh	176
6.4	Messung des Schlupfes zwischen dem Nocken und der Laufrolle	178
7.	Simulation	180
7.1	FE-Modellbildung	181
7.2	Randbedingungen	183

7.2.1	Freiheitsgrad-Reduktion der einzelnen Bauteile	183
7.2.2	Tribologische Kennfelder	184
7.2.3	Weitere Randbedingungen	186
7.3	Simulationsergebnisse	188
7.3.1	Stößelgruppe (Modellvarianten 6 bis 11)	188
7.3.2	Pumpenkolben (Modellvarianten 12 bis 16)	192
7.4	Vergleich zwischen Experiment und Simulation	194
7.4.1	Reibleistung der Stößelgruppe	194
7.4.2	Reibleistung des Pumpenkolbens	195
8.	Einflussfaktoren auf mögliche mechanische Triebwerkschäden	195
8.1	Einfluss der Fertigung der Hochdruckpumpe auf das Auftreten eines mechanischen Triebwerkschadens	196
8.2	Einfluss der DLC-Beschichtung des Rollenschuhs auf den mechanischen Triebwerkschaden	203
8.3	Einfluss der Eigenschaften des Dieselmotorkraftstoffes auf das Reibungs- und Verschleißverhalten der Hochdruckpumpe	209
8.4	Einfluss der Verdrehung der Stößelgruppe auf den mechanischen Triebwerkschaden	213
9.	Diskussion der Ergebnisse	217
10.	Zusammenfassung und Ausblick	219
11.	Literaturverzeichnis	224
12.	Anhang	240
Anhang A	Aufbau der unterschiedlichen Basis-Hochdruckpumpen CP4.1	241
Anhang B	Oberflächenkenngrößen und Spiel in den Kontakten	242
Anhang C	Dimensionslose Parameter zur Berechnung der Schmierfilmdicke im EHD-Kontakt	244
Anhang D	Berechnung der Viskosität und der Dichte in Abhängigkeit von Temperatur und Druck	245
Anhang E	Eigenschaften des US-Dieselmotorkraftstoff Sommer und Winter zwischen 2011 und 2016	247
Anhang F	Förderstromkennfeld der Hochdruckpumpe CP4.1	252
Anhang G	Hauptabmessung des FAG Rillenkugellagers 16004	256
Anhang H	Berechnung der Reibung des Rillenkugellagers nach dem SKF- Verfahren	257
Anhang I	Eigenschaften der analysierten Hochdruckpumpen	263

Abkürzungsverzeichnis

AI	-	Analog Input
AO	-	Analog Output
AW	-	Antriebswelle
BOCLE	-	Ball-on-Cylinder Lubricity Evaluator
BOTD	-	Ball on Three Disks
CAD	-	Computer-Aided Design
CAN	-	Controller Area Network
CR	-	Common-Rail
CRS	-	Common-Rail-System
CVD	-	Chemical Vapour Deposition
DI	-	Digital Input
DK	-	Dieselmotoren
DLC	-	Diamond-Like Carbon
DMA	-	Direct Memory Access
DMK	-	Durchflussmesskopf
DO	-	Digital Output
DRV	-	Druckregelventil
EDC	-	Elektronische Dieselregelung
EHD	-	Elastohydrodynamische Schmierung
EKP	-	Elektrische Rollenzellenpumpe
EU	-	European Union
FAME	-	Fettsäuremethylester
FB	-	Förderbeginn
FEM	-	Finite-Elemente-Methode
FHG	-	Freiheitsgrad
FIFO	-	First In First Out
FMK	-	Filtermesskopf
FPGA	-	Field Programmable Gate Array
GDK	-	Grenzdieselmotoren
GDOES	-	Glow Discharge Optical Emission Spectroscopy
GIWM	-	Global Incremental Wear Model
GK	-	Gegenkörper (i=2)

GrK	-	Grundkörper (i=1)
HBM	-	Hottinger Baldwin Messtechnik
HCCI	-	Homogeneous Charge Compression Ignition
HD	-	Hydrodynamische Schmierung
HDP	-	Hochdruckpumpe
HFRR	-	High-Frequency Reciprocating Rig
HiTOM	-	High-Temperature Oscillating Machine
HPHFRR	-	High Pressure High Frequency Reciprocating Rig
ITV	-	Institute für Technische Verbrennung
KF	-	Kolbenfeder
KMV	-	Filter-Konzentrationsmessverfahren
LR	-	Laufrolle
M.A.R.S.	-	Messen, Anzeigen, Regeln und Steuern
MKS	-	Mehrkörpersimulation
MSG	-	Motorsteuergerät
MSV	-	Massen-Schichtdicken-Verhältnis
MWSD	-	Mittlerer Verschleißkalotten-Durchmesser
NHTSA	-	National Highway Traffic Safety Administration
NS	-	Network Streaming
NW	-	Nockenwelle
oCCS	-	optimised Conventional Combustion System
ODI	-	Office of Defect Investigation
OES	-	Optical Emission Spectrometer
OS	-	Operating System
OT	-	Oberer Totpunkt
P2P	-	Peer-to-Peer
PCI	-	Peripheral Component Interconnect
PEEK	-	Polyether-Ether-Keton
PK	-	Pumpenkolben
Pkw	-	Personenkraftwagen
PST	-	Prüfstand
PTFE	-	Polytetrafluorethylen
PVD	-	Physical Vapour Deposition
PWG	-	Pedalwertgeber

PWM	-	Pulsweitenmodulation
RBE	-	Rigid Body Element
RME	-	Rapsmethylester
RNT	-	Radionuklidtechnik
RP	-	Robustheitspaket
RT	-	Real-Time
RTOS	-	Real-Time Operating System
SEM	-	Scanning Electron Microscope
SB	-	Saugbeginn
SG	-	Stößelgruppe
SIMS	-	Sekundärionen-Massenspektrometrie
SLBOCLE	-	Scuffing Load Ball-on-Cylinder Lubricity Evaluator
SLWT	-	Scuffing Load Wear Test
SOP	-	Start of Production
SPS	-	speicherprogrammierbare Steuerung
SRV	-	Schwing-Reib-Verschleiß Tribometer
ST	-	Steuertrieb
SVE	-	Shared Variable Engine
TTL	-	Transistor-Transistor-Logik
UI	-	User Interface
USA	-	United States of America
UT	-	Unterer Totpunkt
VFP	-	Vorförderpumpe
VRTC	-	Vehicle Research and Test Center
VW	-	Volkswagen
ZME	-	Zumesseinheit

Formelzeichenverzeichnis

A_{MC}, B_{MC}	-	Konstanten zur Berechnung der kinematischen Viskosität des Grundöls
A_{PK}	-	Oberfläche des Pumpenkolbens
A_{VOG}	-	Koeffizient nach VOGEL
B_{Gl}	-	Gleitlagerbreite
B_{LR}	-	Flusssdichte des Magnetfeldes
B_{VOG}	-	Koeffizient nach VOGEL
B, C	-	Koeffizient in der Viskositätsbeziehung nach GUPTA
C_0	-	statische Tragzahl
$C_{Cameron}$	-	Konstant zur Berechnung der Viskosität nach CAMERON
C_{E1}, C_{E2}	-	Koeffizienten zur Berechnung der Dichte nach ENGEL
$C_{MC} \dots H_{MC}$	-	Beiwert zur Berechnung der kinematischen Viskosität des Grundöls
D	-	Außendurchmesser des Wälzlagers
D_{GfT}	-	Koeffizienten zur Berechnung der dynamischen Viskosität nach GfT in Abhängigkeit von Druck und Temperatur
D_{Gl}	-	Gleitlagerdurchmesser
D_{m0}	-	mittlerer Federdurchmesser
E^*	-	reduzierter Elastizitätsmodul
E_i	-	Elastizitätsmodul des Körpers (i)
E^F	-	Elastizitätsmodul der Feder
E_{GfT}	-	Koeffizienten zur Berechnung der dynamischen Viskosität nach GfT in Abhängigkeit von Druck und Temperatur
$F_{Feder(vor)}$	-	Vorspannkraft der Feder
$F_{Feder}(\alpha)$	-	Federkraft in Abhängigkeit des Drehwinkels
$F_{G1,S-GH}(\alpha)$	-	Reaktionskraft zwischen dem Stößel und dem Gehäuse (NW-Seite)
$F_{G2,S-GH}(\alpha)$	-	Reaktionskraft zwischen dem Stößel und dem Gehäuse (ZK-Seite)
E_{Kod}	-	Kodierung zum Detektieren der Flanke
$F_{HD}(\alpha)$	-	hydraulische Druckkraft in Abhängigkeit des Drehwinkels

$F_{Massen}(\alpha)$	-	Massenkraft in Abhängigkeit des Drehwinkels
F_{MF}	-	Messfehler
F_N	-	Normalkraft im Kontakt
$F_N(\alpha)$	-	Normalkraft zwischen dem Nocken und der Laufrolle in Abhängigkeit des Drehwinkels
$F_T(\alpha)$	-	Tangentialkraft zwischen dem Nocken und der Laufrolle in Abhängigkeit des Drehwinkels
F_α	-	Axialkraft
F_r	-	Radialkraft
F_t	-	Tangentialkraft im Kontakt
G	-	Werkstoffparameter
G^F	-	Schubmodul der Feder
G_{rr}	-	Konstruktions- und lastabhängiger Rollreibungsgrundwert
G_{sl}	-	Konstruktions- und lastabhängiger Gleitreibungsgrundwert
H_1	-	Höhe der federnden Windungen der Feder im jeweiligen Betriebspunkt
H^{GK}	-	Mikrohärte nach Vickers für den Gegenkörper
H^{GrK}	-	Mikrohärte nach Vickers für den Grundkörper
$H_{NW-LR}(\alpha)$	-	Abstand zwischen der Laufrollenachse und der Nockenwellenachse in Abhängigkeit des Drehwinkels
$H_{\dot{O}l}$	-	Ölstand
H_{f0}	-	Höhe der federnden Windungen der Feder im ungespannten Zustand
I_{LR}	-	Anzahl der Nulldurchgänge im sinusförmigen Hall-Spannungsverlauf
I_{NW}	-	Anzahl der Impulse pro Umdrehung der Nockenwelle
I_s	-	Gleichstrom im Hall-Sensor
$Imp_{LR}(A_{LR})$	-	gezählte Laufrollenumdrehungen
$Imp_{LR}(A_{NW})$	-	gezählte Impulse der Laufrolle bezogen auf die Anzahl der Nockenwellenumdrehungen der HDP
$Imp_{NW}(A_{LR})$	-	gezählte Impulse der Nockenwelle, bezogen auf die Anzahl der Laufrollenumdrehungen der HDP
$Imp_{NW}(A_{NW})$	-	gezählte Nockenwellenumdrehungen pro Zeiteinheit
K_0	-	Konstant für Berechnung der zentrale Schmierfilmdicke in

<i>EHD</i>	
K_{Ball}	- wälzkörperabhängiger Beiwert
K_{Hall}	- Hallkonstante des Materials
K_{S1}, K_{S2}	- Designwert zur Bestimmung des Reibungsmoments der Berührungsdichtung
K_{Vk}	- Fest-Flüssig-Faktor
K_Z, K_L	- lagerartabhängige Designwerte zur Bestimmung der Reibung des Rillenkugellagers
K_{min}	- Konstante zur Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke im EHD
K_{rs}	- Beiwert für die Schmierungsart
L_G	- thermischer Belastungsfaktor nach GUPTA
L_{MW}	- thermischer Belastungsfaktor nach MURCH und WILSON
L_{f0}	- Drahtlänge der federnden Windungen im ungespannten Zustand
L_{tr}	- Übergangsenergie des Diamanten
$M_{Dreh(s)}$	- gemessenes Drehmoment der Feder in Abhängigkeit vom Federweg
$M_{NW}(\alpha)$	- Antriebsmoment der HDP in Abhängigkeit des Drehwinkels
$M_{V,h}$	- drehzahlabhängiger Drehmomentverlust der HDP
$M_{V,M}$	- hydraulisch-mechanischer Drehmomentverlust der HDP
$M_{V,m}$	- drehzahlunabhängiger Drehmomentverlust der HDP
M_{Wl}	- Reibmoment des Rillenkugellagers
M_{drag}	- Reibung durch Strömungs-, Plansch- oder Spritzverluste
M_e	- effektives Drehmoment der Hochdruckpumpe
M_{rr}	- Rollreibungsmoment bei Rillenkugellager
M_{seal}	- Reibung durch Berührung der Dichtung bei Rillenkugellager
M_{sl}	- Gleitreibungsmoment bei Rillenkugellager
M_{th}	- theoretisches Antriebsmoment der Hochdruckpumpe
N_{IuH}^{Last}	- Anzahl an Lastzyklen
$P_R(x, y, t)$	- eingebrachte Reibleistung am Ort (x, y) zum Zeitpunkt (t)
$Q_{V,L(\alpha)}^{\ddot{u}}$	- überlagerte Spaltströmung
$Q_{V,L(\alpha)}$	- externer Leckstrom der Hochdruckpumpe

$Q_{V,L(i)}$	-	<i>interner Leckstrom der Hochdruckpumpe</i>
$Q_{V,L(k)}$	-	<i>Verluststrom der Hochdruckpumpe</i>
$Q_{V,V}$	-	<i>volumetrischer Verlust der Hochdruckpumpe</i>
Q_e	-	<i>effektiver Förderstrom der Hochdruckpumpe</i>
Q_{max}	-	<i>maximaler Förderstrom der Hochdruckpumpe</i>
Q_{min}	-	<i>minimaler Förderstrom der Hochdruckpumpe</i>
Q_{mit}	-	<i>mittlerer Förderstrom der Hochdruckpumpe</i>
Q_{th}	-	<i>theoretischer Förderstrom der Hochdruckpumpe</i>
R^*	-	<i>reduzierter Radius</i>
R_1, R_2	-	<i>Designwerte zur Bestimmung des Rollreibungsmoments des Rillenkugellagers</i>
R_s	-	<i>Variable zur Bestimmung des strömungsverlustabhängigen Reibungsmoments</i>
R_{sz}	-	<i>Strichzahl des Inkrementaldrehgebers</i>
R_{m0}	-	<i>Windungsradius der Feder im ungespannten Zustand</i>
$R_{q,1}$	-	<i>quadratischer Mittenrauwert des Grundkörpers</i>
$R_{q,2}$	-	<i>quadratischer Mittenrauwert des Gegenkörpers</i>
R_x^1	-	<i>Radius der Oberfläche des Körpers 1 in Bewegungsrichtung</i>
R_y^1	-	<i>Radius der Oberfläche des Körpers 1 senkrecht zur Bewegungsrichtung</i>
$R_{z,t}$	-	<i>gemittelte Rautiefe des Gleitlagers</i>
$R_{z,w}$	-	<i>gemittelte Rautiefe der Welle</i>
S_1, S_2	-	<i>Designwerte zur Bestimmung des Gleitreibungsmoments des Rillenkugellagers</i>
S_{luH}	-	<i>Erlebenswahrscheinlichkeit nach IOANNIDES und HARRIS</i>
T_0	-	<i>Bezugstemperatur zur Berechnung der Dichte</i>
T_B	-	<i>Blitztemperatur nach BLOK</i>
T_c	-	<i>Übergangstemperatur der Schicht in Luft und im Vakuum</i>
T_{Hwz}	-	<i>Halbwertszeit des Nuklids</i>
T_K	-	<i>maximale Kontakt-Grenzflächentemperatur nach BLOK</i>
T_M^{NW}	-	<i>Messzeit für die Drehzahlberechnung mit Inkrementaldrehgeber (ms)</i>
T_V	-	<i>Volumentemperatur nach BLOK</i>

T_f	-	Schmierstofftemperatur im Kontakt nach GUPTA
T_{gr}	-	Übergangstemperatur sp^3 zu sp^2
U_i	-	Geschwindigkeit des Körpers (i) in Längsrichtung
U_H	-	Hall-Spannung
U_{LR}	-	gemessener Umfang der Laufrolle
U_{NW}	-	gemessener Umfang der Nockenwelle
U_r	-	Umgebungsstrahlung (Untergrundstrahlung) zum Zeitpunkt der Versuchskalibrierung
U_{rel}	-	Relativgeschwindigkeit in x-Richtung
\ddot{U}_{HDP}	-	Umfangsverhältnis von Nocken zu Laufrolle
V_C	-	Kompressionsvolumen der Hochdruckpumpe
V_E	-	Entspannvolumen der Hochdruckpumpe
V_{FB}	-	Volumen des Hochdruckraums beim Förderbeginn
V_{iuH}	-	beanspruchtes Volumen
V_M	-	Ölbadwiderstandsvariable des Rillenkugellagers
$V_{Öl}$	-	Ölvolumen
V_{SB}	-	Volumen des Hochdruckraums beim Saugbeginn
V_g	-	geometrisches Verdrängungsvolumen der Hochdruckpumpe
V_{max}	-	maximales Volumen des Hochdruckraums
V_{min}	-	verbleibendes Volumen im Hochdruckraum nach der Kompression
V_{p0}	-	Volumen bei konstantem Druck und angegebener Temperatur
W	-	Belastungsparameter
W_i	-	Geschwindigkeit des Körpers (i) in Breitenrichtung
W_{DLC}	-	Verschleiß der DLC-Beschichtung
Z_{Di}	-	Impulsrate im DMK
Z_{Fi}	-	Impulsrate im FMK
Z_{Kante}^{NW}	-	gezählte Kanten
Z_{Kp}	-	Impulsrate der Kalibrierprobe
$Z(t)$	-	Impulsrate der Verschleißpartikel im Öl
a_0, b_0, c_0	-	Exponenten zur Berechnung des zentralen Schmierpaltes
a_{kont}	-	halbe Kontaktbreite
$a_{min}, b_{min}, c_{min}$	-	Exponenten zur Berechnung des minimalen Schmierpaltes

c^{Fl}	- Schallgeschwindigkeit in der Flüssigkeit
c_{haft}	- halbe Breite des Haftgebiets
$c_B(x, y, t)$	- Abbaukinetik des Grenzfilms am Stahlkörper in Abhängigkeit von Ort (x,y) und Zeitpunkt (t)
c_{Feder}	- Federkonstant
c_{IuH}	- Exponent für Spannungskriterium
c_i	- spezifische Wärmekapazität des Körpers (i=1,2)
c_{th}^G	- thermischer Korrekturfaktor nach GUPTA
c_{th}^M	- thermischer Korrekturfaktor nach MURCH und WILSON
d	- Innerer Durchmesser des Wälzlagers
$d_h^{GrK/GK}$	- Verschleißtiefe des Grundkörpers (GrK) im Kontakt mit dem Gegenkörper (GK)
d_F	- Drahtdurchmesser der Feder
d_{PK}	- Durchmesser des Pumpenkolbens
d_{Pl}	- Dicke des Plättchens
d_m	- Mittlerer Durchmesser des Rillenkugellagers
$d_{m,PK}$	- mittlerer Spaltdurchmesser zwischen dem Pumpenkolben und der Führung
d_s	- Durchmesser der Dichtlippen-Gegenlauffläche
e_{NW-Zyl}	- Exzentrizität zwischen der Nockenwellenachse und der Führungsachse der Stößelgruppe
e_{RS-LR}	- Exzentrizität zwischen der Laufrollenachse und der Rollenschuhachse
e_{S-RS}	- Exzentrizität zwischen der Stößelachse und der Rollenschuhachse
e_{Wei}	- Weibull-Exponent
f_{CLK}	- Taktgeschwindigkeit des FPGA
f_{LR}	- Drehfrequenz der magnetisierten Laufrolle
f_{NW}	- Drehfrequenz der Nockenwelle
f^w	- Durchbiegung der Welle
f_d^{Feder}	- Dreheigenfrequenz der zylindrischen Feder nach LUTZ
f_l^{Feder}	- Längseigenfrequenz der zylindrischen Feder nach LUTZ
f_t	- Beiwert zur Bestimmung des strömungsverlustabhängigen

	<i>Reibungsmoments des Rillenkugellagers</i>
$f_{t,max}$	- maximale Kraftschlusszahl
h_0^{isoth}	- zentraler Schmierpalt im Kontakt unter isothermen Bedingungen
h_{HUB}^{max}	- maximaler Hub des Pumpenkolbens
h_{IH}	- Tiefenexponent
$h_K(\alpha)$	- Abstand zwischen Hubachse und Lastangriffsebene in Abhängigkeit des Drehwinkels
$h_{ST}(\alpha)$	- Stößelhubverlauf in Abhängigkeit des Drehwinkels
$h_{ST}'(\alpha)$	- Stößelgeschwindigkeitsverlauf
$h_{ST}''(\alpha)$	- Stößelbeschleunigungsverlauf
h_{def}	- mittlere Spalthöhe
h_{film}	- Schmierfilmdicke
h_{lim}^{hydr}	- minimale zulässige Schmierfilmdicke
h_{min}	- minimale Schmierfilmdicke
h_{min}^{hydr}	- minimale Schmierfilmdicke bei hydrodynamischer Schmierung
h_{min}^{EHD}	- minimale Schmierfilmdicke
h_{min}^{isoth}	- minimaler Schmierpalt im Kontakt unter isothermen Bedingungen
h_{min}^{th}	- minimaler Schmierpalt im Kontakt unter nicht-isothermen Bedingungen
h_{spalt}	- Spalthöhe
$h_{\delta w}$	- Spalthöhefunktion in Abhängigkeit von Rauheit und Verformung
i_{PE}	- Anzahl der Pumpenkolben
i_{rw}	- Anzahl Kugelreihen des Rillenkugellagers
k	- Ellipsenparameter
k_{DLC}	- Proportionalitätsfaktor zwischen DLC-Verschleiß und eingebrachter Reibenergie
\tilde{k}_D^*	- universeller Verschleißkoeffizient
k_i	- Wärmeleitfähigkeit des Körpers ($i=1,2$)
l_{kont}	- Kontaktlänge

l_{Spalt}	-	Spaltlänge zwischen dem Pumpenkolben und der Führung
m_{Kp}	-	Masse der Kalibrierprobe
m_{red}	-	reduzierte Masse
n	-	Drehzahl des Wälzlagers
n_0^F	-	Windungszahl der Feder
n_{Cameron}	-	Exponent zur Berechnung der Viskosität nach CAMERON
n_{Err}	-	Quantisierungsfehler
$n_{\text{NW}}^{\text{calc}}$	-	berechnete Nockenwellendrehzahl der Hochdruckpumpe
n_{NW}	-	Nockenwellendrehzahl der Hochdruckpumpe
n_f	-	federnde Windungen der Feder
n_{f0}	-	federnde Windungen der Feder im ungespannten Zustand
p_0^{Hertz}	-	maximale Pressung nach HERTZ
p_{VAV}	-	Druckverlust beim Auslassventil
p_{VSV}	-	Druckverlust beim Ansaugventil
$p_{\text{DLC}}(s)$	-	Kontaktpressung in Abhängigkeit vom Schwingweg im DLC-Kontakt
$p_{\text{HD}}(\alpha)$	-	Hochdruckverlauf in Abhängigkeit des Drehwinkels
p_{HL}	-	Druck in der Hochdruckleitung
p_{Roelands}	-	Konstante zur Berechnung der Viskosität nach ROELANDS
p_{SL}	-	Druck in der Saugleitung
p_{amb}	-	Umgebungsdruck
p_{hyd}	-	hydrodynamischer Druck
$p_{\text{lin}}^{\text{Hertz}}(x)$	-	Druckverteilung im Linienkontakt nach HERTZ
p_m^{Hertz}	-	mittlere Pressung nach HERTZ
q'	-	Scherspannung durch Gleiten
q''	-	Scherspannung, die nur im Haftgebiet wirkt
r_1	-	Radius des Grundkörpers (treibender Körper)
r_2	-	Radius des Gegenkörpers (angetriebener Körper)
$r_K(\alpha + \gamma_{\text{kont}})$	-	Nockenkonturradius
$r_{\text{KR}}^{\text{NW}}$	-	Nockenkrümmungsradius
r_{LR}	-	Laufrollenradius
r_{NW}	-	Grundkreisradius des Nockens
s^*	-	Schlupf

s_{EHD}	-	Schlupf unter Berücksichtigung der EHD
s_{FG}	-	Schlupf unter Berücksichtigung des Formänderungs- und Gleitschlupfes
s_{Fromm}	-	Schlupf nach FROMM
s_r	-	Reibweg / Schwingweg
$s(A_{LR})$	-	Schlupf, bezogen auf die Anzahl der Laufrollenumdrehungen der HDP
$s(A_{NW})$	-	Schlupf, bezogen auf die Anzahl der Nockenwellenumdrehungen der HDP
$s(t)$	-	Schlupf in Abhängigkeit der Zeit
t	-	absolute Zeit
t_{FPGA}	-	Schleifengeschwindigkeit (tick)
$u_{1,2}$	-	Umfangsgeschwindigkeit von Körper 1 (treibender Körper) bzw. 2 (getriebener Körper)
u_h	-	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit bzw. mittlere Fördergeschwindigkeit in den engsten Schmierpalt
v_{PK}	-	Geschwindigkeit des Pumpenkolbens
v_f^{SP}	-	spezifisches Volumen der wasserstofffreien Schicht
v_i^{SP}	-	spezifisches Volumen der wasserstoffhaltigen Schicht
$w_{KMV}(t)$	-	Verschleiß des aktivierten Bauteils
z_{HUB}	-	Anzahl der Hübe pro Umdrehung
z'_{IuH}	-	spannungsgewichtete Tiefe
α		Drehwinkel der Nockenwelle
α^{ek}	-	elliptische Koordinate (Hyperbel)
α_{LR}	-	Drehwinkel der Laufrolle
α_p	-	Druck-Viskositätskoeffizient des Schmierstoffes
α_{Sch}	-	Schiefstellung der Nockenwellenachse im Gehäuse
α_{Umw}	-	Umschlingungswinkel
α_t	-	Temperatur-Viskositätskoeffizient
β^{ek}	-	elliptische Koordinate (Ellipse)
β_C^{Fl}	-	Kompressibilitätsfaktor der Flüssigkeit
$\beta_{Roelands}$	-	Exponent zur Berechnung der Viskosität nach ROELANDS

β_{RW}	-	Abweichung zur Rechtwinkligkeit der Führungssachse der Stößelgruppe zur Nockenwellenachse
β_{seal}	-	Exponent zur Bestimmung des Reibungsmoments der Berührungsdichtung
γ^w	-	Verkantungswinkel der Welle
$\gamma_{kont}(\alpha)$	-	Kontaktwinkel in Abhängigkeit des Drehwinkels
γ_{LR}	-	Schiefstellung der Laufrollenachse zur Nockenwellenachse (Schränkung)
γ_{SG}	-	Schiefstellung der Laufrollenachse zur Führungssachse der Stößelgruppe (Verkipfung)
δ	-	Ungleichförmigkeitsgrad der Hochdruckpumpe
Δp_I	-	Druckänderung nach JOUKOWSKY
Δv^{Fl}	-	Geschwindigkeitsänderung
Δp	-	Druckdifferenz zur Berechnung des theoretischen Antriebsmoments der HDP
ε	-	relative Exzentrizität zwischen der Welle und dem Gleitlager
$\varepsilon_{Füll}$	-	Füllungsgrad der Hochdruckpumpe
$\varepsilon_{Last}(\alpha)$	-	Lastangriffswinkel in Abhängigkeit des Drehwinkels
ε_{PK}	-	relative Exzentrizität zwischen dem Pumpenkolben und der Führung
ε_{t1}	-	tangentiale Dehnung des Grundkörpers
ε_{t2}	-	tangentiale Dehnung des Gegenkörpers
ε_{t1}'	-	tangentiale Dehnung beim reinen Gleiten
ε_{t1}''	-	tangentiale Dehnung aufgrund der Scherspannung q''
η	-	dynamische Viskosität
$\eta_{Barus}(p)$	-	dynamische Viskosität nach BARUS in Abhängigkeit vom Druck
$\eta_{Cameron}(p)$	-	dynamische Viskosität nach CAMERON in Abhängigkeit vom Druck
$\eta_{GFT}(p, T)$	-	dynamische Viskosität nach GFT in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

$\eta_{Roelands}(p)$	-	dynamische Viskosität nach ROELANDS in Abhängigkeit vom Druck
$\eta_{T0,p0}$	-	dynamische Viskosität bei konstanter Temperatur und Atmosphärendruck
η_V	-	volumetrischer Wirkungsgrad der Hochdruckpumpe
$\eta_{Vogel}(T)$	-	dynamische Viskosität nach Vogel in Abhängigkeit von Temperatur
η_{hm}	-	hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad der Hochdruckpumpe
η_{ges}	-	Gesamtwirkungsgrad der Hochdruckpumpe
η_{pamb}	-	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck
ϑ_{Verd}^G	-	Verdrehwinkel der Federenden nach MICHALCZYK
$\vartheta_{Verd}^M(s)$	-	Verdrehwinkel der Federenden in Abhängigkeit vom Federweg
λ_f	-	Wärmeleitfähigkeit des Schmierstoffes
Λ_{spez}	-	spezifische Schmierfilmdicke
μ_{DLC}	-	Reibungskoeffizient der DLC-Schicht im Kontakt
μ_{EHL}	-	Reibungszahl eines tragfähigen Schmierfilms
μ_G	-	Reibungskoeffizient im Stoßel/Gehäuse-Kontakt
μ_N	-	Reibungskoeffizient im Nocken/Laufrolle-Kontakt
μ_{bt}	-	Beiwert für Zusätze im Schmierstoff
μ_{sl}	-	Gleitreibungszahl
ν_i	-	Poissonzahl des Körpers (i)
ν^F	-	Poissonzahl der Feder
ρ^*	-	Rechnerischer Bezugswert für die Dichte bei Atmosphärendruck
$\rho(p)$	-	Dichte nach DOWSON und HIGGINSON in Abhängigkeit vom Druck
$\rho(p, T)$	-	Dichte nach ENGEL in Abhängigkeit von Druck und Temperatur
$\rho(T)$	-	Dichte in Abhängigkeit von der Temperatur
ρ^{Fl}	-	Dichte der Flüssigkeit

ρ_{Feder}	-	Dichte des Federmaterials
ρ_i	-	Dichte des Körpers (i)
ρ_{p0}	-	Dichte bei konstantem Druck und angegebener Temperatur
$\sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}$	-	Hauptnormalspannungen
σ_{VG}	-	Vergleichsspannung nach Gestaltänderungsenergiehypothese
σ_x	-	Normalspannung in x-Richtung
$\sigma_x(\alpha^{ek}, \beta^{ek})$	-	Normalspannung in x-Richtung nach KARAS
σ_y	-	Normalspannung in y-Richtung
$\sigma_y(\alpha^{ek}, \beta^{ek})$	-	Normalspannung in y-Richtung nach KARAS
σ_z	-	Normalspannung in z-Richtung
$\sigma_z(\alpha^{ek}, \beta^{ek})$	-	Normalspannung in z-Richtung nach KARAS
τ_i^{luH}	-	lokales spannungsbezogenes Ermüdungskriterium von DANG VAN
τ_u^{luH}	-	Ermüdungsgrenzspannung
τ_{xy}	-	Schubspannung in xy-Ebene
$\tau_{xy}(\alpha^{ek}, \beta^{ek})$	-	Schubspannung in xy-Ebene nach KARAS
ν_{FAG}	-	kinematische Viskosität des Grundöls bei Schmierfetten
Φ_{bl}	-	Gewichtungsfaktor für die Gleitreibungszahl
Φ_{ish}	-	Schmierfilmdickenfaktor
Φ_{rs}	-	Schmierstoffverdrängungsfaktor
Φ_x^p	-	Druckflussfaktor in x-Richtung
Φ_x^s	-	Scherflussfaktor in x-Richtung
ψ_{eff}	-	effektives Gleitlagerspiel
ω_i	-	Winkelgeschwindigkeit des Körpers (i)
$\omega_{LR}(t)$	-	Winkelgeschwindigkeit der Laufrolle
$\omega_{LR}(A_{NW})$	-	Winkelgeschwindigkeit der Laufrolle, bezogen auf die Anzahl der Nockenwellenumdrehungen der HDP
$\omega_{LR}^{th}(A_{NW})$	-	theoretische Winkelgeschwindigkeit der Laufrolle, bezogen auf die Anzahl der Nockenwellenumdrehungen der HDP
$\omega_{LR}^{th}(t)$	-	theoretische Winkelgeschwindigkeit der Laufrolle
Ω	-	Einwirkfläche