



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Fakultät: Technik und Information
Department: Maschinenbau und Produktion

Diplomarbeit

Optimierung der Reibmomentmessung am Vierkugel-Tribometer und systematische Reibmessungen an Modellfetten

vorgelegt von

Alexander Schmidt

Matrikel-Nr.:

Studiengang [Maschinenbau: Entwicklung und Konstruktion]

erste Prüferin: Prof. Dr. Erik Kuhn

zweiter Prüfer: Dipl.-Ing. Thomas Rieling

Hamburg, den 11. November 2011

Zusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich unter Anderem mit experimentellen Untersuchungen zum tribologischen Verhalten ausgesuchter Modellfette mittels eines Vierkugel-Tribometers. Des Weiteren wird das Temperaturverhalten verschiedener Fette in Langzeitversuchen untersucht.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt jedoch darin, den alten Drehmomentaufnehmer durch einen neuen und moderneren Aufnehmer zu ersetzen. Anschließend sollten weitere Gleitreibungsuntersuchungen an vier ausgesuchten Modellfetten durchgeführt werden.

Das Vierkugel-Tribometer ist ein Versuchsstand des Labors für Maschinenelemente und Tribologie an der HAW Hamburg. Das Gerät wurde auf Basis des Shell-Vierkugel-Apparates entwickelt und dient dazu, systematische Gleitreibungsuntersuchungen an unterschiedlichen Schmierstoffen durchzuführen. Mit dem Gerät können sowohl Schmieröle als auch Schmierfette untersucht werden. Hauptsächlich dient das Gerät jedoch den Gleitreibungsuntersuchungen an Schmierfetten.

Die durchgeführten Versuche am Tribometer haben gezeigt, dass es während zweistündiger Versuche möglich ist, näherungsweise ein Temperaturengleichgewicht zu erreichen. Jedoch muss für spätere Anwendungen aufgrund der zahlreichen Nachteile der Langzeitmessungen von so langen Versuchsdauern abgeraten werden. Zum einen kosten solche Untersuchungen nämlich zu viel Zeit, zum anderen kann man sich auf die Messwerte nicht verlassen, da die Werte infolge des Wärmeeinflusses verfälscht werden könnten. Auch ein Schervorgang am Schmierfett ist hier nicht zu unterschätzen.

Die Optimierung des Versuchsstandes, genauer gesagt der Messeinrichtung des Versuchsstandes, dem Drehmomentaufnehmer (Torsionsbuchse) erfolgte über die Auswahl des Drehmomentsensors TD70 der Firma ME-Meßsysteme GmbH. Dieser Messsensor ist zur Messung sehr kleiner Reaktionsmomente geeignet und auch Reibmomente können mit ihm gemessen werden. Der Messsensor ist über einen integrierten Anschlag gegen die Überlastungen gesichert.

Die Untersuchungen des neuen Messensors haben gezeigt, dass er auf die Einleitung der axialen Last reagiert. Wenn man dies bei den Reibwertuntersuchungen nicht berücksichtigt, werden die Messwerte verfälscht. Besonders bei hoher Axiallast wurde deutlich, dass eine dezentrale Lasteinleitung zu sehr starken Messwertverfälschungen führen kann bzw. wird.

Da der neue Sensor nur für deutlich geringere Axiallasten als der vorherige Messsensor geeignet ist, muss das alte System zur axialen Lasteinleitung überarbeitet werden bzw. es muss ein deutlich geringeres Gewicht benutzt werden.

Nachdem das neue Gewicht in das Tribometer eingebaut worden ist, wurden einige Messungen durchgeführt, um die Funktionsfähigkeit des neuen Messensors zu bestätigen. Dazu wurden zwei unterschiedliche Fette ausgesucht, wo man ganz sicher sein konnte, dass die Reibmomente sich unterscheiden.

Es konnten jedoch über die Messung keine Unterschiede bei Reibwerten zwischen diesen beiden Fetten nachgewiesen werden, obwohl es offensichtlich Unterschiede geben müsste. Die Messwerte schwankten sehr oft und sehr stark, sodass anhand dieser ebenfalls keine Bewertung der Fette möglich war.

Abstract

This work deals with experimental investigations of the tribologic behaviour of selected model fat by means of a 4 ball-tribometer. Besides the temperature behaviour of different fats were examined in long-term trials.

Nevertheless, the main focus of this work lies on the task to substitute the old torque receiver with a new and more modern receiver. Afterwards other glide-friction-investigations should be carried out with four selected model fats.

The 4 ball-tribometer is a test station of the lab for machine elements and tribology in Hamburg HAW. The device was developed on the basis of the Shell-4-ball-apparatus and serves to carry out systematic glide-friction-investigations in different lubricants. With the device lubricating oils as well as greases can be examined. Nevertheless, primarily the device serves the glide-friction-investigations in greases.

The carried out attempts in the tribometer have shown that it is possible during 2-hour attempts, to achieve almost a temperature balance. However, must be advised for later uses on account of the numerous disadvantages of the long time measurements against so long measurements. On the one hand such investigations fondled because too much time, on the other hand one cannot count on the measuring values, because the values could be falsified as a result of the warm influence. Also a mole process in the grease is not to be underestimated here.

The optimisation of the test trinkets, more exactly said of the measuring equipment of the test trinkets, to the torque receiver occurred about the choice of the torque sensor TD70 of the company ME-measurement systems GmbH. This measuring sensor is suitable to the measurement of very small reaction moments and also friction moments can be measured with it. The measuring sensor is protected with an integrated poster against the strains.

The investigations of the new measuring sensor have shown that it reacts to the introduction of the axial load. If one do not consider this with the friction value measurements, the measuring values can be falsified. Particularly with high axial load became clear that a decentralised load introduction can lead to too strong measuring value falsifications.

Because the new sensor is suitable only for lower axial loads than the previous measuring sensor, the old system must be reworked to the axial load introduction or a lower weight must be used.

After the new weight has been inserted in the tribometer, some measurements were carried out, to confirm the effectiveness of the new measuring sensor. In addition two different fats were selected where one could be quite sure that the friction moments differ. Nevertheless, no differences in the friction values could be proved in the measurement between this both fats, although there would have to be differences. The measuring values swayed very often and very strongly, so that with the help of this also no assessment of the fat was possible.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	8
Diagramverzeichnis	9
Tabellenverzeichnis	9
Abkürzungsverzeichnis	10
1. Einleitung	12
2. Aufgabenstellung und Zielsetzung	13
2.1 Aufgabenstellung	13
2.2 Zielsetzung	13
3. Tribologische Grundlagen	14
3.1 Tribologie allgemein und Definitionen	14
3.2 Tribologische Beanspruchung	14
3.3 Tribotechnisches System	14
3.4 Geschichtliche Entstehung der Tribologie	16
3.5 Reibung.....	20
3.5.1 Reibungsarten	21
3.5.1.1 Gleitreibung	21
3.5.1.2 Haftreibung	22
3.5.1.3 Rollreibung	23
3.5.1.4 Wälzreibung.....	23
3.5.1.5 Bohrreibung	24
3.5.2 Reibungszustände (Schmierungszustände).....	24
3.5.2.1 Festkörperreibung	25
3.5.2.2 Grenzreibung	25
3.5.2.3 Flüssigkeitsreibung.....	25
3.5.2.4 Gasreibung.....	25
3.5.2.5 Mischreibung	26
3.5.3 Reibungsmechanismen	26
3.5.3.1 Scherung adhäsiver Bindungen	28
3.5.3.2 Plastische Deformation.....	28
3.5.3.3 Furchung	28
3.5.3.4 Hysterese bei elastischer Deformation	29
3.5.4 Reibungsmessgrößen	29
3.5.4.1 Reibungsmoment M_R	29
3.5.4.2 Reibungszahl f	29
3.5.4.3 Reibungsarbeit A_R	30
3.5.4.4 Reibleistung P_R	30
3.6 Verschleiß	30
3.6.1 Verschleißarten	31
3.6.2 Verschleißmechanismen	31
3.6.2.1 Adhäsion	32
3.6.2.2 Abrasion	32
3.6.2.3 Oberflächenzerrüttung	33
3.6.2.4 Tribochemische Reaktionen	33
3.6.3 Verschleißerscheinungsformen	35
3.6.4 Verschleiß-Messgrößen	36
3.6.4.1 Direkte Verschleiß-Messgrößen	37
3.6.4.2 Bezogene Verschleiß-Messgrößen	38

3.6.5 Rheologischer Verschleiß.....	39
3.6.6 Korrosion	39
3.6.6.1 Kontaktkorrosion	40
3.6.6.2 Reibkorrosion (Passungsrost)	40
3.6.6.3 Spaltkorrosion.....	40
3.6.6.4 Spannungsrisskorrosion.....	40
3.6.6.5 Schwingungsrisskorrosion.....	40
3.7 Schmierung.....	40
3.7.1 Schmierungsarten / Schmierzustände	41
3.7.1.1 Schmierungsarten	41
a) Einzelschmierstellen.....	41
b) Mehrere Schmierstellen.....	42
3.7.1.2 Schmierzustände	43
a) Grenzreibung	43
b) Mischreibung.....	43
c) Elastohydrodynamische Schmierung	43
d) Hydrodynamische Schmierung	44
e) Hydrostatische Schmierung.....	44
3.7.2 Schmierstoffe.....	45
3.7.2.1 Schmieröle	47
a) Eigenschaften der Schmieröle	47
b) Einteilung der Schmieröle.....	53
c) Mineralöle.....	53
d) Tierische und pflanzliche Öle	54
e) Synthetische Öle.....	54
f) Kinematische Viskosität ν	55
g) Anwendungsgebiet.....	56
3.7.2.2 Schmierfette.....	57
a) Aufgaben der Schmierfette.....	58
b) Einteilung der Schmierfette.....	60
c) Anwendung der Schmierfette	61
d) Gebrauchseigenschaften der Schmierfette	61
3.7.2.3 Festschmierstoffe.....	63
a) Verbindungen mit Schichtgitterstruktur	64
b) Oxidische Verbindungen der Übergangs- und Erdalkalimetalle	65
c) Fluoridische Verbindungen der Übergangs- und Erdalkalimetalle	66
d) Weiche Metalle	66
3.7.2.4 Schmierpasten.....	68
3.7.2.5 Gleitlacke.....	69
3.7.2.6 Schmierwachse	69
4. Tribometrie allgemein	69
4.1 Tribologische Prüfstände und –methoden für die Schmierstoffprüfung	70
4.2 Genormte tribologische Prüfverfahren für Schmierstoffe	70
4.3 DIN 51 350 - Prüfungen mit dem Shell-Vierkugel-Apparat	71
4.4 Prinzipskizze des Shell-Vierkugel-Apparates	72
4.4.1 Prinzip mit Kegelrollenlager	73
5. Vierkugel-Tribometer.....	74
5.1 Aufbau des Gerätes.....	74
5.1.1 Gleichstrom-Nebenschlussmotor	75

5.1.2 Motoradaption	76
5.1.3 Laufkugelaufnahme	76
5.1.4 Kugeltopf	77
5.1.5 Torsionsbuchse	78
5.1.6 Hubkolben	78
5.1.7 Stößel	79
5.1.8 Hebelstange mit Gewicht	79
5.2 Aufbau und Funktionsweise des Versuchsstandes	79
6. Untersuchungen der Temperaturverläufe in Langzeitversuchen	81
6.1 Versuchsdurchführung	82
6.1.1 Erste Vorbereitungen	82
6.1.2 Einstellen der Motordrehzahl	83
6.1.3 Wechsel der Laufkugel	83
6.1.4 Wechsel des Schmierstoffes und der Reibkugeln	83
6.1.5 Einleiten der Betriebsaxiallast	83
6.1.6 Bestimmung der axialen Last	84
6.2 Durchführung des ersten Versuchs	85
6.2.1 Versuchsparameter	85
6.2.2 Versuchsablauf	85
6.2.3 Temperaturenverlauf des ersten Versuches	85
6.3 Durchführung des zweiten Versuchs	86
6.3.1 Versuchsparameter	86
6.3.2 Temperaturenverlauf des zweiten Versuches	87
6.4 Durchführung des dritten Versuchs	87
6.4.1 Versuchsparameter	88
6.4.2 Temperaturenverlauf des dritten Versuches	88
6.5 Durchführung des vierten Versuches	89
6.5.1 Versuchsparameter	89
6.5.2 Temperaturenverlauf des vierten Versuches	89
6.6 Durchführung des fünften Versuches	90
6.6.1 Versuchsparameter	90
6.6.2 Temperaturenverlauf des fünften Versuches	91
6.7 Durchführung des sechsten Versuches	91
6.7.1 Versuchsparameter	92
6.7.2 Temperaturenverlauf des sechsten Versuches	92
6.8 Durchführung des siebten Versuches	93
6.8.1 Versuchsparameter	93
6.8.2 Temperaturenverlauf des siebten Versuches	93
6.9 Durchführung des achten Versuches	94
6.9.1 Versuchsparameter	94
6.9.2 Temperaturenverlauf des achten Versuches	95
6.10 Durchführung des neunten Versuches	95
6.10.1 Versuchsparameter	96
6.10.2 Temperaturenverlauf des neunten Versuches	96
6.11 Durchführung der Versuche 10 – 14	97
6.11.1 Versuchsparameter	97
6.11.2 Temperaturenverlauftabellen Versuche 10 - 14	97
6.11.2.1 Versuch 10	97
6.11.2.2 Versuch 11	97

6.11.2.3 Versuch 12	97
6.11.2.4 Versuch 13	97
6.11.2.5 Versuch 14	98
6.11.3 Temperaturenverlaufdiagramm der Versuche 10 - 14.....	98
6.12 Durchführung der Versuche 15 – 16	98
6.12.1 Versuchsparameter	98
6.12.2 Temperaturenverlauftabellen Versuche 15 – 16.....	99
6.12.2.1 Versuch 15	99
6.12.2.2 Versuch 16.....	99
6.12.3 Temperaturenverlaufdiagramme Versuche 15 – 16	99
6.13 Besprechung der Versuchsergebnisse / Fazit	100
7. Optimierung der Momentmessung	101
7.1 Vorstellung des neuen Drehmomentsensors TD70	101
7.2 Einbau und Anschluss des Drehmomentsensors	102
7.2.1 Anschluss des Drehmomentsensors.....	102
7.2.1.1 Überprüfung des neuen Messsensors	103
7.2.1.2 Untersuchung des Axialkräfteinflusses	104
a) Versuchsaufbau	104
b) Versuchsdurchführung	105
c) Zusammenfassung der verwendeten Gewichte bzw. Bauteile	106
d) Untersuchungen des Messsensors	107
e) Zusammenfassung und Diskussion der Versuchsergebnisse	110
7.2.2 Einbau des neuen Drehmomentsensors	110
7.2.2.1 Montagemöglichkeit des Sensors	111
7.2.2.2 Untere Montagescheibe	112
7.2.2.3 Mittlere Montagescheibe	113
7.2.2.4 Obere Montagescheibe	114
7.2.2.5 Montageanleitung	115
7.2.3 Berechnung des neuen Gewichtes und Gleichgewichtsbetrachtungen.....	119
7.2.3.1 Das Momentane Krafteinstellungssystem	119
7.2.3.2 Das neue bzw. angepasste Krafteinleitungssystem	119
a) Möglichkeit 1	120
b) Möglichkeit 2	120
c) Möglichkeit 3	120
d) Möglichkeit 4	121
7.2.3.3 Möglicher Einbau eines Kraftsensors.....	121
7.2.3.4 Auswahl der geeigneten Möglichkeit	122
7.2.3.5 Berechnungen des neuen Gewichtes	122
a) Berechnungen bzw. Ermittlungen der Bauteilmassen.....	123
b) Berechnung des erforderlichen Hebelarms für das Gewicht.....	126
7.2.3.6 Bestimmung des neuen Gewichtes	127
7.3 Durchführung der Vorversuche	129
7.3.1 Versuchsparameter	129
8. Fazit / Schlussfolgerungen.....	130
Anhang	136
Anhang I: Informationsblatt der Firma ME zum Drehmomentsensor TD70	136

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Das Tribosystem	15
Abb. 2: Die Pyramide von Cheops	16
Abb. 3: Eine mögliche Rampenform	17
Abb. 4: Schlitten mit Querriegeln auf Schienen	18
Abb. 5: Nachbildung des Federseemuseums „Der Wagen mit den Scheibenrädern“	18
Abb. 6: Gleitreibung	22
Abb. 7: Haftreibung	22
Abb. 8: Rollreibung	23
Abb. 9: Wälzreibung	24
Abb. 10: Bohrreibung	24
Abb. 11: Zusammenhang Normalkraft und Mikrokontakte	27
Abb. 12: Vereinfachte Darstellung der Reibungsmechanismen	28
Abb. 13: Vereinfachte Darstellung der Verschleißmechanismen	32
Abb. 14: Gliederung des Verschleißgebietes nach Verschleißarten in Abhängigkeit von der tribologischen Beanspruchung; Kennzeichnung beteiligter Verschleißmechanismen	34
Abb. 15a: Verschleißbetrag in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer	36
Abb. 15b: Verschleißbetrag in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer	36
Abb. 16: Verschleiß-Messgrößen	37
Abb. 17: Stribeck-Kurve (schematisch)	45
Abb. 18: Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Schmieröls in linearer Darstellung .	48
Abb. 19: Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Schmieröls in logarithmierte Darstellung	49
Abb. 20: Nomogramm zur Ermittlung des Viskositätsindex (Manning, 1974)	50
Abb. 21: Viskositätsklassifikationen	56
Abb. 22: Abhängigkeit der Reibungszahl zweier Festschmierstoffe vom Gasdruck	65
Abb. 23: Reibungszahlen einiger Oxide in Abhängigkeit von der Temperatur	66
Abb. 24: Abhängigkeit der Reibungszahl von der Dicke von Blei- und Goldfilm	67
Abb. 25: Stahlpaarung mit einem 40 µm dicken Indiumfilm	68
Abb. 26: Prinzipskizze des Shell-Vierkugel-Apparates	72
Abb. 27: Vierkugel-Apparat nach DIN 51 350 mit zusätzlichen Meßwertgebern	73
Abb. 28: Schematische Darstellung des Vierkugel-Tribometers	74
Abb. 29: Gleichstrom-Nebenschlussmotor	75
Abb. 30: Motoradaption	76
Abb. 31: Laufkugelaufnahme	76
Abb. 32: Kugeltopf	77
Abb. 33: Komponente 1: Schmierstoffaufnahme, Zentrierbuchse, Deckel	78
Abb. 34: Hubkolben	78
Abb. 35: Stößel	79
Abb. 36: Hebelstange mit Gewicht	79
Abb. 37: Aufbau des Versuchsstandes	80
Abb. 38: Bestimmung der axialen Betriebslast	84
Abb. 39: Der neue Drehmomentsensor TD70	101
Abb. 40: Abmessungen des Drehmomentsensors TD70	102
Abb. 41: Verwendeter Stecker	103
Abb. 42: Anschluss des Drehmomentsensors	103
Abb. 43: Prinzipskizze des Versuchsaufbaus	105

Abb. 44: Versuchsaufbau zur Untersuchung des Messensors	105
Abb. 45: Zylinder	106
Abb. 46: Verwendete Gewichte	106
Abb. 47: Lasteinleitung für Untersuchung 2	108
Abb. 48: Zeichnung des Messensors	110
Abb. 49: Untere Montagescheibe	112
Abb. 50: Zeichnung für die untere Montagescheibe	112
Abb. 51: Mittlere Montagescheibe	113
Abb. 52: Zeichnung für die mittlere Montagescheibe	113
Abb. 53: Obere Montagescheibe	114
Abb. 54: Zeichnung der oberen Montagescheibe	115
Abb. 55: Zentrierstift	116
Abb. 56: Montage der unteren Montagescheibe (Schritt 2)	116
Abb. 57: Montage des Messensors an die mittlere Montagescheibe (Schritt 3).....	117
Abb. 58: Montage der Baugruppe (Mittlere Montagescheibe + Sensor) (Schritt 4)	117
Abb. 59: Montage der oberen Montagescheibe (Schritt 5)	118
Abb. 60: Montage der unteren Kugeltopfscheibe (Schritt 6)	118
Abb. 61: Die momentane Krafteinstellung.....	119
Abb. 62: Skizze der Hebelstange.....	123
Abb. 63: Skizze für die Gleichgewichtsbedingungen	126

Diagrammverzeichnis

Diagramm 1: Temperaturenverlauf eines 10-minütigen Reibversuchs.....	81
Diagramm 2: Temperaturenverlauf des ersten Versuches.....	86
Diagramm 3: Temperaturverlauf des zweiten Versuches.....	87
Diagramm 4: Temperaturverlauf des dritten Versuches.....	88
Diagramm 5: Temperaturverlauf des vierten Versuches	90
Diagramm 6: Temperaturverlauf des fünften Versuches	91
Diagramm 7: Temperaturverlauf des sechsten Versuches	92
Diagramm 8: Temperaturverlauf des siebten Versuches.....	94
Diagramm 9: Temperaturverlauf des achten Versuches.....	95
Diagramm 10: Temperaturverlauf des neunten Versuches	96
Diagramm 11: Temperaturverläufe der Versuche 10 - 14.....	98
Diagramm 12: Temperaturverläufe der Versuche 15 - 16.....	99

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Typische Verschleißerscheinungsformen durch die Hauptverschleißmechanismen	35
Tabelle 2: Kriterien für die Auswahl von Zentralschmieranlagen	42
Tabelle 3: Anhaltswerte für Reibungszahlen in Abhängigkeit des Reibungszustands ..	45
Tabelle 4: Druckviskositätskoeffizient α für verschiedene Schmieröle	51
Tabelle 5: Eigenschaften der Schmieröle	51
Tabelle 6: Schmierstoffadditive, deren Verwendung und Wirkmechanismen.....	52
Tabelle 7: Eigenschaften und Anwendungen wichtiger synthetischer Schmieröle.....	54

Tabelle 8: Klassifikationen für Kfz-Getriebeöle nach API (American Petroleum Institute).....	57
Tabelle 9: Klassifikation für Schmierfette nach NLGI (National Lubricating Grease Institut)	60
Tabelle 10: Typische Kenndaten verschiedener Schmierfette	63
Tabelle 11: Temperaturen pro Zeit des ersten Versuches	85
Tabelle 12: Temperaturen pro Zeit des zweiten Versuches	87
Tabelle 13: Temperaturen pro Zeit des dritten Versuches	88
Tabelle 14: Temperaturen pro Zeit des vierten Versuches.....	89
Tabelle 15: Temperaturen pro Zeit des fünften Versuches	91
Tabelle 16: Temperaturen pro Zeit des sechsten Versuches	92
Tabelle 17: Temperaturen pro Zeit des siebten Versuches.....	93
Tabelle 18: Temperaturen pro Zeit des achten Versuches	95
Tabelle 19: Temperaturen pro Zeit des neunten Versuches	96
Tabelle 20: Temperaturen pro Zeit des zehnten Versuches	97
Tabelle 21: Temperaturen pro Zeit des elften Versuches.....	97
Tabelle 22: Temperaturen pro Zeit des zwölften Versuches.....	97
Tabelle 23: Temperaturen pro Zeit des dreizehnten Versuches	97
Tabelle 24: Temperaturen pro Zeit des vierzehnten Versuches	98
Tabelle 25: Temperaturen pro Zeit des fünfzehnten Versuches.....	99
Tabelle 26: Temperaturen pro Zeit des sechzehnten Versuches	99

Abkürzungsverzeichnis

Abb.	=	Abbildung
Al	=	Aluminium
Al ₂ O ₃	=	Aluminiumoxid
ASTM	=	American Society for Testing and Materials
Ca	=	Calcium
Co ₃ O ₄	=	Cobaltoxid
Cu	=	Kupfer
DECP	=	Dezimalpunkt
DIN	=	Deutsche Gesellschaft für Normung
DISP	=	Display
DMS	=	Dehnungsmessstreifen
Fe	=	Eisen
FZG	=	Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau
HAW	=	Hochschule für Angewandte Wissenschaften
Hrsg.	=	Herausgeber
ISO	=	International Organization for Standardization
ISO-VG	=	International Organisation for Standardization - Viscosity Grade
NLGI	=	National Lubricating Grease Institut
ME	=	Meilhaus Electronic GmbH
min	=	Minuten
MoS ₂	=	Molybdändisulfid
N	=	Stickstoff
Na	=	Natrium
Ni	=	Nickel

NO	=	Nordost
O	=	Sauerstoff
P	=	Phosphor
PC	=	Personal Computer
SAE	=	Society of Automotive Engineers
Sec	=	Sekunden
SW	=	Südwest
TiO	=	Titanoxid
USB	=	Universal Serial Bus
V	=	Vanadium
VI	=	Viskositätsindex
VKA	=	Vierkugel-Apparat
WO ₃	=	Wolframoxid

1. Einleitung

Das Thema Reibung beschäftigt die Menschen schon seit Anbeginn unserer Zeit. Dank der Reibung hat der Mensch gelernt Feuer zu entfachen und trotz der Reibung wurden gigantische Bauwerke wie die Pyramiden errichtet. Eine der wichtigsten Erfindungen des Menschen, das Rad, ist nur dank einiger bereits vorhandener Erfahrungen im Umgang mit den Schmierstoffen so erfolgreich gewesen. Denn wie hilfreich wäre ein Karren ohne geschmierte Naben? Er wäre höchstens zum Feuer machen eventuell zu gebrauchen gewesen. Ebenso wäre ein antiker Streitwagen ohne geschmierte Welle-Nabenverbindungen absolut undenkbar gewesen.

Heute weiß man schon viel besser mit der Reibung umzugehen, was nicht zuletzt der jungen Wissenschaft der Reibung, der Tribologie, zu verdanken ist. Dieses Wissen wird heute immer weiter vertieft und die Erforschung und Erprobung neuer Schmierstoffe gewinnt immer mehr an Bedeutung.

Jeder, der schon mal versucht hat, Öl für seinen Wagen zu kaufen, wird wissen, dass es bei den vielen Auswahlmöglichkeiten gar nicht so einfach ist, sich für das richtige Öl zu entscheiden. Selbst in einem einfachen Baumarkt ist die Auswahl an verschiedenen Ölen sehr groß. Da muss man schon wissen, welches Öl das eigene Fahrzeug bevorzugt, um nicht ratlos vor dem Regal zu stehen und sich nicht entscheiden zu können, welches der Öle nun das Richtige ist. Besonders in den letzten Jahren schreitet die Entwicklung der Technologien immer schneller voran, was nicht zuletzt der immer schneller und besser werdenden Schmierstoffentwicklung zu verdanken ist. Vor allem in der heutigen Zeit kann man mit Bestimmtheit behaupten, dass die Technologie nur so schnell weiter entwickelt werden kann, wie die Schmierstoffentwicklung es zulässt. Denn die neuen Motoren beispielsweise würden ohne die neuen Schmiermittel bei Weitem nicht so gut funktionieren.

In Deutschland und anderen Industrieländern entstehen durch die Reibung Kosten in Milliardenhöhe. Daher liegt der Gedanke nahe, dass durch die Minderung der Reibung und des daraus resultierenden Verschleißes, hohe Kosten eingespart werden können. Beispielsweise durch wirksamere und zielgerichtete Schmierung der Bauteile wird der Wartungsaufwand für die Maschinen reduziert und die Lebensdauer erhöht. Hierdurch entsteht ein hohes Potenzial für Kosteneinsparungen. Daher untersucht die Wissenschaft Tribologie die Vorgänge und Mechanismen der Reibung und des daraus resultierenden Verschleißes sehr genau und schließt die Schmierstoffe als ein Teilgebiet der Tribologie in sich ein. Zur genauen Untersuchung der Schmierstoffe, der Reibung und des Verschleißes existieren in der Tribologie eine Vielzahl an unterschiedlichen Verfahren und Methoden. Da die Anforderungen an die Maschinen und somit auch an die Schmierstoffe stetig wachsen, müssen die Schmierstoffe kontinuierlich weiterentwickelt werden. Um mit dieser Entwicklung schritt zu halten, ist es ebenfalls sehr wichtig, die vorhandenen Prüfmethode- und Geräte zu verbessern und auch neue zu entwickeln.

2. Aufgabenstellung und Zielsetzung

2.1 Aufgabenstellung

Diese Arbeit befasst sich unter Anderem mit experimentellen Untersuchungen zum tribologischen Verhalten ausgesuchter Modellfette mittels eines 4-Kugeltribometers. Ein weiterer wichtiger Punkt dieser Diplomarbeit ist die Untersuchung des Temperaturverhaltens von Fetten in einem Langzeitversuch. Alle vorherigen Reibungsuntersuchungen am Tribometer haben gezeigt, dass bei jedem Versuch die Temperatur im Bereich der Reibstelle infolge der Reibungsverluste stetig ansteigt und das zu untersuchende Fett sich mehr und mehr erwärmt. Daher ist die Temperatur innerhalb eines Versuches nie konstant, wodurch die nachfolgenden Untersuchungen entweder bei einer höheren Temperatur als bei dem Vorversuch oder erst nach einer längeren Abkühlphase durchgeführt werden müssen. Für eine eindeutige Interpretation der Messwerte sowie dessen Reproduzierbarkeit wäre eine konstante Temperatur während der Versuche sehr wichtig (von Interesse). Eine Temperaturregelung wäre sicherlich hierfür am besten geeignet, allerdings etwas aufwendig zu realisieren. Aus diesem Grund soll zunächst eine andere Möglichkeit untersucht werden. Die Idee dabei beruht auf einer längeren Zeitdauer der Versuche, bis ein Temperaturgleichgewicht erreicht ist. In der Phase des Temperaturgleichgewichtes sollen anschließend die Messwerte für den Reibmoment entnommen und untersucht werden.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt darin, den alten Drehmomentaufnehmer durch einen neuen und moderneren Aufnehmer zu ersetzen. Der im Moment verwendete Drehmomentaufnehmer ist bereits ca. 20 Jahre alt. Da es zu der damaligen Zeit keine geeigneten Drehmomentmessensoren auf dem Markt gegeben hat, wurde der verwendete Aufnehmer von Studenten der HAW-Hamburg selbst entwickelt und hergestellt. In den letzten 20 Jahren hat sich die Messtechnik weiterentwickelt und verbessert. Aus diesem Grund soll nun der Markt nach neuen geeigneten Drehmomentsensoren überprüft werden. Falls ein solcher Messsensor gefunden wird, soll eine Modernisierung des Versuchsstandes vorgenommen werden. Anschließend sollen weitere Gleitreibungsuntersuchungen an vier ausgesuchten Modellfetten erfolgen.

2.2 Zielsetzung

Die Zielsetzung dieser Diplomarbeit sind die Optimierungen von Reibmomentmessungen mit dem Vierkugel-Tribometer. Zum einen soll, falls möglich, eine Arbeitsvorschrift zur Messwertaufnahme bei konstanter Temperatur von Langzeitversuchen erstellt werden. Zum Anderen soll der Versuchsstand soweit optimiert werden, dass die Messwerte für die Reibmomente reproduzierbar und aussagekräftig sind.

3. Tribologische Grundlagen

3.1 Tribologie allgemein und Definitionen

Die folgende Definition entstammt der ehemaligen DIN 50323. Tribologie (griechisch: tribos = reiben¹) ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst die Teilgebiete Reibung, Verschleiß und Schmierung und steht in enger Beziehung zu den Werkstoffen der beteiligten Körper. Darüber hinaus untersucht die Tribologie die Grenzflächenwechselwirkungen zwischen Festkörpern, aber auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen.

Eine der wichtigsten Aufgaben der Tribologie ist die Minimierung der reibungsbedingten Energieverluste, sowie die Minimierung des Verschleißes der Bauteile. Dadurch soll die fehlerfreie Funktionalität und ein störungs- und verlustarmer Betrieb der Maschinen gewährleistet werden. Durch gezieltes Optimieren und Anpassen der aufeinander wirkenden Oberflächen ergeben sich ein höherer Wirkungsgrad, eine höhere Zuverlässigkeit und eine längere Lebensdauer der Maschinen, was auch wirtschaftlich von Bedeutung ist. Denn durch den reibungsbedingten Verschleiß und die Korrosion der Bauteile werden hohe Kosten bei den Verbrauchern und in der Industrie verursacht. Diese Kosten können durch die Anwendung des tribologischen Fachwissens erheblich gesenkt werden.

3.2 Tribologische Beanspruchung

Unter diesem Begriff versteht man die Beanspruchung der Oberfläche fester Körper durch Kontakt mit festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpern unter Relativbewegungen. Dadurch entsteht Reibung (Energieverlust) und Verschleiß (Materialverlust), was wiederum zu Funktionsstörungen bis hin zum Ausfall der Bauteile führen kann. Zur Analyse dieser Vorgänge dient das Tribotechnische System.²

3.3 Tribotechnisches System

Die Tribosysteme werden zur Verwirklichung von verschiedenen Funktionen eingesetzt. Beispielsweise ist ein Lager ein Tribosystem, das dazu dient, die Kräfte aufzunehmen und dabei eine Bewegung zu ermöglichen. Ein weiteres Beispiel ist die Reibungsbremse, die im Gegensatz zum Lager eine Bewegung hemmen oder auch verhindern soll.

Hauptsächlich aber dient das Tribosystem dazu, die Verschleiß- und Reibungsvorgänge systematisch zu untersuchen und zu analysieren.³ Die Angabe über die Funktion von Tribosystemen (z. B. Lager oder Reibungsbremse) ist nützlich, um gewisse Vorstellungen über die Art von Bauteilen und die dabei verwendeten Werkstoffe zu entwickeln.

¹ Kuhn, 2009, S. 7

² Fateh, 1997, S. 435

³ Fateh, 1997, S. 435

Dadurch kann man die Reibungs- und Verschleißvorgänge besser verstehen und nachvollziehen.

Das Tribosystem (siehe Abb. 1) besteht aus drei Systemelementen:

- Grundkörper und Gegenkörper (Gegenstoff)
- Zwischenstoff (Schmierstoffe, Abrieb)
- Umhüllende Stoffe (Gase, Staub)⁴

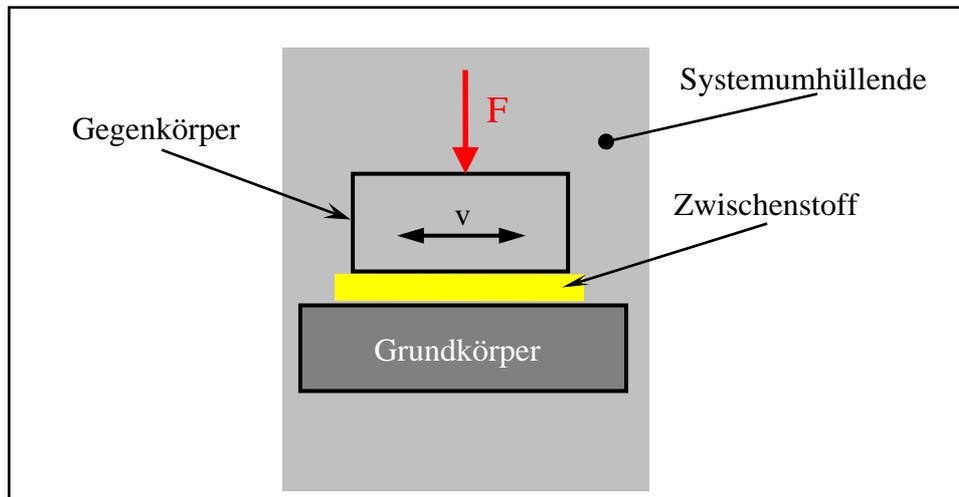


Abb. 1: Das Tribosystem⁵

Das Beanspruchungskollektiv fasst die physikalischen Größen wie Normalkräfte, Relativgeschwindigkeit und deren zeitlichen Verlauf, Temperatur und Beanspruchungszeit zusammen.⁶ Die Bewegungsart und der Bewegungsablauf gehören ebenfalls zum Beanspruchungskollektiv. Bei der Bewegungsart unterscheidet man zwischen Gleiten, Rollen, Wälzen und Bohren. Dazu kommen noch andere Arten der Bewegung wie Stoßen, Prallen oder Strömen. Bei den Bewegungsabläufen unterscheidet man zwischen einem kontinuierlichen (beständigen), intermittierenden (periodischen oder in zufälligen Intervallen auftretenden), oszillierenden (schwingenden, pendelnden) oder reversierenden Bewegungsablauf.⁷

Für den Verschleißschutz ist häufig eine Unterscheidung zwischen offenen und geschlossenen Tribosystemen sinnvoll. Bei einem offenen System geht man von einem einmaligen Kontakt des Grundkörpers mit einem Gegenkörper, der ständig abgeführt wird, aus. Zum Beispiel wird die Oberfläche eines Werkzeugs durch fortlaufend neue Oberflächenbereiche des Werkstücks beansprucht. Das Werkzeug fungiert hierbei als der Grundkörper und das Werkstück als Gegenkörper. Die Beanspruchung und somit der Verschleiß des Werkzeugs erfolgt durch das Werkstück, wobei der Verschleiß des Werkstücks bei dem Vorgang nicht von Bedeutung bzw. oft sogar gewollt ist.

Bei geschlossenen Tribosystemen kommt es zu einem wiederholten Kontakt beider Reibpartner und somit zum beidseitigen Verschleiß. Beispiele hierfür sind Lager, Füh-

⁴ Fateh, 1997, S. 435

⁵ eigene Darstellung nach Fateh, 1997, S. 435

⁶ Fateh, 1997, S. 435

⁷ Berger et al., 1997, S. E 84

rungen, Zahnradpaarungen, etc. Hier ist der Verschleiß beider Teile für die Funktionsfähigkeit des Bauteils maßgebend.⁸

3.4 Geschichtliche Entstehung der Tribologie

Seit der Entstehung der Erde spielen die Reibungs- und Verschleißvorgänge eine sehr große Rolle. Auch die Evolution hat sich bei der Entstehung und Weiterentwicklung des Lebens auf der Erde der tribologischen Grundlagen bedient. So ist die Schleimschicht bei Fischen beispielsweise ein perfektes tribologisches System, entstanden durch die Evolution.

Auch unsere Ahnen setzen sich bereits seit einer Ewigkeit mit den Themen Reibung und Verschleiß auseinander. Vor sehr langer Zeit beispielsweise haben unsere Ahnen gelernt, dass man die Reibung dazu nutzen kann, Feuer zu entfachen. Die Beherrschung des Feuers könnte zu der weiteren Entwicklung und Ausbreitung der Menschen entscheidend beigetragen haben. So könnte man Überlegungen anstellen, dass die Menschen erst mit der Beherrschung des Feuers die nördlicheren Regionen der Erde für sich erschlossen haben könnten. Denn durch die Wärme der Flammen konnte man sich vor den kalten Jahreszeiten im Norden schützen und überleben. Auch heute noch werden Feuer mit der Reibung erzeugt (Feuerzeug, Streichhölzer), nur viel schneller und einfacher.

So sehr die Reibung dem Menschen damals geholfen hat, viel mehr Schwierigkeiten bereitete diese ihnen. Nicht immer ist die Reibung erwünscht gewesen und somit haben die Menschen gelernt, sich ihr zu widersetzen. So können in der Geschichte bestimmte Anhaltspunkte gefunden werden, die belegen, dass die Menschen sehr früh gelernt haben, die Reibung und den Verschleiß in die für den Menschen etwas günstigere Richtung zu lenken. Die Sumerer beispielsweise verwendeten vor etwa 3000 Jahren Leder-schlaufen und umgedrehte Astgabeln zur Lagerung starrer Achsen. Durch Funde ist es ebenfalls erwiesen, dass solche Reibstellen geschmiert worden sind, um die Reibung und somit den Verschleiß weiter zu verringern. Als Schmierstoffe könnten Bitumen, Tier- und pflanzliche Öle oder auch Wasser verwendet worden sein.

Ein weiteres interessantes Beispiel ist die Erbauung der Pyramiden in Ägypten. Die bekannteste und größte Pyramide ist die Cheops-Pyramide. Sie wurde von König Cheops (4. Dynastie) um 2650 v. Chr. erbaut.⁹



Abb. 2: Die Pyramide von Cheops¹¹

Die Pyramide steht auf einer Grundfläche von 230 x 230 Metern und ihre Diagonale ist genau von NO nach SW ausgerichtet. Die ursprüngliche Höhe betrug 146 Meter und beträgt heute 137 Meter. Zum Bau der Pyramide waren rund 2,5 Millionen Kalksteinblöcke, von denen jeder ca. 2,5 t wiegt, notwendig.¹⁰

⁸ Berger et al., 1997, S. E 84

⁹ Exler, 2007, <http://www.aegypten-hotels.com/aegypten-pyramiden.html>

¹⁰ Exler, 2007, <http://www.aegypten-hotels.com/aegypten-pyramiden.html>

¹¹ Exler, 2007, <http://www.aegypten-hotels.com/aegypten-pyramiden.html>

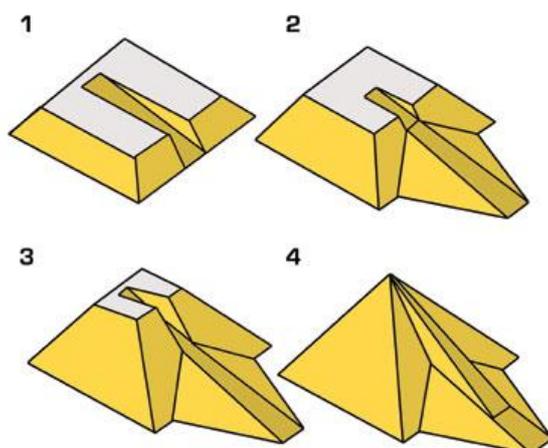
Bis heute sind die Historiker sich nicht einig, wie genau die Pyramiden gebaut worden sind. Es existieren dazu mehrere Theorien, auf die hier nicht weiter eingegangen wird. Fakt ist, dass die Steinblöcke aus dem Steinbruch mit dem Schiff so nah wie möglich zu der Baustelle transportiert wurden. Oft wurden dazu sogar künstliche Wasserkanäle so nah wie möglich an der Baustelle angelegt.

Den Transport übers Wasser kann man als ein tribotechnisches System betrachten. Das Wasser ist hier ein sehr dicker Schmierfilm, der das Boot von dem Grund vollständig trennt. Dadurch entsteht die Flüssigkeitsreibung, welche im Vergleich zu der Gleitreibung sehr gering ist. Somit können große Lasten über weite Strecken energiesparsam und verschleißarm transportiert werden.

Eine kurze Strecke bis zur Baustelle jedoch mussten die Blöcke auf einem festen Grund gezogen werden. Anschließend brachte man die 2,5 Tonnen schweren Kalksteinblöcke auf die Pyramide. Wie genau die Blöcke auf die Pyramide geschafft wurden, darüber sind sich die Gelehrten bis heute nicht einig. Einige sprechen von Rampen, über welche die Steinblöcke auf die Pyramide gezogen wurden, allerdings gibt es dazu keine eindeutigen Beweise. Es existieren auch Annahmen über Vorrichtungen, mit denen die Steine auf die Pyramide gehoben werden konnten. Es bleibt jedoch nur bei Vermutungen, Beweise hierfür gibt es bislang keine.

Am wahrscheinlichsten jedoch ist die Theorie mit der Rampe. Bei der Errichtung der Rampe musste darauf geachtet werden, dass der Steigungswinkel nicht zu steil und nicht zu flach war. Bei einem zu steilen Winkel würden die Anstrengungen zum Transport der Blöcke und somit der Menschenbedarf deutlich steigen. Auch würde die Gefahr bestehen, dass im Falle eines Unfalls, eines Seilrisses beispielsweise, die Blöcke runter rutschen und somit noch mehr Schaden anrichten würden. Ein zu flacher Winkel allerdings würde sehr viel Platz in Anspruch nehmen und die Bauzeit der Pyramiden deutlich erhöhen. Denn die Rampe wäre viel zu lang geworden und würde viel mehr Zeit und Material für sich beanspruchen. Eine mögliche Rampenform zum Bau von Pyramiden ist auf der Abbildung 3 abgebildet.

Um die Reibung beim Ziehen der Steine zu verringern, wurden runde Baumstämme in schienenartiger Anordnung auf den Boden gelegt und geölt. Die Steinblöcke wurden anschließend mittels eines schlittenartigen Gebildes darauf gezogen. Abbildung 4 zeigt diese Möglichkeit des Steintransportes.¹²



Dieses Modell zeigt, dass die Rampe in der Mitte der Pyramide, innen, verläuft. Ab einer gewissen Höhe wird diese Rampe nach außen verlängert. In noch größerer Höhe kann ein allzu starkes Anwachsen des Rampenvolumens durch eine Erhöhung des Neigungswinkels reduziert werden.

Abb. 3: Eine mögliche Rampenform¹³

¹² Exler, 2007, <http://www.aegypten-hotels.com/aegypten-pyramiden.html>

¹³ Arnold, 2005, <http://aegypten.abi2005-alstergymnasium.de/pyramiden.html>

Zieht man in Betracht, dass die Durchschnittsgröße der Steinblöcke in größerer Höhe abnimmt, so ist dieses Modell durchaus für die Lösung des Pyramidenbauproblems interessant.¹⁴



Hinten 2 Mann mit starken Hebeln, vorne eine Zugmannschaft mit Seilen und zusätzlich noch verwässertes Öl auf die Baumstämme. So könnte der Steintransport auf die Pyramiden stattgefunden haben.¹⁵

Abb. 4: Schlitten mit Querriegeln auf Schienen¹⁶

Ein weiterer Meilenstein der Entwicklung ist die Erfindung des Rades. Die ersten Räder waren massive Holzscheiben, auch wenn sie aus mehreren Stücken zusammengesetzt waren. Sie hielten zwar schwere Lasten aus, hatten aber selbst ihr Gewicht und machten das Gefährt entsprechend schwerfällig. Auch die Reibung in den Naben war ein großes Problem, da die Naben noch nicht sehr weit entwickelt waren und quasi aus einem Loch im Holzbrett bestanden, in welchem sich die starre Holzachse drehte. Dass dies nicht



die beste Lösung ist, wird verständlich, wenn man den reibungstechnischen Aspekt betrachtet und sich erinnert, dass mit der Reibung Feuer entfacht wurden. Dabei stellt man fest, dass man mit solch einem Wagen nicht sehr weit kommen würde. Um dieses Problem in den Griff zu bekommen, wurden solche Naben zusätzlich geschmiert. Zwar war dies noch nicht die perfekte Lösung, aber wenigstens konnte man den Wagen überhaupt nutzen.¹⁷

Abb. 5: Nachbildung des Federseemuseums „Der Wagen mit den Scheibenrädern“¹⁸

¹⁴ Riemke, Fischer, Walla, 2005, <http://aegypten.abi2005-alstergymnasium.de/pyramiden.html>

¹⁵ Löhner, Zuberbühler, 2006, <http://www.cheops-pyramide.ch/loehner-seilrollenbock/print/schlitten-geleise.html>

¹⁶ Löhner, Zuberbühler, 2006, <http://www.cheops-pyramide.ch/loehner-seilrollenbock/print/schlitten-geleise.html>

¹⁷ Tischner, 2009, <http://www.heinrich-tischner.de/33-ge/kultur/rad-erf.htm>

Abbildung 5 zeigt den Wagen mit den Scheibenrädern. Räder und Achsen waren starr verbunden, so dass die Achse unter dem Wagenkörper rotierte. Der Wagenkasten kann als stabiles Rechteck ausgebildet sein oder einfach als abnehmbare trapezförmige bis dreieckige Stangenschleife aufgelegt werden. Dieser zweirädrige Wagentyp mit rotierender Achse ist im Mittelmeerraum und Anatolien bis heute verbreitet und wird ob seines Fahrgeräusches „Anatolische Nachtigall“ genannt.¹⁹

Bei den Streitwagen der Antike kam es aber auf die Geschwindigkeit an, daher baute man seit der Bronzezeit Räder mit Speichen, Nabe, Felgen und Metallreifen. Diese Erfindung wurde später auch für die Transportfahrzeuge übernommen. Durch die Speichen wurden die Räder leichter und die Wagen dadurch noch schneller. Die Metallreifen erhöhten die Lebensdauer und die Stabilität der Räder. Die weiterentwickelten Naben ermöglichten eine bessere Schmierung, reduzierten den Verschleiß und sorgten damit für noch mehr Geschwindigkeit.

„Die Streitwagen wurden bekanntlich erst von den Hyksos (1648-1550 v. Chr., 15./16. (17.) Dynastie) eingeführt. (Hyksos »Herrscher der Fremdländer«; wahrscheinlich Phönizier, die über Syrien-Palästina mit Streitwagen während der zweiten Zwischenzeit, kampflos das Nildelta übernahmen und in Folge, durch ihre Überlegenheit, in ganz Ägypten tributpflichtige Vasallen einsetzten.[...])“²⁰

„Geschichte der Tribologie im Überblick

3500 bis 30 v. Chr., Zeit der Sumerer und Ägypter

- Einfache Lager zur Entfachung von Feuer und zur Herstellung von Bohrungen durch Drehbewegungen
- Töpferscheiben mit Holz und Steinlager
- Achslager mit Lederschlaufen für Rollen- und Räderfahrzeuge
- Einsatz von Schmiermitteln wie Öl, Fett, Wasser
- Konstruktion von Schlitten zum Transport schwerer Steine

1452-1519 Leonardo da Vinci

- Untersuchungen zur Reibung an horizontaler und schiefer Ebene
- Untersuchungen zum Verschleiß an Gleitlagern

1663-1705 Guillaume Amontons

- Untersuchungen auf dem Gebiet der Mischreibung

¹⁸ Seekircher, 2006, <http://www.raderfinder.de/classic/Raderfinder.htm>

¹⁹ Seekircher, 2006, <http://www.raderfinder.de/classic/Raderfinder.htm>

²⁰ Schleyer, 2003, <http://www.neu-physik.de/altaegyp/pyramid.html>

- Reibungskraft hängt von der Normalkraft ab
- Oberflächenrauheit als Ursache für Reibung

1683-1744 John Theophilus Desaguliers

- Modell zur Erklärung der Reibung
- Reibung auf Einfluss der Kohäsion / Adhäsion zurückgeführt

1707-1783 Leonhard Euler

- Untersuchung zur Reibung an schiefer Ebene
- Einführung des Reibkoeffizienten „ μ „

1736-1806 Charles Augustin Coulomb

- entwickelt grundlegende Gedanken Amontons weiter²¹

3.5 Reibung

Reibung ist die Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern und wirkt der Relativbewegung immer entgegen. Die Reibung entsteht durch die Wechselwirkung der Moleküle miteinander. Dadurch entstehen Kräfte, die einer Bewegung entgegenwirken. Dabei wird die kinetische Energie des bewegten Körpers in andere Energieformen umgewandelt, wobei es sich hauptsächlich um die Wärmeenergie handelt. Das heißt, wenn ein Körper, der auf einer Ebene ruht, plötzlich bewegt wird, so geht die zur Überwindung der Reibungskraft notwendige Energie in Wärmeenergie über.

In der Technik führt die Reibung zum Verlust von mechanischer Energie und zum Verschleiß. Wie bereits beschrieben geht die verlorene mechanische Energie in Wärmeenergie über und führt zu einer Temperaturerhöhung und somit zu einer räumlichen Ausdehnung der Bauteile von Maschinen. Dies sollte bei der Konstruktion von Maschinen stets berücksichtigt werden. Durch den reibungsbedingten Verschleiß wird die Lebensdauer von Bauteilen begrenzt. Diese negativen Aspekte der Reibung sind im Maschinenbau nicht gewollt und führen zu erheblichen Betriebskosten (Wartung, Schmiermittel, ...) und zu einem hohen Aufwand, die Reibung zu reduzieren.²²

Es gibt aber auch Bereiche im Maschinenbau, wo Reibung sich als sehr nützlich erweist. Beispielsweise bei Reibungsbremsen von Fahrzeugen oder bei Schraubenverbindungen ist die Reibung sehr wichtig und notwendig. Denn ohne Reibung würde keine Schraubenverbindung halten.²³

²¹ Lenke, <http://www.keramverband.de/keramik/pdf/00/2000kap5.pdf>, S. 62

²² Berger et al., 1997, S. E 80

²³ Muhs et al., 2005, S. 754

Bei der Reibung unterscheidet man zwischen der äußeren und der inneren Reibung. Bei der *äußeren Reibung* berühren sich die Flächenteilebereiche von unterschiedlichen Körpern. Bei Wälzlagern beispielsweise sind die Kugeln und die Schalen unterschiedliche Körper, die aneinander reiben. Somit handelt es sich hierbei um die äußere Reibung.

Die *innere Reibung* tritt bei Bewegungen von Körpern in Flüssigkeiten oder Gasen auf. Hier entsteht die Reibung zwischen den Wasser- bzw. Gasmolekülen untereinander, also innerhalb desselben Stoffes, und versucht die Bewegung des Körpers zu behindern. Aus diesem Grund kann man die innere Reibung auch als die Wechselwirkung von Flüssigkeits- oder Gasmolekülen untereinander bezeichnen. Beispielsweise handelt es sich bei der Bewegung eines Körpers durch die Luft um die innere Reibung.²⁴

3.5.1 Reibungsarten

Die Reibung tritt als Reibungskraft oder Reibungsenergie in Erscheinung. In Abhängigkeit von der Bewegungsart der Reibpartner unterscheidet man zwischen verschiedenen Reibungsarten.²⁵

3.5.1.1 Gleitreibung

Die Gleitreibung ist der Widerstand gegenüber der Relativbewegung zweier aneinander liegender Festkörper. Gleitreibung liegt dann vor, wenn die Relativgeschwindigkeit eines der beiden sich berührenden Körper größer als Null ist, d.h., wenn sich ein Körper bewegt, während der andere Körper entweder langsamer ist oder sich gar im Stillstand befindet. Ein Beispiel für die Gleitreibung im Maschinenbau sind die Gleitlager und Rolllager. Diese werden zusätzlich beschichtet (z.B. Kunststoffe oder Teflon) oder geschmiert, um eine möglichst reibungs- und wartungsarme Bewegung der Maschinenteile zu ermöglichen.²⁶

Nach *Leonardo da Vinci (1452 - 1519)* ist die Reibung unabhängig von der geometrischen Kontaktfläche, sprich eine Nadelspitze hätte theoretisch die gleiche Reibung wie ein großer Körper.

Nach *Leonard Euler (1707 - 1783)* und *Guillaume Amontons (1663 - 1783)* ist die Reibung proportional zu der Normalkraft.

Nach dem Gesetz von *Charles Coulomb (1736 - 1806)* ist die Reibung von der Geschwindigkeit unabhängig.²⁷

Somit gilt für den Zustand der Gleitreibung folgender Zusammenhang zwischen Reibungskraft F_R , Normalkraft F_N und Reibungszahl μ :²⁸

²⁴ Berger et al., 1997, S. E 80

²⁵ Berger et al., 1997, S. E 80

²⁶ Muhs et al., 2005, S. 755

²⁷ Czarnetzki, 2003, <http://www.ep5.ruhr-uni-bochum.de/cz-physik1/Vorlesung11.pdf>, S. 4-6

²⁸ Muhs et al., 2005, S. 754

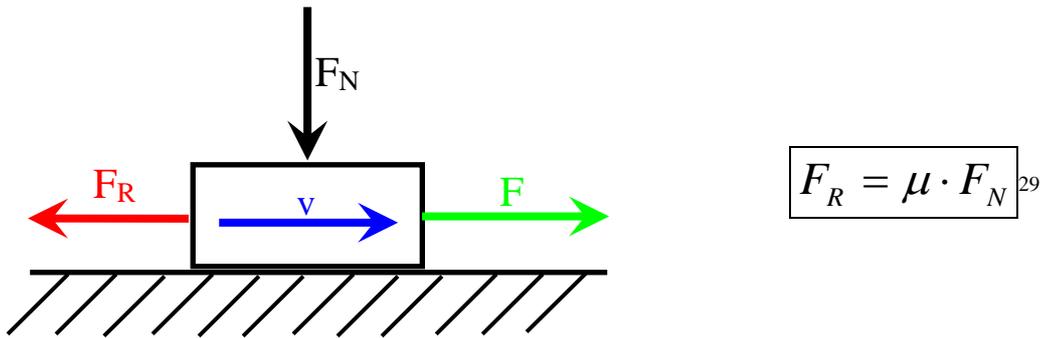


Abb. 6: Gleitreibung³⁰

3.5.1.2 Haftreibung

Die Haftreibung ist der Widerstand gegenüber der Relativbewegung zwischen zwei aneinander gepressten festen Körpern. Wie auf der unteren Abbildung 7 gezeigt, befindet sich der Körper in einer Ruhelage, sprich er bewegt sich nicht. Beim Aufbringen einer Tangentialkraft F_t bei konstanter Normalkraft F_N steigt die Reibungskraft F_{R0} ebenfalls an. „Für den Grenzfall des Erreichens der maximalen Haftreibungskraft F_{R0max} ergibt sich ($F_t > F_{R0max}$ führt zum Gleiten):“³¹

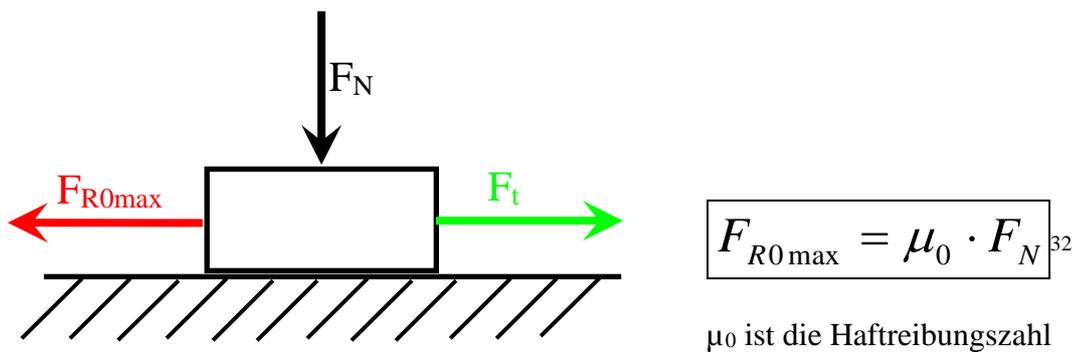


Abb. 7: Haftreibung³³

Die Reibungszahlen μ und μ_0 hängen von der Werkstoffpaarung, dem Schmierstoff, dem Reibungszustand und der Reibungsart ab. Dabei gilt: Gleitreibungszahl $\mu <$ Haftreibungszahl μ_0 .³⁴

²⁹ Muhs et al., 2005, S. 754

³⁰ eigene Darstellung nach Czarnetzki, 2003, <http://www.ep5.ruhr-uni-bochum.de/cz-physik1/Vorlesung11.pdf>, S. 4

³¹ Muhs et al., 2005, S. 755

³² Muhs et al., 2005, S. 755

³³ eigene Darstellung nach Czarnetzki, 2003, <http://www.ep5.ruhr-uni-bochum.de/cz-physik1/Vorlesung11.pdf>, S. 5

³⁴ Muhs et al., 2005, S. 755

3.5.1.3 Rollreibung

Die Rollreibung entsteht durch geringfügige elastische Formänderungen (Eindrücken) der Kontaktpartner. Wenn eine Kugel z.B. auf einer ebenen Fläche abrollt, wird sowohl die Fläche als auch die Kugel etwas eingedrückt, d.h. die beiden Körper erfahren eine geringfügige elastische Verformung. Dadurch entsteht ein Widerstand gegen das Abrollen der Kugel. Reine „Rollreibung“ entsteht zwischen Körpern, wenn deren Geschwindigkeiten in der Kontaktzone nach Betrag und Richtung gleich groß sind und mindestens ein Körper eine Drehbewegung um die momentane, in der Berührfläche liegende Drehachse vollführt.“³⁵

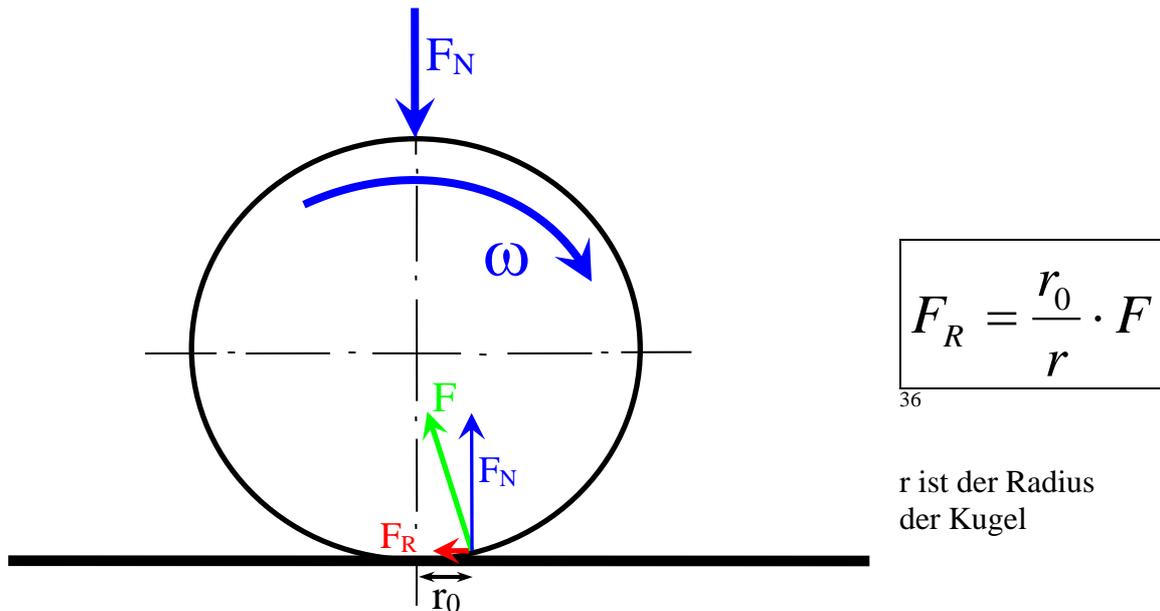


Abb. 8: Rollreibung³⁷

Typische Werte für r_0 bei technischen Rollkörpern (Räder, Kugellager) liegen im Bereich von 0,01 – 1 mm.³⁸

3.5.1.4 Wälzreibung

Bei der Wälzreibung handelt es sich um die Überlagerung von Roll- und Gleitreibung. Beispielsweise bei einem Zahnradgetriebe herrscht im Zahneingriff bei den Zahnradflanken die Wälzreibung. Hierbei rollen und gleiten die Zahnradflanken gleichzeitig aneinander ab.³⁹

³⁵ Muhs et al., 2005, S. 755

³⁶ Czarnetzki, 2003, <http://www.ep5.ruhr-uni-bochum.de/cz-physik1/Vorlesung11.pdf>, S. 11

³⁷ eigene Darstellung nach Czarnetzki, 2003, <http://www.ep5.ruhr-uni-bochum.de/cz-physik1/Vorlesung11.pdf>, S. 11

³⁸ Czarnetzki, 2003, <http://www.ep5.ruhr-uni-bochum.de/cz-physik1/Vorlesung11.pdf>, S. 11

³⁹ Muhs et al., 2005, S. 755

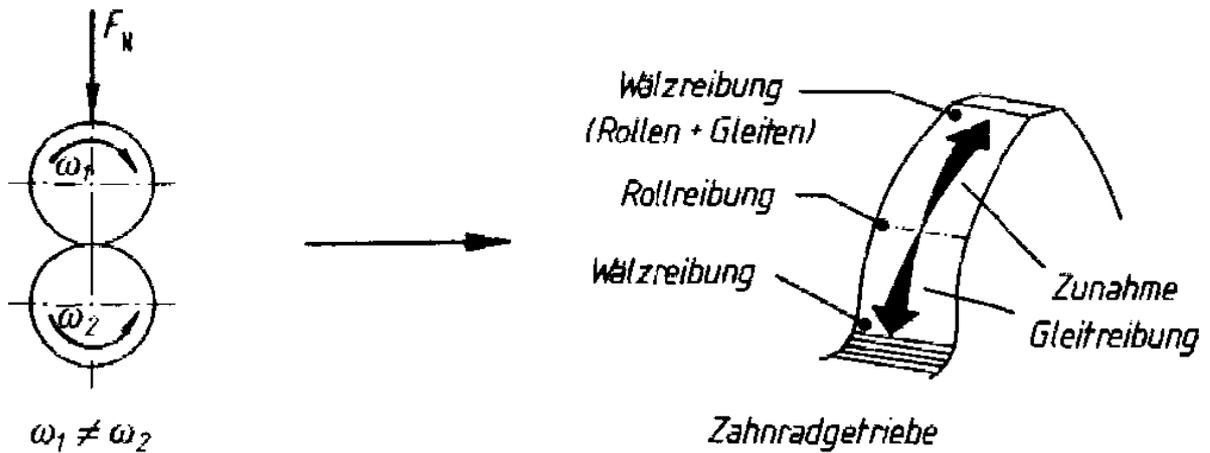


Abb. 9: Wälzreibung⁴⁰

3.5.1.5 Bohrreibung

Bohrreibung entsteht zwischen sich punktförmig (idealisiert) berührenden Körpern. Die Geschwindigkeiten in der Berührungsfläche der beiden Körper unterscheiden sich nach Betrag und/oder Richtung. Zusätzlich führt mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine senkrecht im Zentrum der Berührungsfläche stehende Achse.⁴¹

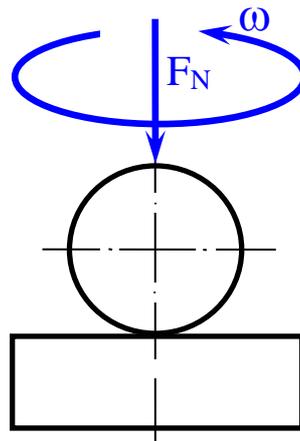


Abb. 10: Bohrreibung⁴²

3.5.2 Reibungszustände (Schmierungszustände)

Die Einteilung von Tribosystemen erfolgt nach der Art des Zwischenstoffs. Das Reibungs- und Verschleißverhalten im Kontaktbereich zweier Körper wird sehr stark durch den vorliegenden Reibungszustand beeinflusst. Man unterscheidet allgemein zwischen:⁴³

⁴⁰ Muhs et al., 2005, S. 755

⁴¹ Berger et al., 1997, S. E 80

⁴² eigene Darstellung nach Berger et al., 1997, S. E 80

⁴³ Muhs et al., 2005, S. 756

- Festkörperreibung
- Grenzreibung
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Gasreibung⁴⁴

3.5.2.1 Festkörperreibung

Die Festkörperreibung ist ein Reibungszustand mit hohen Reibungszahlen. Die Reibpartner sind miteinander in Kontakt ohne einen Zwischenstoff. Bei Metallen entsteht in Gegenwart von Gasen (z.B. Luft) durch die Oxidation eine Reaktionsschicht (Oxid-schicht), wobei die Festkörperreibung in Grenzreibung übergeht. Aus diesem Grund hat die Festkörperreibung in der Praxis kaum Bedeutung. Die Ausnahme hierfür bilden die Anwendungen im Vakuum. Hier kommt es bei den meisten Metallen zum Verschweißen durch Adhäsion (Kraft zwischen den Molekülen an der Berührungsschicht zweier Körper, hervorgerufen durch gegenseitige Anziehung).⁴⁵

3.5.2.2 Grenzreibung

Die Grenzreibung ist der Sonderfall der Festkörperreibung. Hier ist der Schmierfilm zwar nicht bzw. nicht mehr vorhanden, aber im Kontaktbereich der Bauteile bilden sich Randschichten aus. Die Randschichten werden auch als Schutzschichten bezeichnet und entstehen durch Oxidation (Reaktion mit dem Luftsauerstoff), Adsorption (Anlagerung der im Schmierstoff enthaltenen polaren Komponenten) oder chemische Reaktionen spezieller Schmierstoffadditive infolge hoher Drücke und Temperaturen. Die Grenzreibung ist für die Notlaufeigenschaften von Bauteilen maßgebend.⁴⁶

3.5.2.3 Flüssigkeitsreibung

Bei der Flüssigkeitsreibung sind die beiden Reibpartner durch einen flüssigen Schmierfilm voneinander getrennt. Die einzelnen Rauheiten der Reibpartner berühren sich nicht, wobei die gesamte Belastung durch den im Schmierfilm aufgebauten Druck übertragen wird. Bei der hier auftretenden Reibung handelt es sich um die innere Reibung, da diese im Schmierfilm selbst entsteht. Die innere Reibung wird durch die chemische Struktur des Schmieröls bestimmt.⁴⁷

3.5.2.4 Gasreibung

Die Gasreibung kann man mit der Flüssigkeitsreibung vergleichen. Die vollständige Trennung der beiden Reibpartner wird hierbei durch einen gasförmigen Film realisiert.⁴⁸

⁴⁴ Muhs et al., 2005, S. 756

⁴⁵ Muhs et al., 2005, S. 755

⁴⁶ Muhs et al., 2005, S. 755

⁴⁷ Muhs et al., 2005, S. 755

⁴⁸ Muhs et al., 2005, S. 755

3.5.2.5 Mischreibung

Die Mischreibung beschreibt den Bereich zwischen der Grenzreibung und der Flüssigkeitsreibung. Beide Reibpartner werden nicht mehr vollständig durch den Schmierfilm voneinander getrennt. Es kommt in Teilbereichen zu Berührungen der Oberflächenrauheiten. Somit wird ein Teil der Belastung sowohl durch den Festkörperkontakt als auch durch den Schmierfilm übertragen.⁴⁹

3.5.3 Reibungsmechanismen

Im Kontaktbereich eines tribologischen Systems treten Kräfte auf, die einer Bewegung entgegenwirken. Dabei geht ein Teil der Bewegungsenergie verloren, bzw. wird in eine andere Energieform (Wärme) umgewandelt. Diese bewegungshemmenden und energie-dissipierenden Elementarprozesse, die während eines Reibungsvorgangs auftreten, werden als Reibungsmechanismen bezeichnet.⁵⁰

Mittels systematischer Experimente entdeckten Bowden und Tabor, dass die tatsächliche Kontaktfläche viel kleiner ist als die geometrische. Dies liegt daran dass die reale Kontaktfläche aus vielen Mikrokontakten bestehen, die örtlich stochastisch verteilt sind. Mit der steigenden Normalkraft nimmt die Anzahl der Mikrokontakte in etwa proportional zu. Wenn man bedenkt, dass jeder Mikrokontakt einen elementaren Bewegungswiderstand bildet, so wird die Reibungskraft mit der steigenden Anzahl der Mikrokontakte immer größer. Daraus resultiert folgender Ansatz: Reibungskraft ist proportional der Anzahl der Mikrokontakte und somit proportional der Normalkraft.⁵¹

⁴⁹ Muhs et al., 2005, S. 755

⁵⁰ Czichos, Habig, 2003, S. 85

⁵¹ Meyer, http://download.nccr-nano.org/study/lectures/archive/nano1_ws03/meyer-reibung_output.pdf, S. 8f

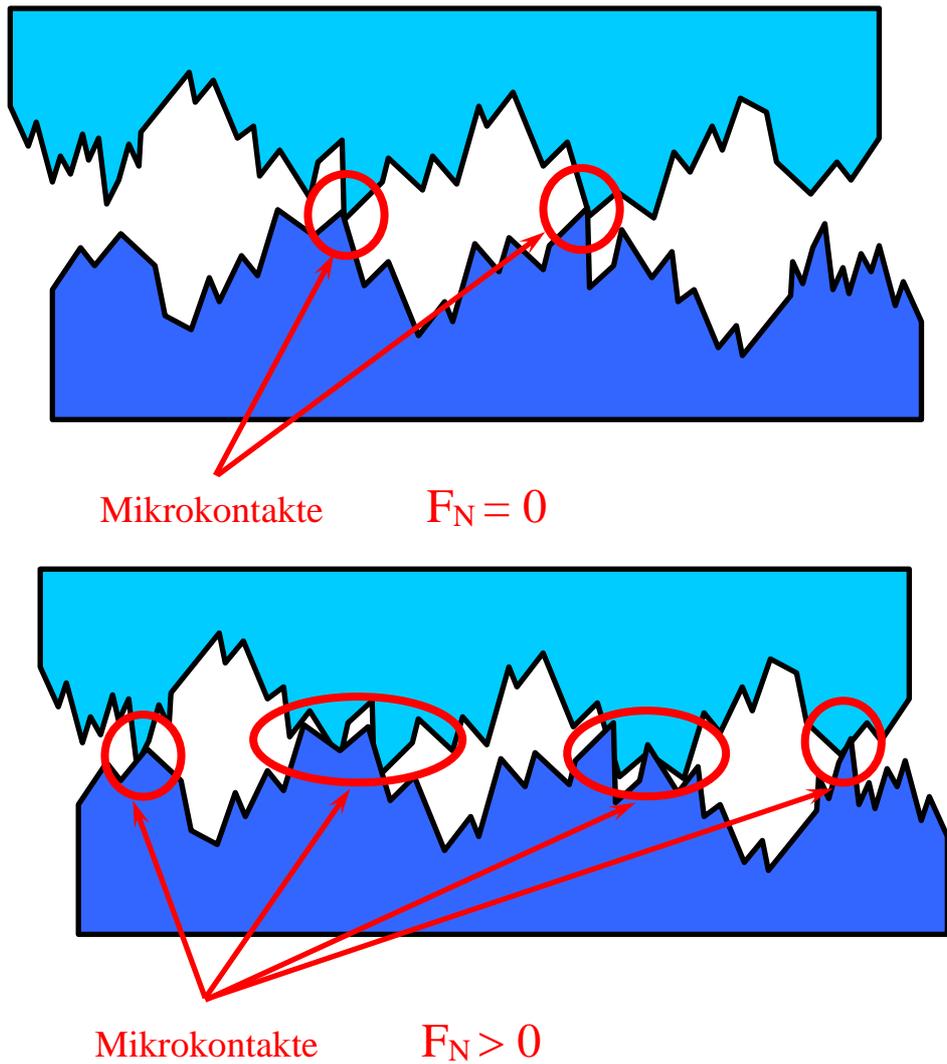


Abb. 11: Zusammenhang Normalkraft und Mikrokontakte⁵²

Es wird im Allgemeinen zwischen vier folgenden Reibungsmechanismen unterschieden:

- Scherung adhäsiver Bindungen
- Plastische Deformation
- Furchung
- Hysterese bei elastischer Deformation⁵³

⁵² eigene Darstellung nach Meyer, http://download.nccr-nano.org/study/lectures/archive/nano1_ws03/meyer-reibung_output.pdf, S. 9

⁵³ Rieg, Kaczmarek, 2006, S. 523

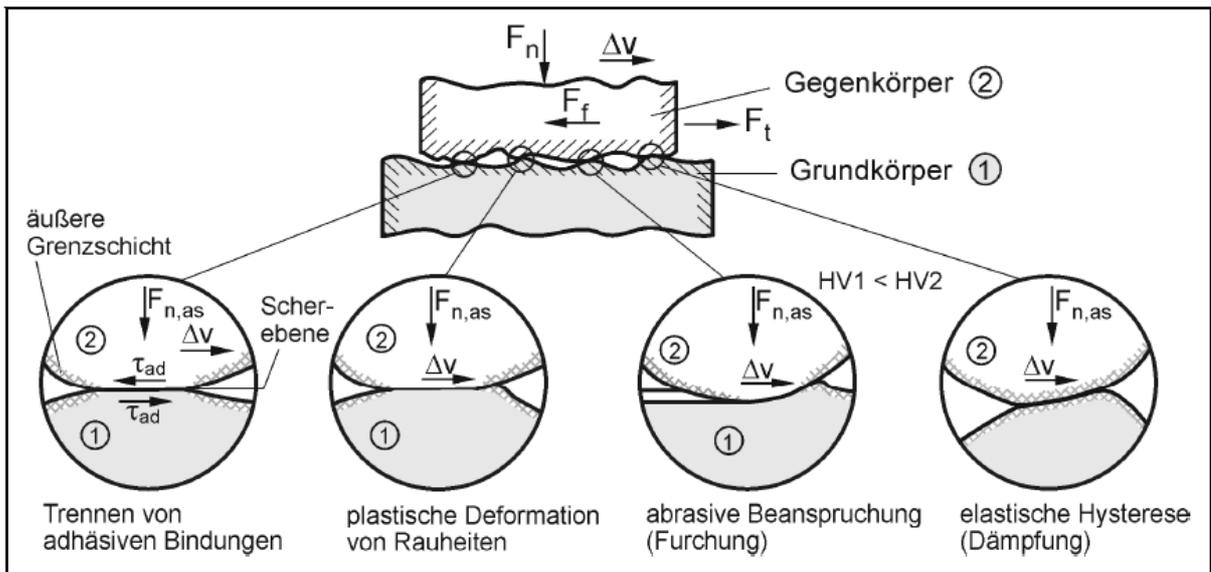


Abb. 12: Vereinfachte Darstellung der Reibungsmechanismen⁵⁴

3.5.3.1 Scherung adhäsiver Bindungen

Hierbei handelt es sich um einen atomar/molekular bedingten Reibungsmechanismus. Die Reibung entsteht hier durch Bildung und Trennung atomarer und molekularer Bindungen an Grenzflächen während einer Relativbewegung. Die Reibungskraft ist gegen die Bewegungsrichtung gerichtet. Während des Reibungsprozesses kommt es zu einem Verlust der kinetischen Energie.⁵⁵

3.5.3.2 Plastische Deformation

Bei der plastischen Deformation entsteht die Reibung, indem die Überschneidungen der Mikrokontaktflächen verdrängt bzw. verformt werden. Man unterscheidet zusätzlich zwischen elastischen und plastischen Kontaktdeformationen.

Bei der elastischen Kontaktdeformation werden die Rauheitshügel in den Bereichen der Mikrokontakten nicht bleibend verformt, sondern kommen in den Ursprungszustand wieder zurück. Dadurch bauen sich Spannungs- und somit Schwingungsfelder ständig auf und ab. Dadurch kommt es zu Energieverlusten.

Bei plastischen Kontaktdeformationen hingegen kommt es zu dauerhaften Verformungen der Rauheitshügel. Zu Energieverlusten kommt es hier durch eine thermoelastische Dämpfung und Streuung von akustischen Wellen.⁵⁶

3.5.3.3 Furchung

Bei der Furchung entsteht die Reibung, ähnlich wie bei der plastischen Deformation, durch die Verdrängung der Überschneidungen von Rauheitshügel. Wenn beispielsweise ein härterer

⁵⁴ Behrendt, 2009, S. 30

⁵⁵ Rieg, Kaczmarek, 2006, S. 523

⁵⁶ Lenke, Vitzthum, http://www.keramverband.de/keramik/pdf/03/sem03_3_01.pdf, S. 5f

Körper in einen weichen eindringt, so ergibt sich bei der Tangentialverschiebung eine Reibungskomponente als Resultat des Widerstandes des Materials gegenüber der Furchung.⁵⁷

3.5.3.4 Hysterese bei elastischer Deformation

Die Hysterese hat eine dämpfende Wirkung und entsteht durch innere Reibung.⁵⁸

Die Scherung adhäsiver Bindungen wird den atomar/molekularen Wechselwirkungen zugeordnet, während die plastische Deformation, Furchung und Hysterese den mechanisch bedingten Reibungsmechanismen zugeordnet werden. Damit lassen sich nun die vier unterschiedlichen Reibungsmechanismen in nur zwei wesentliche Arten von Wechselwirkungen reduzieren: Die atomar/molekularen und die mechanischen Reibungsmechanismen.⁵⁹

Häufig jedoch treten in der Praxis unterschiedliche Reibungsmechanismen gleichzeitig auf. Welche Reibungsmechanismen dabei hauptsächlich wirken, hängt von dem jeweiligen Reibungszustand ab. Theoretisch lassen sich die jeweiligen Teilmechanismen der Reibungsprozesse nicht genau erfassen und aufteilen. Daher kann man das praktische Reibungsverhalten nur experimentell charakterisieren.⁶⁰

3.5.4 Reibungsmessgrößen

Die Reibung lässt sich im Wesentlichen durch die fünf Kenngrößen beschreiben:

→	Reibungskraft	F_R
→	Reibmoment	M_R
→	Reibungszahl	f
→	Reibungsarbeit	A_R
→	Reibleistung	P_R ⁶¹

3.5.4.1 Reibungsmoment M_R

Reibungsmoment ist ein Moment, welches infolge der Reibung einer rotatorischen Relativbewegung entgegen wirkt.⁶²

3.5.4.2 Reibungszahl f

Die Reibungszahl ist das Verhältnis von Reibungskraft zur Normalkraft.⁶³

⁵⁷ Lenke, Vitzthum, http://www.keramverband.de/keramik/pdf/03/sem03_3_01.pdf, S. 5f

⁵⁸ Rieg, Kaczmarek, 2006, S. 523

⁵⁹ Behrendt, 2009, S. 29f

⁶⁰ Czichos, Habig, 2003, S. 86

⁶¹ Deters, 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 21

⁶² Czichos, Habig, 2003, S. 83

⁶³ Czichos, Habig, 2003, S. 83

$$f = \frac{F_R}{F_N} \quad 64$$

Die Reibungszahl ist kein konstanter Kennwert eines Werkstoffes oder einer Werkstoffpaarung. Sie ist vom Belastungskollektiv und der Systemstruktur abhängig.⁶⁵

3.5.4.3 Reibungsarbeit A_R

Die Reibungsarbeit ist die Arbeit, die benötigt wird, um einen Bewegungsvorgang entgegen der Reibung zu verrichten. Sie dient zur Bestimmung der Reibungswärme oder des Deformationsanteils der Reibungskraft bei Festkörperreibung.⁶⁶

3.5.4.4 Reibleistung P_R

Die Reibleistung ist definiert als Momentanleistung. $P_R = dA/dt$ Die Reibleistung wird für die Bestimmung der Leistungsbilanz oder für die Berechnung des Wirkungsgrades benötigt.⁶⁷

3.6 Verschleiß

Laut DIN 50320 ist Verschleiß wie folgt definiert:

„Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“

Der Verschleiß entsteht unter anderem, wenn die Schmierung nicht mehr ausreichend gewährleistet ist. Dadurch werden die beiden Reibpartner nicht mehr vollständig durch den Schmierfilm voneinander getrennt und es kommt zum Festkörperkontakt.

Wenn die Reibpartner von vornherein ohne Schmierung betrieben werden (z.B. Trockengleitlager, Reibungsbremsen), unterliegen diese ebenfalls einem allmählichen Verschleiß.

Die Anzeichen für den Verschleiß sind losgelöste kleine Teilchen (Verschleißpartikel) sowie Werkstoffüberträge von einem Reibpartner auf den anderen. Weiterhin kann sich der Verschleiß auch in Stoff- und Formänderungen der beanspruchten Werkstoffbereiche äußern. In der Technik ist der Verschleiß eher unerwünscht, weil hiermit hohe Wartungskosten verbunden sind.⁶⁸

Der Verschleiß wird durch folgende Größen beeinflusst:

- Körper (Form, Werkstoff und Oberfläche)
- Zwischenstoff (Art, Teilchengröße und Eigenschaft)
- Belastung (Größe und zeitlicher Ablauf)

⁶⁴ Czichos, Habig, 2003, S. 83

⁶⁵ Deters, 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 21

⁶⁶ Czichos, Habig, 2003, S. 83

⁶⁷ Czichos, Habig, 2003, S. 83

⁶⁸ Berger et al., 1997, S. E 82

- Bewegungsart (Rollen, Gleiten, ...)
- Temperatur (Höhe und zeitlicher Verlauf)
- Umgebungsmedium (Luft, Schutzgas, korrosive Medien)

Folgende Grundbegriffe sind für den Verschleiß wichtig:

- Verschleißarten
- Verschleißmechanismen
- Verschleißerscheinungsformen
- Verschleiß-Messgrößen⁶⁹

3.6.1 Verschleißarten

Man unterscheidet die Verschleißvorgänge nach folgenden Kriterien:

- Art der tribologischen Beanspruchung
 - Gleitverschleiß (Gleiten)
 - Rollverschleiß (Rollen)
 - Wälzverschleiß (Wälzen)
 - Prallverschleiß (Prallen)
 - Stoßverschleiß (Stoßen)
 - Schwingungsverschleiß (Oszillieren)

- Die am Vorgang beteiligten Stoffe (Systemstruktur)
 - Festkörper – Zwischenstoff (vollständige Filmtrennung) – Festkörper
 - Festkörper – Festkörper (Festkörper-, Grenz-, Mischreibung)
 - Festkörper – Festkörper und Partikel
 - Festkörper – Flüssigkeit mit Partikeln
 - Festkörper – Gas mit Partikeln
 - Festkörper - Flüssigkeit⁷⁰

Eine genauere Übersicht von verschiedenen Verschleißarten ist in der Abbildung 14 im Unterkapitel 3.2.2 Verschleißmechanismen abgebildet.

3.6.2 Verschleißmechanismen

Während eines Verschleißvorgangs laufen physikalische und chemische Prozesse ab, die zum Materialverlust der Kontaktpartner führen. Diese Prozesse werden auch als Verschleißmechanismen bezeichnet.⁷¹

Man unterscheidet im Wesentlichen vier dieser Verschleißmechanismen:

⁶⁹ Berger et al., 1997, S. E 82

⁷⁰ Berger et al., 1997, S. E 83

⁷¹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 117

- Adhäsion
- Abrasion
- Oberflächenzerrüttung
- Tribochemische Reaktionen⁷²

Diese Verschleißmechanismen können sowohl einzeln als auch überlagert oder nacheinander auftreten.

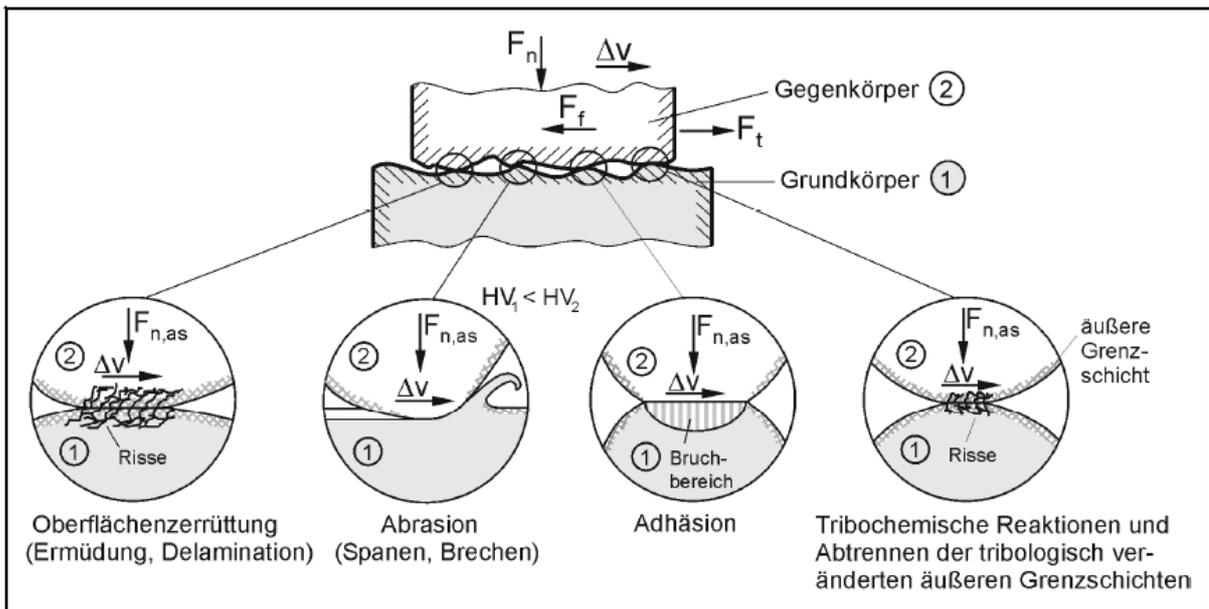


Abb. 13: Vereinfachte Darstellung der Verschleißmechanismen⁷³

3.6.2.1 Adhäsion

Adhäsion ist die Bildung und Trennung von atomaren Bindungen (Mikroverschweißungen) zwischen Grund- und Gegenkörper. Wenn die Festigkeit dieser atomaren Bindungen höher ist als die des weicheren Reibpartners, so entstehen bei einer Relativbewegung Ausbrüche im weicheren Werkstoff und es kommt zum Materialübertrag auf den härteren Reibpartner. Das somit übertragene Material verbleibt entweder auf dem härteren Reibpartner, trennt sich wieder ab oder aber überträgt sich wieder zurück auf den weicheren Reibpartner. Hauptsächlich tritt diese Art von Verschleiß bei metallischen Reibpaarungen auf.^{74, 75}

3.6.2.2 Abrasion

Bei der Abrasion kommt es zu Ritzungen und Mikrozerspannungen durch die harten Rauheitshügel des Gegenkörpers oder durch die harten Partikel im Zwischenstoff. Dadurch kommt es zum Verschleiß. Hierbei dringen die Rauheitsspitzen des härteren

⁷² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 118

⁷³ Behrendt, 2009, S. 32

⁷⁴ Lenke, <http://www.keramverband.de/keramik/pdf/00/2000kap5.pdf>, S. 73

⁷⁵ Berger et al., 1997, S. E 82

Körpers in den weicheren Körper. Bei einer Relativbewegung kommt es anschließend zum Verschleiß.^{76, 77}

3.6.2.3 Oberflächenzerrüttung

Infolge von wechselnden Beanspruchungen in den Oberflächenbereichen von Reibpartnern kommt es zu Rissbildungen, Risswachstum und Abtrennung von Partikeln.⁷⁸

3.6.2.4 Tribochemische Reaktionen

Tribochemische Reaktionen sind chemische Reaktionen zwischen dem Grund- oder Gegenkörper eines tribologischen Systems und dem Zwischenstoff oder Umgebungsmedium. Die tribochemischen Reaktionen treten infolge von tribologischen Beanspruchungen auf oder werden durch diese verstärkt. Durch die Reibung kommt es zu einer Temperaturerhöhung und zusätzlich entstehen Gitterfehler in den an die Mikrokontaktstellen angrenzenden Oberflächenbereichen. Deshalb haben diese Oberflächenbereiche eine erhöhte chemische Reaktionsbereitschaft, weshalb es an diesen Stellen auch bevorzugt zu chemischen Reaktionen kommt. Beispielsweise bei metallischen Reibpartnern kommt es zur Bildung von sogenannten Oxidinseln. Diese Oxidinseln können mechanische Spannungen nur zum Teil durch plastische Deformationen abbauen. Dadurch kommt es beim Erreichen einer kritischen Dicke zum spröden Ausbrechen dieser Oxidinseln, wodurch letztendlich Verschleißpartikel entstehen.⁷⁹

Die bei den tribochemischen Reaktionen entstehenden Reaktionsprodukte haben gegenüber den Grund- und Gegenkörpern veränderte Eigenschaften und können sogar zu Reibungs- und Verschleißminderungen führen.⁸⁰

Die gebildeten Reaktionsschichten können sich sowohl positiv als auch negativ auswirken. So schränken tribochemisch gebildete Oxidschichten auf Metallen die Adhäsion in den meisten Fällen ein. Bildet sich aber ein relativ hartes Oxid auf einem weichen Metall wie z. B. Al_2O_3 auf Al, wird der Verschleiß erhöht, sobald die Oxidschichten abplatzen und somit anschließend abrasiv wirken. Die Bildung von Oxiden mit geringer Scherfestigkeit (sogenannter „lubricious oxides,“) auf einem harten Substrat kann sich wiederum reibungs- und verschleißmindernd auswirken. Das harte Substrat gibt dabei die geringe Mikrokontaktfläche vor, und in dem weichen Oxid erfolgt die Scherung, was zu reduzierten Reibungskräften und Verschleißbeträgen führt. Beispiele für schmierend wirkende Oxide sind TiO , WO_3 und Co_3O_4 .⁸¹

⁷⁶ Berger et al., 1997, S. E 82

⁷⁷ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 122

⁷⁸ Berger et al., 1997, S. E 82

⁷⁹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 127

⁸⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 128

⁸¹ Lenke, <http://www.keramverband.de/keramik/pdf/00/2000kap5.pdf>, S. 73f

Elemente der Systemstruktur	Tribologische Beanspruchung (Symbole)	Verschleißart	Wirksame Mechanismen			
			Adhäsion	Abrasion	Oberflächenzerüttung	Tribochemische Reaktionen
Festkörper (1) Zwischenstoff (3) (Hydrodynamik) Festkörper (2)	Gleiten Rollen Wälzen Prallen, Stoßen 	---			X	X
Festkörper (1) Festkörper (2) (Festkörperreibung, Grenzreibung, Mischreibung)	Gleiten 	Gleitverschleiß	X	X	X	X
	Rollen Wälzen 	Rollverschleiß Wälzverschleiß	X	X	X	X
	Prallen Stoßen 	Prallverschleiß Stoßverschleiß	X	X	X	X
	Oszillieren 	Schwingungsverschleiß	X	X	X	X
Festkörper (1) Festkörperpartikel (2)	Gleiten 	Furchungsverschleiß, Erosion		X		X
	Festkörper (1) Festkörper (2) Festkörperpartikel (3)	Gleiten 	Korngleitverschleiß, Dreikörperverschleiß		X	X
	Wälzen 	Kornwälzverschleiß		X	X	X
	Mahlen 	Mahlverschleiß		X	X	X
Festkörper (1) Flüssigkeit mit Partikeln (2)	Strömen 	Spüverschleiß (Erosionsverschleiß)		X	X	X
Festkörper (1) Gas mit Partikeln (2)	Strömen 	Gleitstrahlverschleiß (Erosionsverschleiß)		X	X	X
	Prallen 	Prallstrahl-, Schrägstrahlverschleiß		X	X	X
Festkörper (1) Flüssigkeit oder Gas (2)	Strömen Schwingen 	Werkstoffkavitation, Kavitationserosion			X	X
	Stoßen 	Tropfenschlag			X	X

Abb. 14: Gliederung des Verschleißgebietes nach Verschleißarten in Abhängigkeit von der tribologischen Beanspruchung; Kennzeichnung beteiligter Verschleißmechanismen⁸²

⁸² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 114

3.6.3 Verschleißerscheinungsformen

Die Verschleißerscheinungsformen sind die sich durch Verschleiß ergebenden Veränderungen der Oberflächenschicht eines Körpers sowie Art und Form der anfallenden Verschleißpartikel. Diese sind insbesondere für die Interpretation der Verschleißergebnisse sehr interessant.⁸³

Tabelle 1: Typische Verschleißerscheinungsformen durch die Hauptverschleißmechanismen⁸⁴

Verschleißmechanismus	Verschleißerscheinungsformen
Adhäsion	Fresser, Löcher, Kuppen, Schuppen, Materialübetrag
Abrasion	Kratzer, Riefen, Mulden, Wellen
Oberflächenzerrüttung	Risse, Grübchen
Tribochemische Reaktionen	Reaktionsprodukte (Schichten, Partikel)

Durch den Verschleiß verändert sich die Oberflächenschicht eines Körpers und die entstehenden Verschleißpartikel variieren in ihrer Art und Form. Dieses kann anhand der licht- oder rasterelektronenmikroskopischen Bilder anschaulich dargestellt werden. Um die Lebensdauer von Bauteilen abschätzen zu können, ist es wichtig die lineare Verschleißintensität, die zulässige Verschleißhöhe und die Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibkörpern zu kennen.

Lineare Verschleißintensität ist das Verhältnis aus sich einstellender Verschleißhöhe und dazugehörigem Reibungsweg. Die unterschiedlichen Verschleißverläufe ergeben sich durch die wirkenden Verschleißmechanismen.⁸⁵

Man unterscheidet hierbei zwischen drei Phasen:

- Einlauf
- Beharrungszustand
- Ausfall⁸⁶

Beim Einlauf kann ein erhöhter Verschleiß mit degressivem Verlauf auftreten und in einen lang andauernden Zustand mit einem konstanten Anstieg des Verschleißbetrages (konstante Verschleißrate) übergehen, bis ein progressiver Anstieg den Ausfall ankündigt (siehe Abb. 15a).⁸⁷

⁸³ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 115

⁸⁴ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 22

⁸⁵ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

⁸⁶ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

⁸⁷ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

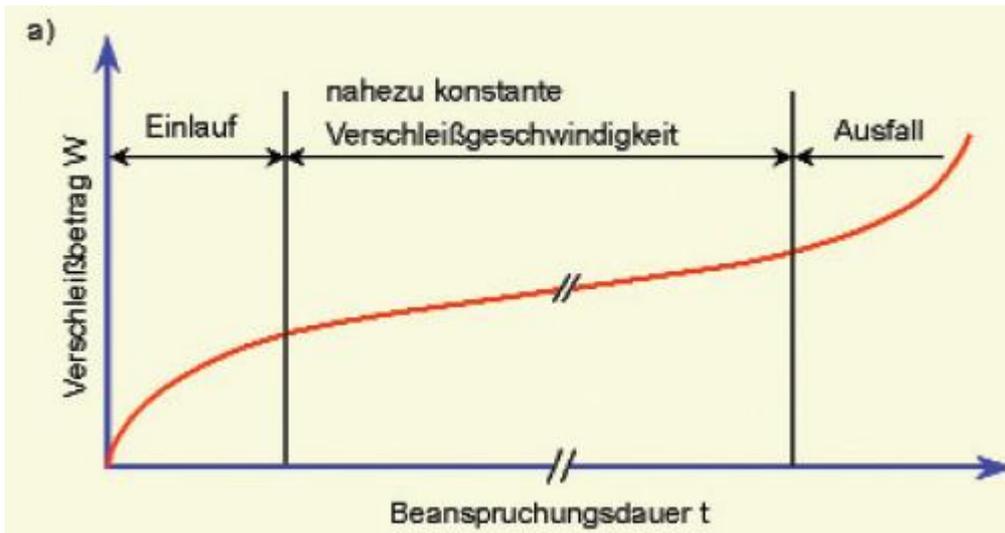


Abb. 15a: Verschleißbetrag in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer⁸⁸

Bei der Oberflächenzerrüttung macht sich der messbare Verschleiß erst nach dem Einlauf und einer gewissen Zeit (Inkubationsperiode) bemerkbar. Hierbei treten mikrostrukturelle Veränderungen, Rissbildungen und Risswachstum auf. Und erst nach dieser Inkubationsperiode kommt es zur Abtrennung der Verschleißpartikel (Abb. 15b).⁸⁹

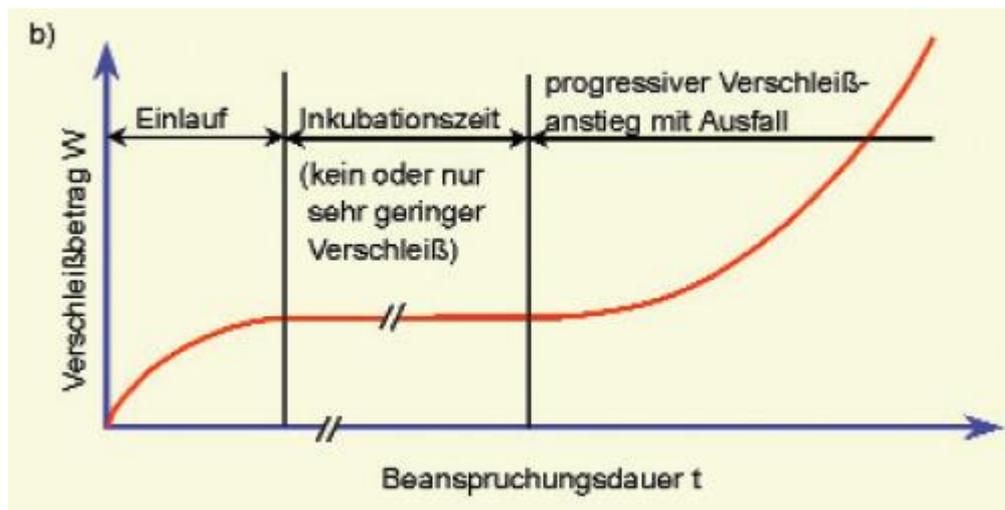


Abb. 15b: Verschleißbetrag in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer⁹⁰

3.6.4 Verschleiß-Messgrößen

Die Verschleiß-Messgrößen beschreiben die Auswirkungen der Verschleißvorgänge tribologisch beanspruchter Werkstoffe oder Bauteile. Mit deren Hilfe wird die Änderung der Gestalt bzw. der Masse eines Körpers durch den Verschleiß erfasst und gekennzeichnet. Hierbei können unterschiedliche messtechnische Dimensionen für die Maßzahlen verwendet werden:⁹¹

⁸⁸ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

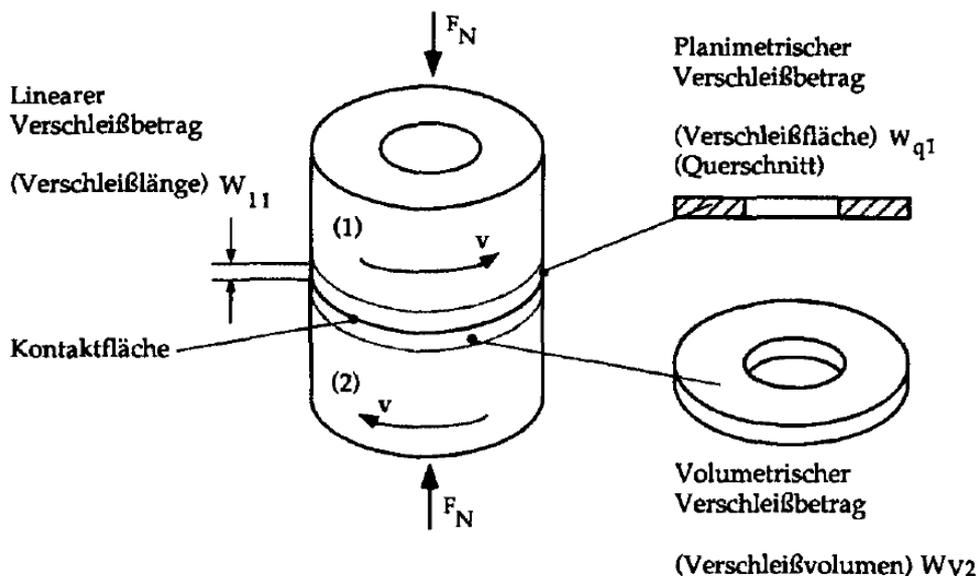
⁸⁹ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

⁹⁰ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

⁹¹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 115

- Eindimensionale Veränderungen (Länge → linearer Verschleißbetrag)
- Zweidimensionale Veränderungen (Querschnitt → planimetrischer Verschleißbetrag)
- Dreidimensionale Veränderungen (Volumen → volumetrischer Verschleißbetrag)⁹²

In der Abbildung 16 wird dies noch einmal anschaulich dargestellt.



Verschleiß-Messgrößen, illustriert für das Beispiel eines tribologischen Systems bestehend aus zwei rotierenden Zylindern (1), (2); F_N Kraft normal zur Kontaktfläche, v Gleitgeschwindigkeit

Abb. 16: Verschleiß-Messgrößen⁹³

Weiterhin unterscheidet man zwischen:

- Direkte Verschleiß-Messgrößen
- Bezogene Verschleiß-Messgrößen⁹⁴

3.6.4.1 Direkte Verschleiß-Messgrößen

Hierzu zählen die Messgrößen wie linearer, planimetrischer, volumetrischer und massenmäßiger Verschleißbetrag. Damit wird die Gestalt- bzw. Massenänderung eines verschleißenden Körpers gekennzeichnet. Zusätzlich ist noch der relative Verschleißbetrag gebräuchlich. Er beschreibt das Verhältnis der Verschleißbeträge eines Körpers und des unter denselben Bedingungen verschleißenden Referenzkörpers. Die relativen Verschleißbeträge sind vor allem dann interessant, wenn bei vergleichenden Verschleißuntersuchungen das Beanspruchungskollektiv oder die Eigenschaften der am Verschleiß

⁹² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 115

⁹³ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 115

⁹⁴ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 116

beteiligten Elementen nicht konstant gehalten werden können oder absichtlich verändert werden.⁹⁵

Wenn man vom Verschleißbetrag den Reziprokwert bildet, erhält man den Verschleißwiderstand. Den Reziprokwert des relativen Verschleißbetrages bezeichnet man als relativer Verschleißwiderstand.⁹⁶

3.6.4.2 Bezogene Verschleiß-Messgrößen

Zu den bezogenen Verschleiß-Messgrößen (Verschleißraten) gehören die Verschleißgeschwindigkeit, das Verschleiß-Weg-Verhältnis und das Verschleiß-Durchsatz-Verhältnis.⁹⁷ Diese Messgrößen ergeben sich aus dem Verhältnis des Verschleißbetrages, welcher gemessen wird, zu den geeigneten Bezugsgrößen wie z.B. Beanspruchungsdauer, Beanspruchungsweg und Durchsatz. So ist die Verschleißgeschwindigkeit die Ableitung des Verschleißbetrages nach der Beanspruchungsdauer, das Verschleiß-Weg-Verhältnis die Ableitung des Verschleißbetrages nach dem Beanspruchungsweg und das Verschleiß- Durchsatz-Verhältnis ist die Ableitung des Verschleißbetrages nach dem Volumen, der Masse und der Anzahl der Körper.⁹⁸

In den letzten Jahrzehnten hat sich eine weitere wichtige Größe, der Verschleißkoeffizient, durchgesetzt. Dieser Wert gibt eine auf die Belastung normierte Verschleißrate an.⁹⁹

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s}$$

$W_V = \text{Verschleißvolumen (mm}^3\text{)}$
 $S = \text{Gleitweg (m)}$
 $F_N = \text{Normalkraft (N)}^{100}$

Die Kenngröße k gibt den bei einer konstanten Last nach einem bestimmten Gleitweg entstandenen Volumenverlust pro Lasteinheit an. Vorausgesetzt wird eine proportionale Abhängigkeit des Verschleißvolumens von diesen Größen. Seine breite Verwendung findet der Verschleißkoeffizient deshalb, weil durch ihn die Verschleißergebnisse, ermittelt mit unterschiedlichen Geometrien, Dichten, Versuchslasten und Zeiten, untereinander in erster Näherung vergleichbar sind. Allerdings muss darauf geachtet werden, dass die miteinander zu vergleichenden Werte unter ähnlichen Bedingungen (Pressungs-, Last- und Temperaturbereichen sowie Reibungszuständen und Verschleißintensitäten) ermittelt worden sind. Weiterhin ist zu beachten, dass der Koeffizient nur im Reibungszustand des Trockenlaufes und der Misch-/Grenzreibung angewendet wird. Seine Größenordnung liegt in dem Bereich zwischen $10^{-10} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ und $10^{-2} \text{ mm}^3/\text{Nm}$. Zudem liefert der Verschleißkoeffizient keine Aussagen zum Verschleißmechanismus und ist keine Werkstoffkonstante, weil der Verschleiß aus Wechselwirkungen kontaktierender Körper oder Stoffe resultiert.¹⁰¹

⁹⁵ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

⁹⁶ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 116

⁹⁷ Deters, L., 2004, <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>, S. 23

⁹⁸ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 116

⁹⁹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 116

¹⁰⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 116

¹⁰¹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 116

Abschließend lässt sich sagen, dass die Verschleißmessgrößen nicht die Eigenschaft eines einzelnen Körpers bzw. Stoffes beschreiben. Sie beziehen sich vielmehr auf die Material-Paarungen eines betreffenden tribologischen Systems. Verschleißmessgröße ist demnach abhängig von der Systemstruktur und des Beanspruchungskollektivs. Da die Verschleißvorgänge sehr komplex sind, lassen sich die Verschleißkenngrößen nicht theoretisch berechnen. Sie müssen vielmehr mit geeigneten Experimentellmethoden bestimmt werden, wodurch den Verschleiß-Messgrößen eine wichtige Rolle in der Tribologie zugeteilt wird.¹⁰²

3.6.5 Rheologischer Verschleiß

„Schmierfette besitzen ein zeitabhängiges rheologisches und tribologisches Verhalten. D.h. die Stoffeigenschaften eines Fettes ändern sich irreversibel bei tribologischer Beanspruchung.

Diese infolge Reibung (Scherprozess) auftretende Stoffeigenschaftsänderung wird als Rheologischer Verschleiß bezeichnet.“¹⁰³

3.6.6 Korrosion

Die Korrosion ist eine Verschleißerscheinung, welche bei den Körpern auftritt, wenn diese im Kontakt mit einem Korrosionsmedium stehen. Dieses Thema ist bei vielen Maschinen von Bedeutung, weil sich die Eigenschaften und die Oberflächen von Bauteilen ändern können, wodurch es zu Ausfällen von Bauteilen kommen kann. Aus diesem Grund soll dieses Thema hier ebenfalls kurz angesprochen werden.

Unter Korrosion versteht man Grenzflächenreaktionen zwischen Metalloberflächen und festen, flüssigen oder gasförmigen Korrosionsmedien. Es wird dabei zwischen der chemischen, chemisch metallphysikalischen und elektrochemischen Korrosion unterschieden.

Bei der chemischen Korrosion bewirken Metalle und reaktionsfähige Gase/Flüssigkeiten (Luftsauerstoff, Säuren) eine Oxidation (Rosten) oder Verzunderung. In normaler Atmosphäre beträgt der Abtrag beim Rosten ca. 0,1 mm pro Jahr. Bei der chemisch metallphysikalischen Korrosion reagieren bestimmte Metalle mit Wasserstoffgas, wodurch es zu Korngrenzenveränderungen und Rissen kommt. Die elektrochemische Korrosion ist die Reaktion von Metallen in elektrisch leitenden Medien. Durch eine überlagert wirkende mechanische Beanspruchung werden die Korrosionserscheinungen zusätzlich verstärkt.¹⁰⁴

Weitere häufig auftretende Korrosionsvorgänge sind:

¹⁰² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 116f

¹⁰³ Kuhn, E., <http://www.mp.haw-hamburg.de/tribologie/Grease.html#top>

¹⁰⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 768f

3.6.6.1 Kontaktkorrosion

Diese Art der Korrosion tritt im Beisein ionenleitender Medien (wässrige Lösungen und Salzschnmelzen) zwischen den Metallen auf. Gefährdet sind auch Konstruktionen aus metallischen Werkstoffen mit einem unterschiedlichen Elektrodenpotenzial, denn beim zusätzlichen Kontakt mit Feuchtigkeit wird das unedlere Metall angegriffen.¹⁰⁵

3.6.6.2 Reibkorrosion (Passungsrost)

Ursache hierfür sind vorhandene Mikro-Gleitbewegungen im Bereich elastischer Verformungen (z.B. wechselnd beanspruchte Pressverbände). Hierbei entstehen metallisch reine Oberflächenbereiche, welche sehr reaktionsfreudig gegenüber dem Luftsauerstoff, Stickstoff und Kohlenstoff sind. Es kommt dabei zur Bildung von Oxidationsschichten (Oxide, Nitride, Karbide). Diese Oxidationsschichten werden auch als Passungsrost bezeichnet, welcher Ausgangspunkt für einen Dauerbruch sein kann.¹⁰⁶

3.6.6.3 Spaltkorrosion

Eine konstruktiv bedingte elektrochemische Korrosion ist die Spaltkorrosion (z.B. bei Schrauben- und Punktschweißverbindungen). In den vorhandenen Überlappungen, Spalten, Rissen und Riefen sammeln sich korrosionsfördernde Substanzen, die korrosive Reaktionen ermöglichen.¹⁰⁷

3.6.6.4 Spannungsrisskorrosion

Durch zusätzliche statische Zugspannungen oder Eigenspannungen (z.B. durch Einsatzhärtung, Schweißung) im Oberflächenbereich entstehen korrosionsfördernde Bedingungen, welche die Spannungskorrosion verursachen können.¹⁰⁸

3.6.6.5 Schwingungsrisskorrosion

Entsteht durch eine zusätzliche mechanische oder thermische Schwingbeanspruchung.¹⁰⁹

3.7 Schmierung

Unter Schmierung versteht man die Anwendung eines Schmierstoffes im Kontaktbereich zweier Körper zur Minderung der Reibungseinflüsse während der Relativbewegung. Wegen der durch den Schmierstoffeinfluss reduzierten Reibung verringern sich der Verschleiß und die Verluste der kinetischen Energie, wodurch die Bauteile eine längere Lebensdauer haben und der Wirkungsgrad von Maschinen steigt.¹¹⁰

¹⁰⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 768f

¹⁰⁶ Muhs, D. et al., 2005, S. 768f

¹⁰⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 768f

¹⁰⁸ Muhs, D. et al., 2005, S. 768f

¹⁰⁹ Muhs, D. et al., 2005, S. 768f

¹¹⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 225

Der Ausdruck „Schmier“ kommt vom mittelhochdeutschen Wort „smer“. So wurde damals rohes Tierfett bezeichnet, mit dem die Lager von Wagen und Karren geschmiert wurden. Mit dieser Maßnahme wirkten damals die Menschen der Reibung und somit dem Verschleiß ihrer Fahrzeuge entgegen. Zusätzlich wurde durch die Schmierung der Lager der Kraftaufwand für Tier und Mensch zum Ziehen der Karren erheblich reduziert.¹¹¹

3.7.1 Schmierungsarten / Schmierzustände

3.7.1.1 Schmierungsarten

Die Auswahl des geeigneten Schmierstoffes ist unter Anderem von der Art der Schmierstoffzufuhr abhängig. Bei der Versorgung einer Einzelschmierstelle kann die Auswahl des Schmierstoffs ausschließlich nach den vorliegenden Betriebsverhältnissen erfolgen. Muss hingegen eine Baugruppe (z.B. Getriebe mit Wälzlager und unterschiedlichen Zahnradkontakten) geschmiert werden, so muss sich der Schmierstoff für unterschiedliche Reibungsverhältnisse der Einzelkontaktstellen eignen. Wenn die Schmierung eines Systems über eine zentrale Schmierstoffversorgung erfolgt, muss dies bei der Konstruktion der einzelnen Baugruppen berücksichtigt werden, damit es zu keinen Engpässen der Schmierstoffversorgung einzelner Schmierstellen kommt. Die Schmierstoffversorgung kann im Wesentlichen über die Einzelschmierstellen oder über mehrere Schmierstellen realisiert werden.¹¹²

a) Einzelschmierstellen

Bei der Schmierstoffversorgung von Einzelschmierstellen unterscheidet man zwischen manuell, halbautomatisch und automatisch ablaufenden Schmierungsvorgängen.¹¹³

Die manuelle Schmierstoffversorgung wird mittels Fettpresse, Ölkanne bzw. speziellen Schmierstoffgebern (z.B. Staufferbüchse) durchgeführt. Schwierigkeiten hat man hierbei vor allem bei der Einhaltung der regelmäßigen Schmierintervalle und bei der Zuführung der exakt erforderlichen Schmierstoffmenge.¹¹⁴

Bei der halbautomatischen Schmierung verwendet man spezielle Vorrichtungen (z.B. Dochtöler oder Tropföler), welche je nach Schmierstoffbedarf eingestellt werden können. Solche Vorrichtungen können häufig über einen längeren Zeitraum (z.B. mehrere Monate) ohne Nachstellung betrieben werden.¹¹⁵

Bei der automatischen Schmierung ist die Schmierstoffzufuhr an den Betrieb einer Anlage gebunden, wodurch die Einstellvorgänge durch das Personal entfallen und eine kontinuierliche Schmierstoffzufuhr gewährleistet ist. Beispiele hierfür sind Ringschmie-

¹¹¹ Clémenton, H., 2007, http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 4

¹¹² Muhs, D. et al., 2005, S. 766

¹¹³ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹¹⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹¹⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

rungen, der Einsatz spezieller Schmierstoffgeber, die Tauchschmierung von Getrieben (mindestens ein Zahnrad taucht in ein Ölbad und fördert das Schmieröl in den Zahnradkontakt) bzw. die Einspritzschmierung von Getrieben (die benötigte Schmierölmenge wird direkt in den Zahnradkontakt eingespritzt).¹¹⁶

b) Mehrere Schmierstellen

Bei der Schmierung einer großen Anzahl von Schmierstellen kann eine wirtschaftliche Lösung nur mit Zentralschmieranlagen gewährleistet werden. Dabei werden unterschiedliche Anlagentypen wie Einleitungsanlagen, Zweileitungsanlagen, Mehrleitungsanlagen und Progressivanlagen verwendet.¹¹⁷

In Einleitungsanlagen wird der Schmierstoff durch eine Speiseleitung gedrückt und erreicht über die von dort abzweigenden Stichleitungen und Zuteilelemente die Einzelschmierstellen. Je nach Schmierstoffbedarf legt man die Zeitintervalle für Schmierphasen und Schmierpausen fest.¹¹⁸

In Zweileitungsanlagen fördert ein Umsteuergerät den Schmierstoff wechselseitig in zwei Speiseleitungen und von dort aus gelangt der Schmierstoff zu den Einzelschmierstellen.

In Mehrleitungsanlagen wird jede Einzelschmierstelle über eine separate Leitung mit dem Schmierstoff versorgt und ist somit unmittelbar mit der Schmierstoffpumpe verbunden.¹¹⁹

Bei Progressivanlagen wird der Schmierstoff erstmalig zu sog. Progressivverteiltern gepumpt. Und von dort aus werden jeweils über Verteilereinrichtungen die Einzelschmierstellen mit Schmierstoff versorgt.¹²⁰

Auswahlkriterien für unterschiedliche Zentralschmieranlagen sind in der folgenden Tabelle 2 zusammengestellt.¹²¹

Tabelle 2: Kriterien für die Auswahl von Zentralschmieranlagen¹²²

Schmiersystem	Schmierstoff	Anzahl der Schmierstellen (maximal)	Längste Schmierstoffleitung [m]	Dosierung je Schmierstelle
Einleitungssystem	Öl	500	50	0,1 ... 15 ml/Takt
Zweileitungssystem	Öl bzw. Fett	5000	200	0,02 ... 15 ml/Takt
Mehrleitungssystem	Öl bzw. Fett	30	50	0,18 ... 400 ml/Takt
Progressivsystem	Öl bzw. Fett	100	50	0,01 ... 500 ml/Takt
Önebelssystem	Öl	2500	200	0,2 ml/h
Öl-Luft-System	Öl	5000	200	>0,05 ml/h

Unabhängig von der verwendeten Zentralschmieranlage unterscheidet man zwischen der Umlaufschmierung und der Verbrauchsschmierung (Verlustschmierung).¹²³

¹¹⁶ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹¹⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹¹⁸ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹¹⁹ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹²⁰ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹²¹ Muhs, D. et al., 2005, S. 216

¹²² Muhs, D. et al., 2005, S. 216

Bei der Umlaufschmierung wird die Schmierstelle mit Schmierstoff aus einem Zentralbehälter versorgt. Nach dem Gebrauch wird der Schmierstoff wieder in den Zentralbehälter zurückgeführt.¹²⁴

Bei der Verbrauchsschmierung hingegen entfällt die Rückführung des Schmierstoffs, weil dieser nach dem Einsatz verloren geht. Deshalb wird die Verbrauchsschmierung nur bei einem geringen Schmierstoffbedarf angewendet. Dazu muss beispielsweise bei einer Ölverbrauchsschmierung das Schmieröl einer speziellen Aufbereitung (z.B. Erzeugung eines Ölnebel- bzw. Öl-Luft-Gemischs) unterzogen werden.¹²⁵

3.7.1.2 Schmierzustände

In Abhängigkeit von der geometrischen Gestaltung und Anordnung der Reibpartner, ihrer Oberflächenrauheit, der Schmierstoffviskosität, der Geschwindigkeit und der Belastung werden unterschiedliche Schmierzustände durchlaufen. Diese Zustände können anhand der Stribeck-Kurve anschaulich erklärt und gekennzeichnet werden. Mit steigender Schmierfilmdicke werden folgende Schmierzustände durchlaufen:¹²⁶

- Grenzreibung
- Mischreibung
- Elastohydrodynamische Schmierung
- Hydrodynamische Schmierung¹²⁷

a) Grenzreibung

Die Grenzreibung wird als ein Sonderfall der Festkörperreibung angesehen. Hierbei sind die tribologisch beanspruchten Flächen mit einer Adsorptionsschicht aus Schmierstoffmolekülen bedeckt und die Belastung wird vollständig von den im Kontakt stehenden Rauheitshügeln beider Reibpartner aufgenommen. Die Scherung erfolgt überwiegend in den adsorbierten Schmierstoffmolekülen.¹²⁸

b) Mischreibung

Bei der Mischreibung wird die Belastung zum Teil durch den Schmierfilm und zum Teil durch die kontaktierenden Rauheitshügel aufgenommen. Der Schmierfilm kann dabei elastohydrodynamisch oder hydrodynamisch erzeugt werden.¹²⁹

c) Elastohydrodynamische Schmierung

Bei der elastohydrodynamischen Schmierung wird der zur vollständigen Trennung beider Reibpartner notwendige Druck durch die Bewegung der Kontaktpartner erzeugt.

¹²³ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹²⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹²⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 767

¹²⁶ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 225

¹²⁷ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 225

¹²⁸ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 225

¹²⁹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 226

Hierbei wird das Schmieröl in den sich verengenden Schmierspalt gedrückt. Der Unterschied zu der hydrodynamischen Schmierung liegt darin, dass hier aufgrund hoher Pressungen so hohe Verformungen der Bauteile im Kontaktbereich entstehen, dass die daraus resultierenden Verformungen nicht mehr vernachlässigt werden können und deswegen berücksichtigt werden müssen. Zudem ist die Schmierfilmdicke in der Regel gering.¹³⁰

d) Hydrodynamische Schmierung

Bei der hydrodynamischen Schmierung werden die beiden Reibpartner durch einen dickeren Schmierfilm voneinander getrennt. Der dazu notwendige Schmierdruck wird ebenfalls durch die Bauteilbewegung der Kontaktpartner erzeugt, wobei das Schmieröl in einen sich verengenden Schmierspalt gefördert wird. Da bei der hydrodynamischen Schmierung die Beanspruchungen eher gering sind, sind auch die Verformungen beider Reibpartner so gering, dass diese vernachlässigt werden können.¹³¹

e) Hydrostatische Schmierung

Neben den bereits beschriebenen Schmierungszuständen existiert noch die hydrostatische Schmierung. Bei diesem Schmierungszustand wird der zur vollständigen Trennung beider Reibpartner notwendige Schmierdruck mittels einer externen Pumpe erzeugt.¹³²

¹³⁰ Muhs, D. et al., 2005, S. 756

¹³¹ Muhs, D. et al., 2005, S. 756

¹³² Muhs, D. et al., 2005, S. 756

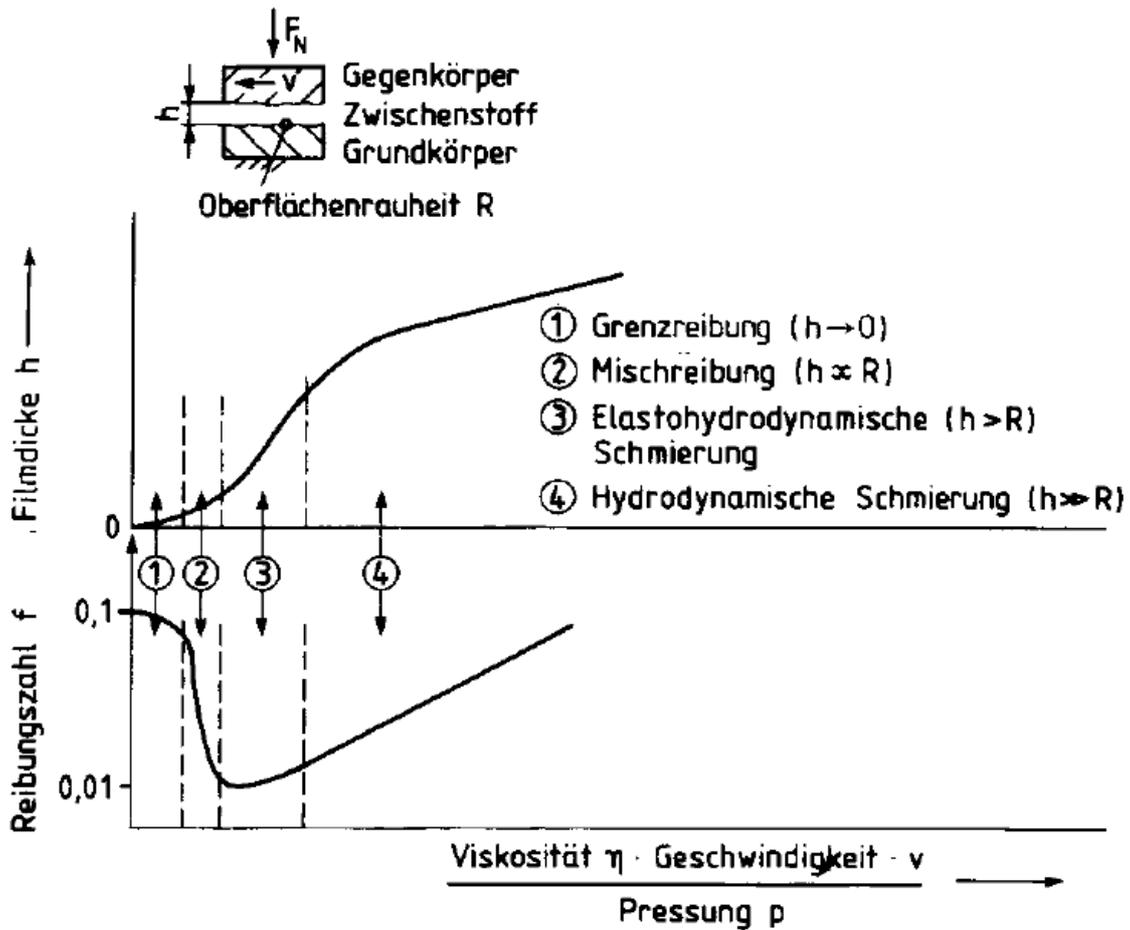


Abb. 17: Stribeck-Kurve (schematisch)¹³³

Tabelle 3: Anhaltswerte für Reibungszahlen in Abhängigkeit des Reibungszustands¹³⁴

Reibungszustand	Reibungsart	Reibungszahl
Festkörperreibung	Gleitreibung	0,3 ... 1
Grenzreibung	Gleitreibung	0,1 ... 0,2
	Rollreibung	< 0,005
Mischreibung	Gleitreibung	0,01 ... 0,1
	Wälzreibung Zahnräder	0,02 ... 0,08
	Wälzreibung Reibräder (Traktion Fluids)	0,06 ... 0,12
	Rollreibung	0,001 ... 0,005
Flüssigkeitsreibung	Gleitreibung	0,001 ... 0,01
Gasreibung	Gleitreibung	0,0001

3.7.2 Schmierstoffe

Die Suche des Menschen nach wirksamen Schmierstoffen ist so alt wie die überlieferte Menschheitsgeschichte. Bereits um 3500 v. Chr. machten sich die Chinesen die Schmierwirkung von Wasser zunutze. Und um 1400 v. Chr. verwendeten die Ägypter mit Kalkmehl gemischtes Tierfett und Olivenöl zur Schmierung der Radnaben ihrer

¹³³ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 225

¹³⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 757

Streitwagen. Ca. 780 v. Chr. wurden die reibungsmindernden Eigenschaften einer Mischung aus pflanzlichen Ölen und Blei durch die Chinesen entdeckt. Dass die Luft sich ebenfalls als Schmiermittel eignet, wurde bereits vor 100 Jahren bekannt.

Die moderne Definition des Begriffs „Schmierstoffe“ umfasst zunächst die Produkte, die für die Schmierung gleitender und rollender Elemente verwendet werden. Des Weiteren werden den Schmierstoffen auch die Produkte zugeordnet, die zwar sich in der Zusammensetzung, Eigenschaften und Herstellung ähneln, aber zu anderen Zwecken (Kraftübertragung, Wärmeleitung, Kühlung, als Isolieröle oder als Korrosionsschutzmittel) verwendet werden. Auch die Verfahrensöle, die in den industriellen Prozessen als Hilfsmittel dienen, zählen zu den Schmierstoffen.¹³⁵

Der Anteil der Schmierstoffe am gesamten Mineralölverbrauch beträgt weltweit durchschnittlich etwa 0,8 %. In hochindustrialisierten Ländern beträgt dieser Anteil rund 1 Prozent. Doch die volkswirtschaftliche Bedeutung der Schmierstoffe ist sehr viel größer als ihr verhältnismässig geringer Anteil am Mineralölmarkt vermuten lässt. 30 Prozent der auf der ganzen Welt erzeugten Energie geht infolge der Reibung verloren und der Verschleiß fordert jährlich Milliardenverluste. Daher fördert die richtige Schmierung und die schmierungstechnisch optimierte Konstruktionen die Einsparung der Energie und reduziert zusätzlich anhand des verminderten Verschleißes die Stillstandsverluste und die Instandhaltung der Maschinen. Aus diesen Gründen wird heute immer mehr Aufmerksamkeit der intensiven Forschung zur Weiterentwicklung der Schmierstoffe geschenkt.¹³⁶

Die Schmierstoffe werden in unterschiedlichen Aggregatzuständen als Schmieröle, Schmierfette oder Festschmierstoffe eingesetzt.¹³⁷ Schmierstoffe werden nach Sortengruppen eingeteilt. Die wichtigsten werden nachstehend aufgeführt¹³⁸:

Automotive Schmierstoffe

- Motorenöle
- Getriebeöle
- Bremsflüssigkeiten

Industrie-Schmierstoffe

- Hydraulikflüssigkeiten
- Getriebeöle
- Kompressorenöle
- Turbinenöle
- Korrosionsschutzprodukte
- Kühlschmierstoffe
- Isolieröle und Weissöle
- Schmierfette

¹³⁵ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 4

¹³⁶ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 4

¹³⁷ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 246

¹³⁸ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 4-5

3.7.2.1 Schmieröle

Schmieröle werden am häufigsten als Schmierstoffe eingesetzt, da sie eine leichte Schmierstellenversorgung erlauben. Sie optimieren den Betrieb von Maschinen hinsichtlich Reibung und Verschleiß und führen Reibungswärme und Abrieb aus den Kontaktstellen gut ab. Zusätzlich können durch weitere Maßnahmen (Kühlung, Filterung) die gewünschten Eigenschaften des Schmieröls eingestellt werden. Als nachteilig können der relativ hohe Dichtungsaufwand und die notwendigen großen Schmierölmengen angesehen werden.¹³⁹

Vor nicht allzu langer Zeit ist die Qualität des Schmieröls nicht besonders entscheidend gewesen. Heute hat sich dies entscheidend verändert. Mit der immer rasanteren Entwicklung der Technologie, vor allem im Motorenbereich, sind die Schmieröle sehr wichtig geworden. Deshalb ist auch die Qualität von Schmierölen zu einer sehr wichtigen Größe geworden.

a) *Eigenschaften der Schmieröle*

Zum Erfüllen ihrer komplexen Aufgaben, müssen die Schmieröle eine Reihe physikalischer und chemischer Eigenschaften aufweisen. Für die Erzielung eines hydrodynamischen Schmierzustandes spielt die Viskosität eines Schmieröls eine sehr wichtige Rolle. Sie ist ein Maß für die innere Reibung des Öls. Man unterscheidet hierbei zwischen der dynamischen und der kinematischen Viskosität.¹⁴⁰

• **Dynamische Viskosität η :**

„Bewegen sich zwei parallele Platten, zwischen denen sich ein Schmieröl befindet, mit unterschiedlicher Geschwindigkeit, wird das Öl auf Scherung beansprucht. Die Schubspannung τ ergibt sich zu (laminare Strömung):

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} = \eta \cdot S$$

η dynamische Viskosität
S Schergefälle

Der Proportionalitätsfaktor, der die Abhängigkeit zwischen Geschwindigkeitsänderung dv und vorhandener Schubspannung τ bestimmt, ist die dynamische Viskosität η . Sie wird deshalb auch als ein Maß für die innere Reibung des Schmieröls bezeichnet. Die dynamische Viskosität hat die Einheit $\text{mPa} \cdot \text{s} = 10^{-3} \text{Ns/m}^2 = 10^{-2} \text{P}$ (Poise).¹⁴¹

• **Kinematische Viskosität ν :**

Die kinematische Viskosität kann aus der dynamischen Viskosität η und der Dichte ρ der Flüssigkeit berechnet werden.

¹³⁹ Muhs, D. et al., 2005, S. 757

¹⁴⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 247

¹⁴¹ Muhs, D. et al., 2005, S. 758

$$v = \frac{\eta}{\rho}$$

Die kinematische Viskosität v hat die Einheit $\text{mm}^2/\text{s} = 1\text{cSt}$ (Centistoke).¹⁴²

Wenn die Viskosität nur von der Temperatur und dem Druck abhängig ist, handelt es sich hierbei um Newtonsche Flüssigkeiten (z.B. reine Mineralöle). Hängt die Viskosität der Schmieröle jedoch vom Schergefälle ab, so werden solche Öle auch als nicht-newtonsche Öle bezeichnet. Verringert sich die Viskosität bei größer werdendem Schergefälle $S = dv/dh$, so handelt es sich um eine strukturviskose Flüssigkeit (z.B. Mineralöle mit speziellen Additiven, viele synthetische Öle).¹⁴³

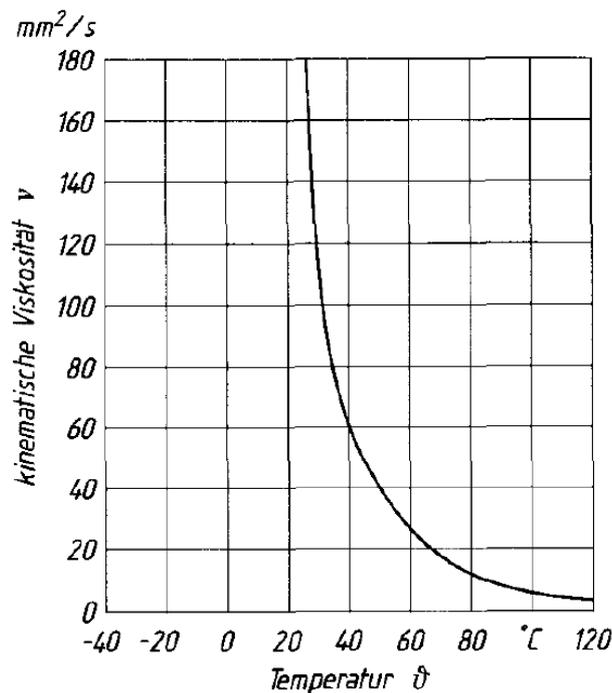


Abb. 18: Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Schmieröls in linearer Darstellung¹⁴⁴

Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität von Schmierölen ab. Diese Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur wird im oberen Bild dargestellt. Man sieht, dass sich dieser Einfluss mit zunehmender Temperatur verringert. Aus diesem Grund wird auch häufig die logarithmierte Darstellung verwendet.¹⁴⁵

¹⁴² Muhs, D. et al., 2005, S. 758

¹⁴³ Muhs, D. et al., 2005, S. 758

¹⁴⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 758

¹⁴⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 759

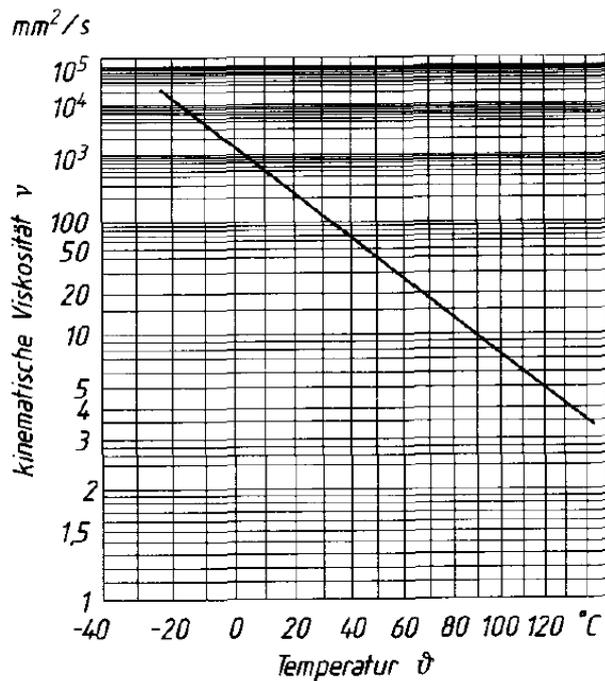


Abb. 19: Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Schmieröls in logarithmierte Darstellung¹⁴⁶

Hier wird der Temperatureinfluss vereinfacht als eine Gerade dargestellt. Der Vorteil dieser Darstellung liegt darin, dass sich die Ergebnisse der Viskositätsmessungen bei zwei Temperaturen die Viskositäten der beliebigen anderen Temperaturen bestimmen lassen. Sprich man braucht nur zwei Viskositäten zu messen und die anderen kann man anhand der gezeichneten Geraden aus dem Diagramm ablesen, bzw. berechnen.¹⁴⁷

Die Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit kann nach ISO 2909 durch einen Viskositätsindex (VI-Index) angegeben werden. Ursprünglich war danach vorgesehen, alle Öle in einer Klassifizierung von VI = 0 (Öl mit einer sehr hohen Temperaturabhängigkeit) bis VI = 100 (Öl mit einer geringen Temperaturabhängigkeit) einzuordnen. Heute ist dieser Bereich von 0 bis 100 nicht mehr ausreichend, da es bereits synthetische Öle gibt, die diesen Bereich deutlich überschreiten (z.B. mit einem VI > 200).¹⁴⁸

Wichtig ist eine geringe Temperaturabhängigkeit vor allem bei Mehrbereichsölen (z.B. Schmieröle für die Verbrennungsmotoren). Denn hier müssen bei niedrigen Temperaturen die Öle immer noch ausreichend fließfähig sein und bei sehr hohen Temperaturen immer noch eine Mindestviskosität aufweisen.¹⁴⁹

Zur Ermittlung des Viskositätsindex kann das unten abgebildete Diagramm benutzt werden. Dazu bildet man das Verhältnis der kinematischen Viskositäten bei 100°C und 40°C und liest bei entsprechenden Viskositäten bei 100°C den ungefähren Viskositätsindex ab.¹⁵⁰

¹⁴⁶ Muhs, D. et al., 2005, S. 758

¹⁴⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 759

¹⁴⁸ Muhs, D. et al., 2005, S. 759

¹⁴⁹ Muhs, D. et al., 2005, S. 759

¹⁵⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 249

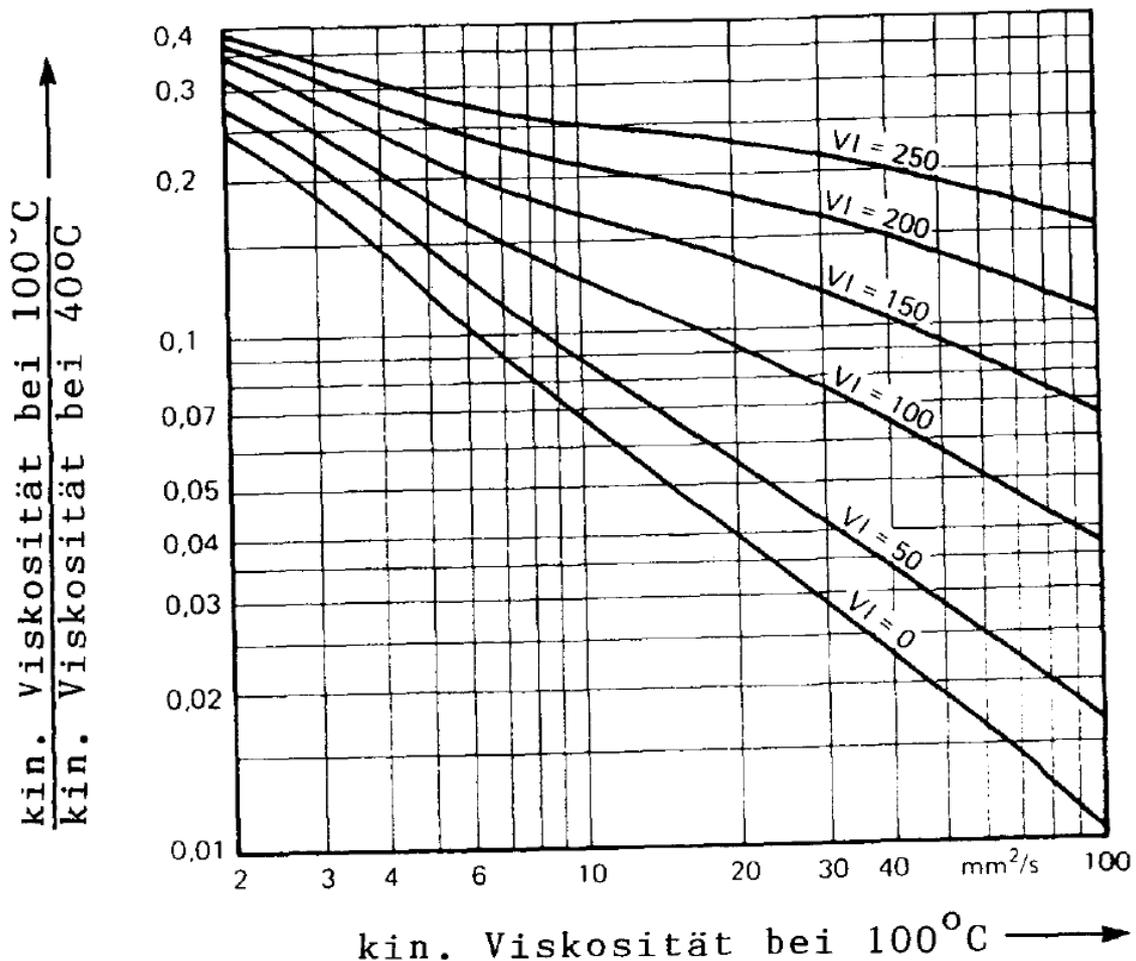


Abb. 20: Nomogramm zur Ermittlung des Viskositätsindex (Manning, 1974)¹⁵¹

Außer der Temperatur ist die Viskosität der Öle von dem Druck abhängig. Diese Abhängigkeit kann mit hinreichender Genauigkeit mit der folgenden Formel dargestellt werden:

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{\alpha \cdot p}$$

η_p : Viskosität bei Druck p
 η_0 : Viskosität bei Atmosphärendruck
 p : Druck
 α : Druckviskositätskoeffizient

Die Werte für den Druckviskositätskoeffizienten kann der unten abgebildeten Tabelle 3 entnommen werden.¹⁵²

¹⁵¹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 250

¹⁵² Muhs, D. et al., 2005, S. 759

Tabelle 4: Druckviskositätskoeffizient α für verschiedene Schmieröle¹⁵³

Öltyp	$\alpha_{25^\circ\text{C}} \cdot 10^8$ [m ² /N]	$\eta_{200\text{bar}}/\eta_0$ bei 25 °C	$\eta_{200\text{bar}}/\eta_0$ bei 80 °C
Paraffinbasiische Mineralöle	1,5-100	15-100	10-30
Naphthenbasiische Mineralöle	2,5-3,5	150-800	40-70
Polyolefine	1,3-2,0	10-50	8-20
Esteröle (Diester, verzweigt)	1,5-2,0	20-50	12-20
Polyätheröle (aliph.)	1,1-1,7	9-30	7-13
Siliconöle (aliph. Subst.)	1,2-1,4	9-16	7-9

In der nachfolgenden Tabelle 5 sind die wesentlichen Schmieröleigenschaften dargestellt:

Tabelle 5: Eigenschaften der Schmieröle¹⁵⁴

Eigenschaft	Beschreibung
Alterungsbeständigkeit (Oxidationsbeständigkeit)	Beständigkeit gegen eine Veränderung der Schmieröleigenschaften unter Einwirkung von Luftsauerstoff, Wärme, Licht- und Strahlungsenergie, Katalyse sowie von Nachfolgeprozessen wie Polymerisation, Kondensation, Oxidation (bestimmt die Lebensdauer des Öls)
Biologische Abbaubarkeit	Kennzeichnet, inwieweit eine bestimmte prozentuale Menge der Grundsubstanzen des Schmieröls unter definierten Bedingungen durch Mikroorganismen biologisch (leicht) abgebaut werden (z. B. gefordert bei Verlustschmierung). Die Abbauprodukte sind ökotoxikologisch unbedenklich
Brennpunkt	Temperatur, bei der das Öldampf-Luft-Gemisch nach der Zündung weiter brennt (liegt ca. 30...40 °C über dem Flammpunkt)
Dichtungsverträglichkeit (Elastomerverträglichkeit)	Kennzeichnet die Verträglichkeit des Öls bzw. bestimmter Additive mit Dichtungswerkstoffen (Kunststoffen)
Dispergiervermögen	Kennzeichnet, inwieweit die Bildung eines feinverteilten Öl-Wasser-Gemischs möglich ist
Demulgierbarkeit	Kennzeichnet, inwieweit das Abscheiden von Wasser aus dem Öl möglich ist
Emulgierfestigkeit	Widerstand eines Öls gegen Emulsionsbildung
Flammpunkt	Niedrigste Temperatur, bei der sich die Dämpfe des Öls (Luft-Dampf-Gemisch) bei offener Flamme entzünden.
Stockpunkt (Pourpoint) (Kälteverhalten)	Temperatur, bei der ein Öl so steif wird, das es unter Einwirkung der Schwerkraft gerade noch fließt
Neutralisationsvermögen	Kennzeichnet, inwieweit die während des Betriebs entstehenden sauren oder alkalischen Bestandteile durch das Öl neutralisiert werden können
Schaumverhalten	Luft in Ölen führt zur Schaumbildung (Luftblasen, umhüllt mit dünnen Ölschichten). Dieser zerfällt, bevor er erneut in die Schmierstelle gelangt (ungefährlich) oder es bildet sich ein stabiler Oberflächenschaum, der zu einer deutlichen Änderung der Schmierwirkung führen kann.
Scherstabilität	Kennzeichnet, inwieweit ein durch Scherung bedingter irreversibler Viskositätsabfall eintritt
Thermische Stabilität (Thermos-tabilität)	Widerstand des Öls gegen eine Änderung der chemischen Struktur bei hohen Temperaturen

¹⁵³ Muhs, D. et al., 2005, S. 215

¹⁵⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 760

Verdampfungsverhalten	Kennzeichnet den Umfang von entstehenden Ölverdampfungsverlusten bei hohen Temperaturen
Verkokungsneigung (Koksrückstand)	Kennzeichnet, in welchem Umfang sich bei hoher thermischer Belastung von Mineralölen Ölkohle bildet
Viskosität	Eigenschaft des fließfähigen Öls, unter Einwirkung einer Kraft (Spannung) zu fließen und reversibel verformt zu werden[...]
Viskositäts-Temperatur-Verhalten (Viskositätsindex)	Kennzeichnet, in welchem Umfang sich eine Temperaturänderung auf die Änderung der Viskosität auswirkt[...]
Wärmeleitfähigkeit	Kenngröße zur Bestimmung des Wärmetransports im Öl[...]
Wärmekapazität (spezifische)	Kenngröße zur Bestimmung der Wärmeaufnahmefähigkeit eines Öls

Die Eigenschaften der Schmieröle (Mineralöle und auch teilweise Syntheseöle) können durch bestimmte Additive gezielt verändert werden, wodurch die Einsatzbereiche von Mineralölen deutlich ausgeweitet werden können. Der Vorteil hierbei ist, dass man somit die teureren Syntheseölen durch die günstigeren Mineralöle ersetzen kann. Zu beachten dabei ist, dass die Additive an den Werkstoffoberflächen adsorbiert werden können. Auch chemische Reaktionen der Additive mit dem Werkstoff sind möglich. In der nachfolgenden Tabelle 6 sind die Additivtypen und deren Wirkmechanismen dargestellt:¹⁵⁵

Tabelle 6: Schmierstoffadditive, deren Verwendung und Wirkmechanismen¹⁵⁶

Additivtyp	Verwendung	Wirkungsweise
Emulgatoren	Stabilisierung von Öl-Wasser-Gemischen	Adsorption des Emulgators an der Grenzschicht Öl/Wasser, dadurch Feinverteilung (Dispergierung) beider Flüssigkeiten
Geruchsveränderer	Erzeugung eines kennzeichnenden, gewünschten Geruchs	Bildung stark riechender Verbindungen
Dispergent-Wirkstoffe	Verringerung oder Verhütung von Ablagerungen an Oberflächen bei hohen Betriebstemperaturen	Entstehung von öllöslichen oder im Öl suspendierten Produkten
Dispersant-Wirkstoffe	Verhinderung oder Verhütung von Schlamm- und Schmutzbildung bei niedrigen Temperaturen	Verunreinigungen werden mit öllöslichen Molekülen umhüllt, welche die Ablagerung des Schlammes verhindern
Farbstoffe	Erzeugung kräftiger Farben	Lösung im Öl unter Farbeinwirkung
Fressschutzwerkstoffe (Hochdruckzusätze, EP: Extreme Pressure)	Verhinderung von Mikroverschleißungen zwischen Metalloberflächen bei hohen Drücken und Temperaturen	Bildung einer wenig scherfesten Schicht durch chemische Reaktion mit der Metalloberfläche (ständiges Abscheren und Neubilden)
Haftverbesserer	Verbesserung des Haftvermögens des Schmierstoffs	Erhöhung der Viskosität an der Grenzfläche zum Werkstoff (Additiv ist zu zäh und klebrig)
Korrosionsinhibitoren (z. B. Rostschutzinhibitoren für Eisenwerkstoffe)	Verhinderung von Korrosion durch - für korrosive Medien undurchlässige - Deckschichten	Chemische Reaktion mit der Metalloberfläche oder Adsorption der Additive an der Metalloberfläche
Metalldeaktivatoren	Verhinderung des katalytischen Einflusses auf Oxidation und Korrosion	Reaktion mit Metallionen unter Bildung adsorptiver Schutzschichten
Oxidationsinhibitoren	Minimierung von Verfärbung, Schlamm-, Lack- und Harzbildung durch Oxidation	Unterbrechung der Oxidationskettenreaktion, Verhinderung katalytischer Reaktionen
Stockpunktserniedriger (Pou-	Herabsetzung des Stockpunkts des	Umhüllung der entstehenden Paraffin-

¹⁵⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 759

¹⁵⁶ Muhs, D. et al., 2005, S. 761

pointerniedriger)	Öls	kristalle und Verhinderung des Wachstums
Schauminhibitoren	Verhinderung der Bildung von stabilem Schaum	Zerstörung der Ölhäutchen, die die Luftblasen umgeben
Verschleißschutzadditiv (Anti-Wear)	Reduzierung des Verschleißes zwischen Metalloberflächen	Bildung von Oberflächenschichten durch Reaktion mit der Metalloberfläche, die plastisch deformiert werden und das Tragbild verbessern
Viskositätsindex-verbesserer	Verringerung der Viskositätsänderung bei Veränderung der Temperatur	Polymermoleküle beeinflussen die Öleigenschaften temperaturabhängig, sie sind stark verkneult (kaltes Öl) oder entkneult (warmes Öl)

b) Einteilung der Schmieröle

Grundlegend werden die Schmieröle nach der Art ihrer Herstellung oder ihrer Herkunft unterschieden (Mineralöle und die synthetischen Öle). Weiterhin unterteilt man die Schmieröle nach der kinematischen Viskosität und nach ihrem Anwendungsgebiet.¹⁵⁷

Unterteilung der Schmieröle¹⁵⁸:

Herstellung oder Herkunft

- Mineralöle
- Tierische und pflanzliche Öle
- Synthetische Öle
- Sonstige, z.B. Wasser, flüssige Metalle

Anwendungsgebiet

- Maschinenschmieröle
- Zylinderöle
- Turbinenöle
- Motorenöle
- Getriebeöle
- Kompressorenöle
- Umlauföle
- Hydrauliköle
- Metallbearbeitungsöle
- Textil- und Textilmaschinenöle

c) Mineralöle

Die Mineralöle werden aus natürlich vorkommendem Erdöl und teilweise auch aus Kohle gewonnen¹⁵⁹, wobei die genaue Zusammensetzung von der eigentlichen Herkunft des Erdöls abhängig ist. Eine typische Rohölzusammensetzung besteht aus 80 – 85% Kohlenstoff, 10 – 17% Wasserstoff, bis zu 7% Schwefel und bis zu 1% sonstige Elemente (O, N, P, V, Ni, Cu, Na, Ca, Fe, Al). In unterschiedlichen Herstellschritten werden die gewünschten Eigenschaften der Öle eingestellt. Diese ergeben sich durch die chemische Struktur des Grundöls, d.h. hauptsächlich durch die vorhandenen Anteile an Paraffinen (gesättigte, kettenförmige Kohlenwasserstoffe), Naphthenen (gesättigte, ringförmige Kohlenwasserstoffe) und Aromaten (ungesättigte, ringförmige Kohlenwasserstoffe). Je nach Dominanz der entsprechenden Kohlenwasserstoff-Bestandteile im Schmieröl unterscheidet man zusätzlich paraffinbasierte bzw. naphthenbasierte

¹⁵⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 759-765

¹⁵⁸ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 246 und 256

¹⁵⁹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 246

Schmieröle. Aromatische Grundöle haben für Schmierzwecke jedoch keine Bedeutung.¹⁶⁰

d) Tierische und pflanzliche Öle

Zu den tierischen und pflanzlichen Ölen gehören unter Anderem Rizinusöl, Fischöl, Olivenöl, Rapsöl und viele andere. Diese Öle werden für spezielle Anwendungen (Feinwerktechnik) verwendet.¹⁶¹

e) Synthetische Öle

Diese Öle sind vor allem für die Schmierung bei hohen Temperaturen interessant. Deswegen werden die synthetischen Öle auch zur Reibungsminderung in Verbrennungsmotoren eingesetzt. Sie werden in chemischen Prozessen mit speziellen, aus natürlichen Ölen hergestellten Grundbausteinen, hergestellt. In der folgenden Tabelle 7 sind die wichtigsten Syntheseöle und deren Eigenschaften dargestellt¹⁶²:

Tabelle 7: Eigenschaften und Anwendungen wichtiger synthetischer Schmieröle¹⁶³

Synthesebasisöl	Eigenschaften	Anwendungen	Kostenrelation zu Mineralöl
Polyalphaolefine (synthetische Kohlenwasserstoffe)	Sehr gute Oxidationsbeständigkeit, ausgezeichnetes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, geringe Verdampfungsverluste bei hohen Temperaturen, sehr gute Verträglichkeit mit Lack und Dichtungsmaterialien, mischbar mit Mineralölen und Estern, gute hydrolytische Beständigkeit, gutes Reibungsverhalten bei Mischreibung, gutes Korrosionsschutzverhalten, nicht toxisch, begrenzte biologische Abbaubarkeit, geringe thermische Beständigkeit.	Motorenöle, Kompressorenöle, Hydrauliköle, Getriebeöle, Schmierfette	3 . . . 5
Polyalkylenglykole (Polyglykole)	Gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, ausgezeichnete Verschleiß- und Fressschutzeigenschaften, ausgezeichnetes Reibungsverhalten bei Werkstoffpaarung Stahl/ Bronze, gutes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, nicht toxisch, schnell biologisch abbaubar, nicht mischbar mit Mineralölen, schlechte Additivlöslichkeit, begrenzte Verträglichkeit mit Dichtungswerkstoffen, geringe Oxidationsbeständigkeit	Schneckengetriebe, schwerentflammbare Hydrauliköle, Kühlschmierstoffe	6 . . . 10
Carbon säureester	Gute Oxidationsbeständigkeit, ausgezeichnetes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, sehr gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, sehr geringe Verdampfungsverluste bei hohen Temperaturen, mischbar mit Mineralölen, nicht toxisch, schnell biologisch abbaubar, geringe Verträglichkeit mit Lack und Dichtungsmaterialien, geringe hydrolytische Beständigkeit, mäßige Korrosionsschutzeigenschaften, begrenzte Additivlöslichkeit	Flugturbinenöle, Kompressorenöle, Motorenölkomponente, Tief- und Hochtemperaturfette	4 . . . 10

¹⁶⁰ Muhs, D. et al., 2005, S. 759

¹⁶¹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 246

¹⁶² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 246-247

¹⁶³ Muhs, D. et al., 2005, S. 763

Silikonöl	Ausgezeichnetes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, sehr gute thermische und toxische Beständigkeit, ausgezeichnetes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, geringe Verdampfungsverluste, hohe chemische Beständigkeit, gute Verträglichkeit mit Lack und Dichtungswerkstoffen, gute elektrische Eigenschaften, sehr schlechte Schmier-eigenschaften im Mischreibungsgebiet, nicht misch-bar mit Mineralölen, keine Additivlöslichkeit	Wärmeübertragungsöle, Hochtemperaturhydraulik-öle, Sonder-schmierfette, Sonder-schmierstoffe für elektrische Kontakte	30 . . . 100
Phosphorsäureester	Schwer entflammbar, gute Oxidationsbeständigkeit, gutes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, ausgezeichnete Verschleiß- und Frostschutzeigenschaften, hohe Strahlenbeständigkeit, nicht toxisch, schnell biologisch abbaubar, nicht mischbar mit Mineralölen, schlechtes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, begrenzte Verträglichkeit mit Dichtungsmaterialien, mäßiges Korrosionsschutzverhalten	Schwer entflammbare Hydrauliköle	4 . . . 8
Silikatester	Ausgezeichnetes Viskositäts-Temperatur-Verhalten, sehr gutes Fließverhalten bei tiefen Temperaturen, sehr gute Oxidationsbeständigkeit, gute thermische Beständigkeit, geringe hydrolytische Beständigkeit, nicht mischbar mit Mineralölen, begrenzte biologische Abbaubarkeit	Hydrauliköle, Wärmeübertragungsöle	20 . . . 30

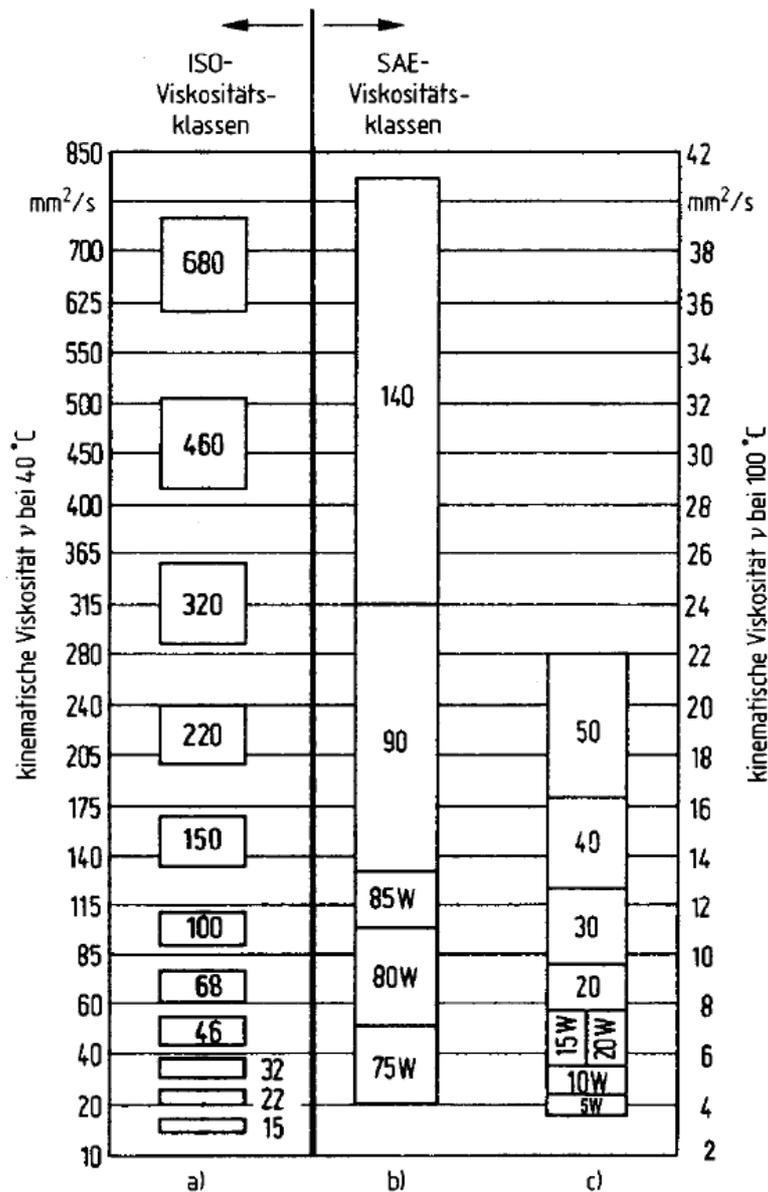
„Wesentliche Vorteile synthetischer Öle gegenüber Mineralölen sind der größere Temperatureinsatzbereich, die bessere Alterungsbeständigkeit (3[-]5 mal längere Lebensdauer), ein höherer Flammpunkt (z.B. wichtig bei Gasturbinen und Kompressoren) und die Möglichkeit der Einstellung von Reibungszahl (0,7 [-] 2 × Mineralöl-Reibungszahl). Nachteile der synthetischen Öle sind eine stärkere hygroskopische Wirkung (ziehen Wasser an), ein ungünstigeres hydrolytisches Verhalten (Zersetzung bei Wasserzusatz), die Gefahr chemischer Reaktionen mit Dichtungen, Buntmetallen und Lacken bzw. von Korrosion, eine nur eingeschränkte oder keine Mischbarkeit mit Mineralölen, ein stärkeres toxisches Verhalten und der häufig deutlich höhere Preis. Zu beachten ist beim Einsatz von synthetischen Ölen, dass deren vorteilhaften Eigenschaften teilweise nur bei bestimmten Betriebsbedingungen voll wirksam werden und nur dann die höheren Kosten [begründet] sind.“¹⁶⁴

f) Kinematische Viskosität ν

„Die Viskosität des Schmieröls hat einen wesentlichen Einfluss auf die sich einstellende Schmierfilmdicke im Kontakt und den damit verbundenen Reibungszustand. Deshalb werden Schmieröle z. B. für Anwendungen in der Industrie nach DIN 51519 in ISO-Viskositätsklassen (ISO-VG) eingeteilt. Für Schmieröle für Kraftfahrzeugmotoren (DIN 51511) und Kraftfahrzeuggetriebe (DIN 51512) gibt es ebenfalls Viskositäts-Klassifikationen (SAE-Klassen, SAE: Society of Automotive Engineers).“¹⁶⁵

¹⁶⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 759-763

¹⁶⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 763



a) Industrieschmieröle, b) Kfz-Getriebeöle, c) Kfz-Motorenöle

Abb. 21: Viskositätsklassifikationen¹⁶⁶

g) Anwendungsgebiet

„Häufig werden die notwendigen Schmieröleigenschaften durch die Einsatzbedingungen bestimmt. Deshalb gibt es Klassifikationen für Schmieröle entsprechend den anwendungstypischen Erfordernissen. Danach unterscheidet man Maschinenschmieröle, Zylinderöle, Turbinenöle, Motorenöle, Getriebeöle, Kompressorenöle, Umlauföle, Hydrauliköle, [...] Wärmeträgeröle, Prozessöle, Metallbearbeitungsöle/Kühlschmierstoffe, Korrosionsschutzmittel und Textil- und Textilmaschinenöle.“¹⁶⁷ In der folgenden Tabelle 8 werden die Klassifikationen für die Kfz-Getriebeöle gezeigt:

¹⁶⁶ Muhs, D. et al., 2005, S. 764

¹⁶⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 763-765

Tabelle 8: Klassifikationen für Kfz-Getriebeöle nach API (American Petroleum Institute)¹⁶⁸

Klassifikation	Betriebsbedingungen	Additive	Anwendungen
GL-1	leicht	keine	Getriebe mit geringen Belastungen und Umfangsgeschwindigkeiten; Kegelhäder (spiralverzahnt), Schneckengetriebe
GL-2	leicht-mittel	Verschleißschutz-Wirkstoffe (2,7 Gew.%)	etwas höhere Beanspruchungen als bei GL-1; Stirnradgetriebe, Schneckengetriebe
GL-3	mittel	leichte EP-Zusätze (4 Gew.%)	schwere Belastungs- und Geschwindigkeitsverhältnisse; Kegelhäder (spiralverzahnt), Stirnradgetriebe
GL-4	mittel-schwer	normale EP-Zusätze (6,5 Gew.%)	hohe Geschwindigkeiten oder hohe Drehmomente; Hypoidgetriebe, Handschaltgetriebe
GL-5	schwer	wirksame EP-Zusätze (10 Gew.%)	hohe Geschwindigkeiten oder hohe Drehmomente bei zusätzlicher Stoßbelastung; Hypoidgetriebe mit großem Achsversatz, Handschaltgetriebe

3.7.2.2 Schmierfette

Es gibt viele Anwendungsfälle, wo sich flüssige Schmierstoffe nicht eignen. Zu diesen Anwendungsfällen gehören vor allem Wälz- und Gleitlager, offene Getriebe, Drahtseile oder Kettenantriebe. Deswegen kommen dort Schmierfette zum Einsatz.¹⁶⁹ Die Schmierfette bestehen aus drei Anteilen, dem Grundöl (meist Mineralöl), einem Eindicker (Seife) und Additiven.¹⁷⁰ Allerdings sind Additive kein Pflichtbestandteil von Fetten. Die Seife liegt in der Regel faserförmig als Gerüst vor, in dem das Schmieröl festgehalten wird.¹⁷¹

Besonders vorteilhaft beim Schmieren mit dem Schmierfett ist die geringe Fettmenge, die zur Schmierung benötigt wird. Außerdem entfällt hier die aufwändige Abdichtung, die bei der Ölschmierung erforderlich wäre. Als nachteilig erweist sich dagegen bei der Fettschmierung die schlechte bzw. nicht vorhandene Abführung von Wärme und Verschleißpartikeln aus dem Kontakt.¹⁷²

Physikalisch gesehen gehören die Schmierfette zu den Dispersionen, genauer zu den Suspensionen von Festkörpern in Flüssigkeiten. Für die Definition von Schmierfetten existieren verschiedene Versionen. Die gebräuchlichsten werden nachfolgend aufgeführt¹⁷³:

¹⁶⁸ Muhs, D. et al., 2005, S. 764

¹⁶⁹ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 68

¹⁷⁰ Muhs, D. et al., 2005, S. 765

¹⁷¹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 258

¹⁷² Muhs, D. et al., 2005, S. 766

¹⁷³ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 68

Nach (DIN 51825):

Schmierfette sind konsistente Schmierstoffe, die aus Mineralöl und/oder Syntheseöl sowie einem Dichtungsmittel bestehen. Sie können Additive und/oder Festschmierstoffe enthalten.¹⁷⁴

Nach (ASTM D 288):

Ein Schmierfett ist ein fester oder halbflüssiger Stoff, der aus der Dispersion eines Dichtungsmittels in einem flüssigen Schmierstoff resultiert. Andere Bestandteile, die besondere Eigenschaften vermitteln, können enthalten sein.¹⁷⁵

„Schmierfette sind fixierte, d.h. nicht frei fließende Schmierstoffe und als solche, in einem gewissen Grad beständig gegen formverändernde Kräfte. Schmierfette sind am Weglaufen gehinderte Schmieröle.[...]

Schmierfette sind physikalisch gesehen kolloidale Suspensionen von geeigneten Verdickern (feste Phase) in Mineralölen und/oder Syntheseölen (flüssige Phase).¹⁷⁶

Das rheologische Verhalten von Schmierfetten ist durch eine Fließgrenze gekennzeichnet. Anders ausgedrückt unterhalb einer bestimmten Scherspannung tritt kein Fließen mehr auf. Die Viskosität von Schmierfetten hängt von der Temperatur, dem Druck, der Vorbehandlung und dem Schergefälle ab. Verallgemeinert kann man sagen, die Viskosität von Schmierfetten nimmt mit der Scherdauer und dem Schergefälle ab.¹⁷⁷

a) Aufgaben der Schmierfette

Zu den Aufgaben der Schmierfette können folgende Punkte zusammenfassend dargestellt werden:¹⁷⁸

- Abgabe einer hinreichenden Menge flüssigen Schmierstoffes aus dem Fettverband (Ölabscheidung), zur Reduktion von Reibung und des Verschleißes über große Temperaturbereiche und Zeiträume (z.B. Lebensdauerschmierung bei Wälzlagern).
- Abdichtung der Bauteile gegen Wasser und abrasiven Stoffen. Voraussetzung dazu ist die genügende mechanische Stabilität der Fette.

¹⁷⁴ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 68

¹⁷⁵ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 68

¹⁷⁶ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 68

¹⁷⁷ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 258

¹⁷⁸ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 69

- Korrosionsschutz.
- Schmutzaufnahme ohne einer Funktionsbeeinträchtigung.

Herstellung und Zusammensetzung von Schmierfetten.

„Zum Aufbau bzw. Herstellung von Schmierfetten werden drei Komponenten benötigt:

- Grundöl (Mineral- bzw. Syntheseöle) [...] 70 - 95 %
- Verdicker [...] 3- 30%
- Additive [...] 0 - 5 %¹⁷⁹

In den eingesetzten Grundölen werden geeignete feste Stoffe (Verdicker) so dispergiert, dass dadurch konsistente Schmierstoffe entstehen. Die meisten Schmierfette werden mit Seifen (Metallsalze von Fettsäuren) als Verdicker hergestellt. Bei der Herstellung von Seifenschmierfetten wird die Fettsäure zunächst bei einer hohen Temperatur im Grundöl gelöst. Anschließend wird das entsprechende Metallhydroxid dazu gegeben. Das bei der Reaktion entstehende Wasser muss verkocht werden, wonach man das Produkt definiert abkühlen lässt. Während des Abkühlprozesses bildet sich der Fettverband. Folgende Metallverbindungen eignen sich für die Fettherstellung:¹⁸⁰

- Natriumhydroxid
- Calciumhydroxid
- Lithiumhydroxid
- Aluminiumhydroxid (eignet sich nur bedingt)
- Bariumhydroxid (wurde früher verwendet)

Die zur Herstellung von Schmierfetten benötigten meist langkettigen Fettsäuren kommen aus pflanzlichen Ölen (z.B. Rizinusöl) oder aber auch aus tierischen Fetten (z.B. Talg, Tran). Die bekannteste dieser Säuren ist die 12-Hydroxistearinsäure aus Rizinolsäure. Hin und wieder werden außer den langkettigen Fettsäuren auch kurzkettige Säuren, wie Essigsäure, Propionsäure etc. eingesetzt, wobei die Komplexfette entstehen. Die Seifenverbindungen bilden ein faseriges Gerüst, worin das Schmieröl festgehalten wird.¹⁸¹

Außer den Metallseifen gibt es auch noch anorganische, aschehaltige Verdicker wie z.B. Bentonit, Graphit, Russ und Kieselgel und aschefreie Polyharnstoffe. Diese Verdicker werden meist für Sonderanwendungen, wie z.B. Hochtemperaturfette verwendet.¹⁸²

¹⁷⁹ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 69

¹⁸⁰ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 69

¹⁸¹ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 69

¹⁸² Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/download/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 69

b) Einteilung der Schmierfette

In der Praxis erfolgt die Einteilung der Schmierfette nach folgenden Gesichtspunkten:¹⁸³

- Typ des Verdickers
 - Natrium-, Calcium- und Lithiumfette (einfache)
 - Natrium-, Calcium- und Lithiumkomplexfette
 - Bentonit- und Polyharnstoff-Fette

- Die zu schmierenden Maschinenelementen
 - Wälz-, Gleit- und Radlagerfette
 - Gelenk- und Getriebefette
 - Chassisfette

- Anwendung
 - Tief- Normal- und Hochtemperaturfette
 - Mehrzweck-, Normal- und Sonderschmierfette
 - Schmierfette mit Hochdruckeigenschaften

- Grundöl
 - Mineralölbasische Schmierfette
 - Syntheseölbasische Schmierfette
 - Pflanzenölbasische Schmierfette

- Ökologische Verträglichkeit
 - Normale Schmierfette
 - Biologisch schnell abbaubare Schmierfette
 - Schwermetallfreie Schmierfette

- Konsistenz in neun NLGI -Klassen gemäß folgender Tabelle 9:

Tabelle 9: Klassifikation für Schmierfette nach NLGI (National Lubricating Grease Institut)¹⁸⁴

NLGI-Klasse (DIN 51818)	Walkpanetration ¹⁾ in 0,1 mm	Konsistenz	Anwendungen
000	445 . . . 475	fließend	Getriebefette, Zentralschmieranlagen
00	400 . . . 430	schwach fließend	Getriebefette, Zentralschmieranlagen
0	355 . . . 385	halbflüssig	Getriebefette, Wälzlagerfette, Zentralschmieranlagen
1	310 . . . 340	sehr weich	Wälzlagerfette
2	265 . . . 295	weich	Wälzlagerfette, Gleitlagerfette

¹⁸³ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/downloads/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 70

¹⁸⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 765

3	220 . . . 250	mittelfest	Wälzlagerfette, Gleitlagerfette, Wasserpumpenfette
4	175 . . . 205	fest	Wälzlagerfette, Wasserpumpenfette
5	130 . . . 160	sehr fest	Wasserpumpenfette, Blockfette
6	85 . . . 115	hart	Blockfette

¹⁾ Fett wird in einem genormten Fettknetter gewalzt, danach wird die Eindringtiefe eines standardisierten Konus in einer festgelegten Zeit gemessen

c) Anwendung der Schmierfette

Schmierfette werden gezielt für spezielle Ansprüche eingesetzt und müssen je nach Einsatzbedingungen unterschiedliche Anforderungen erfüllen. Solche Einsatzgebiete sind:¹⁸⁵

- Schmierstellen die gegen den Zutritt von störenden, insbesondere schmirgelnden oder korrosiven Fremdstoffen durch ein Fettpolster geschützt werden sollen.
- Schmierstellen bei denen eine Verschmutzung des erzeugten Produktes durch das abtropfende Öl vermieden werden muss.
- Offene Schmierstellen aus denen Öl zu schnell abfließen würde oder von denen es infolge von z.B. Rotationsbewegungen zu stark abgeschleudert wird.
- Schmierstellen mit nur geringem Schmierstoffbedarf, die nur selten geschmiert werden müssen.
- Schmierstellen deren Wartungsaufwand gering sein soll.
- Schmierstellen mit langsamen Gleitbewegungen, hohen Flächendrücken und/oder stark wechselnden Bewegungen (Stöße / Schock).
- Schmierstellen die geräuscharm laufen sollen.

d) Gebrauchseigenschaften der Schmierfette

Grundsätzlich bestimmen die Art und die Konzentration der drei Grundkomponenten die Einsatzmöglichkeiten und Eigenschaften von Schmierfetten.¹⁸⁶ Bei hohem Grundölanteil (90% - 96%) entsprechen die Eigenschaften des Fettes hauptsächlich denen des Grundöls. Dieses Fett hat eine weiche Konsistenz. Wenn die Eindickeranteile hoch sind (15% - 20%) so werden die Eigenschaften der Schmierfette erheblich durch den Eindi-

¹⁸⁵ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/downloads/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 71

¹⁸⁶ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/downloads/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 71

cker beeinflusst. Diese Schmierfette haben dann eine harte Konsistenz.¹⁸⁷ Nachfolgend werden die Eigenschaften der Fette im Zusammenhang mit deren Komponentenanteilen zusammengefasst:¹⁸⁸

→ Grundöle

mit niedriger Viskosität

- ermöglichen gute Tieftemperatureigenschaften
- ermöglichen gute Förderbarkeit
- erlauben hohe Drehzahlen bei Wälzlagern

mit hoher Viskosität

- ermöglichen hohe Belastungen
- erlauben hohe Temperaturen
- führen zu geringer Ölabscheidung
- führen zu geringem Verdampfungsverlust

→ Verdicker beeinflussen

- Penetration
- Tropfpunkt
- Eindickungsvermögen
- Verhalten gegenüber Wasser

→ Additive verbessern

- Oxidationsstabilität
- Korrosionsschutz
- Wasserbeständigkeit
- Haftvermögen
- Verschleißschutz

Typische Kenndaten verschiedener Schmierfette sind in Tabelle 10 aufgeführt.

¹⁸⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 765

¹⁸⁸ Clémenton, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/downloads/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 71

Tabelle 10: Typische Kenndaten verschiedener Schmierfette¹⁸⁹

Flüssige Phase	Mineralöl	Mineralöl	Mineralöl	Mineralöl	Syntheseöl
Verdicker	Natrium-Seife	Calcium-Seife	Calcium-Komplex	Lithium-Seife	Lithium-Seife
Tropfpunkt, °C	160	100	> 240	190	190
Einsatztemperatur					
• untere, °C	-10	-20	-25	-25	-60
• obere, °C	120	70	130	130	180
Verhalten gegenüber Wasser	ungenügend	sehr gut	sehr gut	gut	gut
Walkbeständigkeit	mässig	gut	gut	sehr gut	sehr gut
Oxidationsstabilität	gut	gut	sehr gut	gut	sehr gut
Preis	+	++	++++	+++	+++++

3.7.2.3 Festschmierstoffe

Festschmierstoffe werden zur Schmierung unter extremen Bedingungen eingesetzt. Beispielsweise bei sehr hohen oder sehr tiefen Temperaturen sowie in aggressiven Medien (z.B. Säuren) oder im Vakuum werden vorzugsweise Festschmierstoffe eingesetzt. Man setzt die Festschmierstoffe auch dann ein, wenn man aus wartungstechnischen, sicherheitstechnischen, umwelttechnischen oder gesundheitlichen Gründen nicht auf die Öle und Fette zugreifen kann.¹⁹⁰ Die Festschmierstoffe liegen in Pulverform vor und werden durch Aufreiben an die Reibstellen gebracht.¹⁹¹

Hauptsächlich kann man die Festschmierstoffe in folgende vier Gruppen unterteilen:¹⁹²

→ Verbindungen mit Schichtgitterstruktur

- Molybdändisulfid
- Graphit
- Graphitfluorid
- Hexagonales Bornitrid
- Metallhalogenide

→ Oxidische und fluoridische Verbindungen der Übergangs- und Erdalkalimetalle

- Bleioxid
- Calciumfluorid

¹⁸⁹ Cléménçon, H., 2007,

http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAGING/local_assets/downloads/a/ABC_D_Mai_2009.pdf, S. 72

¹⁹⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

¹⁹¹ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

¹⁹² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

- Molybdänoxid
- Wolframoxid
- Zinkoxid
- Cadmiumoxid
- Kupferoxid
- Titandioxid
- Bariumfluorid
- Strontiumfluorid
- Ceriumfluorid
- Antimontrioxid
- Lithiumfluorid
- Natriumfluorid

→ Weiche Metalle

- Blei
- Indium
- Silber
- Zinn

→ Polymere

- PTFE
- Polyamid

a) Verbindungen mit Schichtgitterstruktur

Molybdändisulfid (MoS_2) und Graphit sind die wichtigsten Festschmierstoffe in dieser Kategorie. Chemisch ist Molybdändisulfid sehr stabil¹⁹³, besitzt ein hexagonales Gitter¹⁹⁴ und hat eine geringe Reibung bei Gleitbeanspruchung.¹⁹⁵ Wegen der geringen Bindungskräfte zwischen den hexagonalen Gleitflächen, bei denen kein Einbau von Fremdatomen notwendig ist, eignet sich Molybdändisulfid vor Allem für den Einsatz im Vakuum.¹⁹⁶ Weiterhin ist Molybdändisulfid unempfindlich gegen die radioaktive Strahlung, und seine maximale Betriebstemperatur liegt bei ca. 300°C .¹⁹⁷ Unter bestimmten Bedingungen können die durch Gasphasenabscheidung erzeugten, sauerstofffreie MoS_2 -Schichten Reibungszahlen von $f = 0,001$ erreichen. Dies entspricht einer Scherspannung von ca. 1 MPa.¹⁹⁸

Graphit ist chemisch ebenfalls sehr stabil¹⁹⁹ und besitzt ein hexagonales Gitter²⁰⁰. Er ist unempfindlich gegen die radioaktive Strahlung und seine maximale Betriebstemperatur liegt bei ca. 600°C .²⁰¹ Um die Scherkräfte zwischen den Gleitflächen zu reduzieren, werden in das Graphitgitter Wassermoleküle oder Fremdatome interkaliert. Aus diesem Grund sind die Graphitschmierstoffe bei zusätzlicher Feuchtigkeit sehr schmierwirksam. Im Vakuum allerdings oder bei hohen Temperaturen desorbieren die Wassermoleküle aus dem Graphit und die Reibungszahl steigt enorm. Folglich eignen sich die Graphitschmierstoffe nicht für den Einsatz im Vakuum.²⁰² Auf dem unteren Bild ist die Abhängigkeit der Reibungszahl der beiden Festschmierstoffe von dem Gasdruck dargestellt.²⁰³

¹⁹³ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

¹⁹⁴ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

¹⁹⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

¹⁹⁶ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

¹⁹⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

¹⁹⁸ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

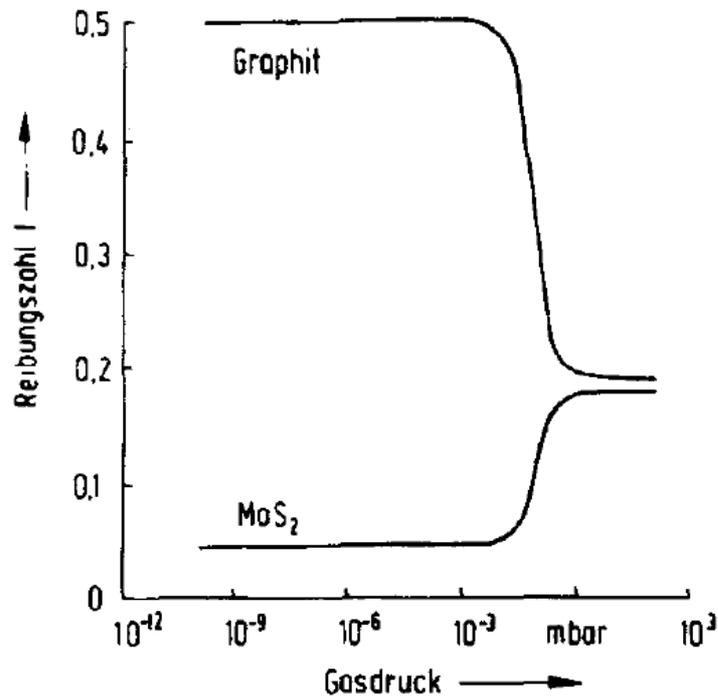
¹⁹⁹ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

²⁰⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

²⁰¹ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

²⁰² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

²⁰³ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262



Reibungszahl von Graphit und Molybdändisulfid in Abhängigkeit vom Gasdruck des Umgebungsmediums (Buckley, 1981)

Abb. 22: Abhängigkeit der Reibungszahl zweier Festschmierstoffe vom Gasdruck²⁰⁴

In der Regel nimmt der Verschleiß der Festschmierstoffschichten mit steigender Belastung und Geschwindigkeit zu. Bei Festschmierstoffen auf Molybdändisulfidbasis hat die Geschwindigkeit auf die Lebensdauer einen stärkeren Einfluss als die Belastung.²⁰⁵

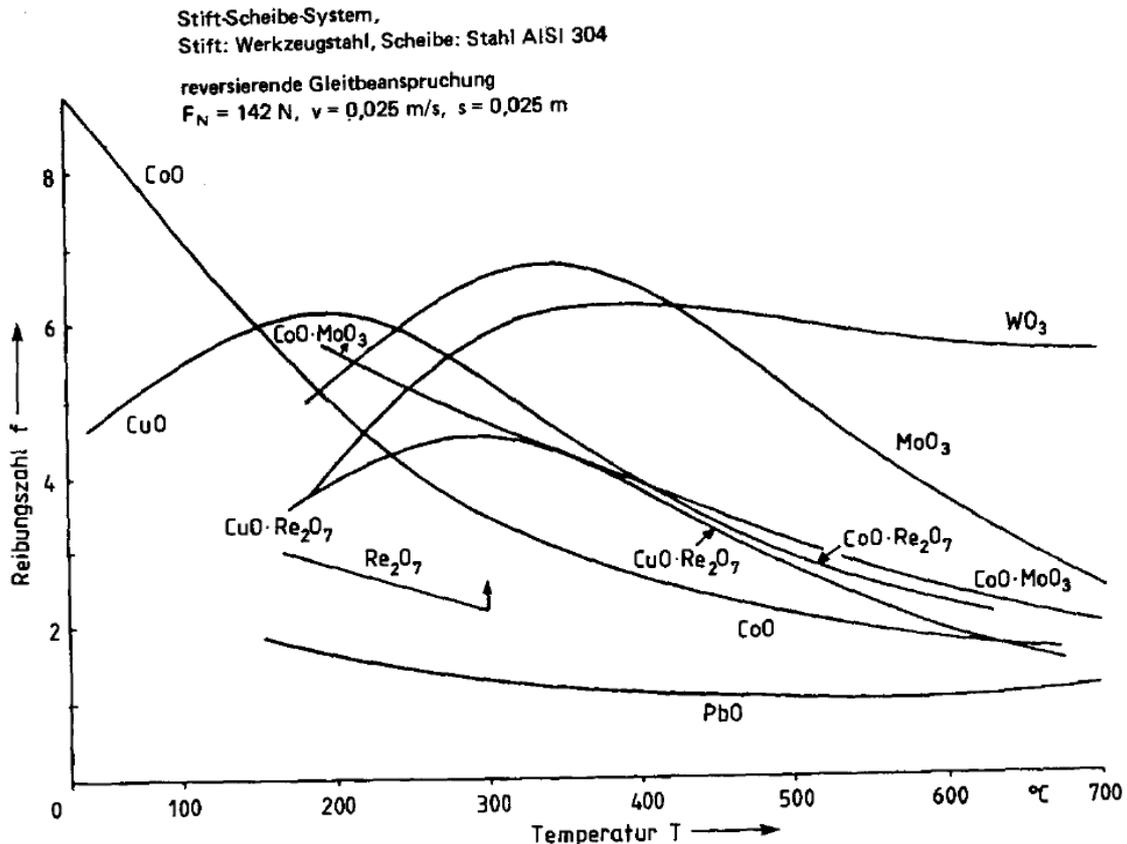
b) Oxidische Verbindungen der Übergangs- und Erdalkalimetalle

Die Oxide bilden keine ausgeprägten Schichtgitter mit schwachen van-der-Waals-Bindungen. Sie bilden vielmehr ionische und teilweise auch kovalente Bindungen. Aus diesem Grund liegen bei den meisten Oxiden die Reibungszahlen bei Raumtemperaturen im Bereich von $f > 0,2$. Bleioxid beispielsweise besitzt eine relativ niedrige, von der Temperatur fast unabhängige Reibungszahl. Diese ist aber nur bei hinreichend großen Gleitgeschwindigkeiten gegeben. Auf dem unteren Bild sind die Reibungszahlen einiger Oxide in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt.²⁰⁶

²⁰⁴ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 263

²⁰⁵ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 262

²⁰⁶ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 265



Temperaturabhängigkeit der Reibungszahl von Oxiden (Peterson, Calabrese und Stupp, 1982)

Abb. 23: Reibungszahlen einiger Oxide in Abhängigkeit von der Temperatur²⁰⁷

c) Fluoridische Verbindungen der Übergangs- und Erdalkalimetalle

Im Bereich der Hochtemperaturfeststoffschmierung spielen die Fluoride der Alkali- und Erdalkalimetalle eine besondere Rolle. Diese Verbindungen bilden reine, kubische Ionenkristalle, die bei Raumtemperaturen spröde sind. Mit steigender Temperatur nimmt die Ionenbeweglichkeit im Kristall zu und ermöglicht eine plastische Verformbarkeit der Kristallstruktur. Die plastische Verformbarkeit steigt mit dem sinkenden Schmelzpunkt der Substanzen.

Um die recht hohe Reibungszahlen (0,4 – 0,5) bei Raumtemperaturen, infolge der Sprödigkeit, zu reduzieren, versucht man beispielsweise bei Calciumfluorid durch Zusatz eines weiteren Fluorids den Schmelzpunkt zu erniedrigen. Dadurch wird versucht die plastische Verformbarkeit und somit geringere Reibungszahlen zu tieferen Temperaturen zu verschieben.²⁰⁸

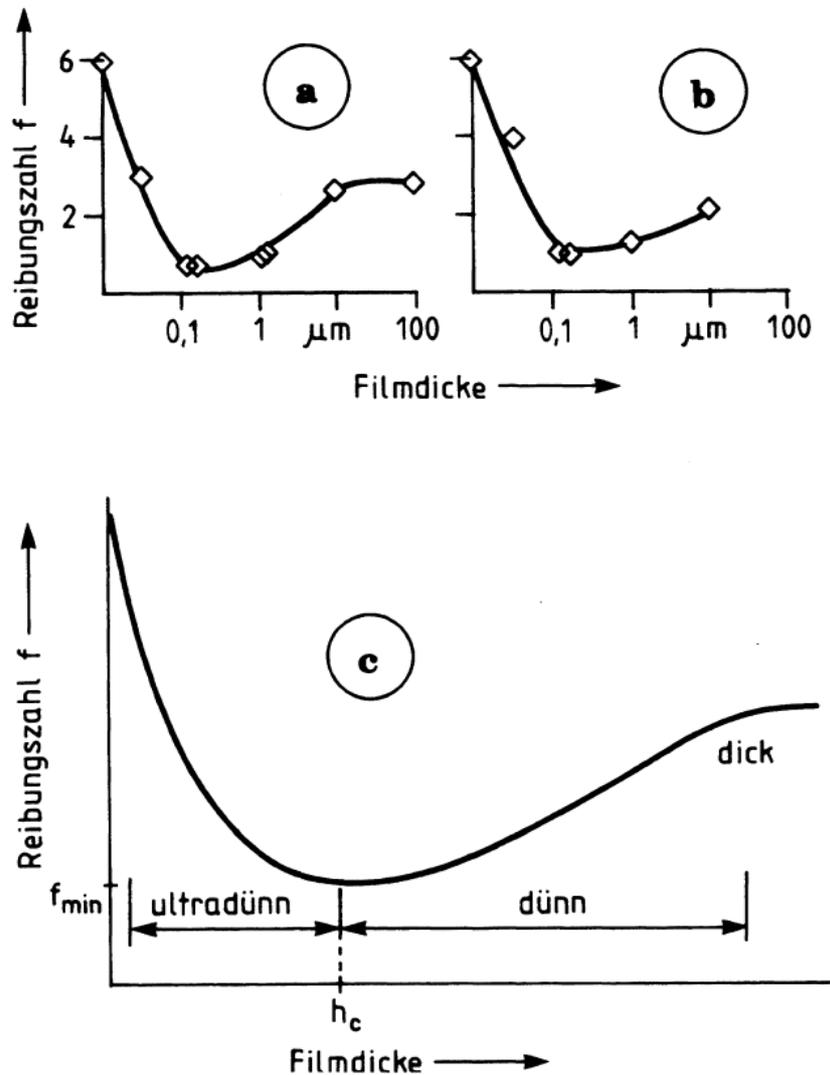
d) Weiche Metalle

Weiche Metalle besitzen eine geringe Scherfestigkeit, hohe Duktilität und hohe thermische Leitfähigkeit. Dadurch wird die Ableitung von Reibungswärme enorm gefördert. Das tribologische Verhalten metallischer Festschmierstoffschichten ist sehr stark von

²⁰⁷ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 266

²⁰⁸ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 267

der Schichtdicke und der Härte des Substratwerkstoffes sowie des Gegenkörperwerkstoffes abhängig. Auf dem unteren Bild 24 ist die Abhängigkeit der Reibungszahl von der Dicke von Blei- und Goldfilm dargestellt.²⁰⁹



Reibungsverhalten dünner, weicher Metallfilme (Spalvins und Buzek, 1981)

- a) Blei
- b) Gold
- c) schematischer Ablauf

Abb. 24: Abhängigkeit der Reibungszahl von der Dicke von Blei- und Goldfilm²¹⁰

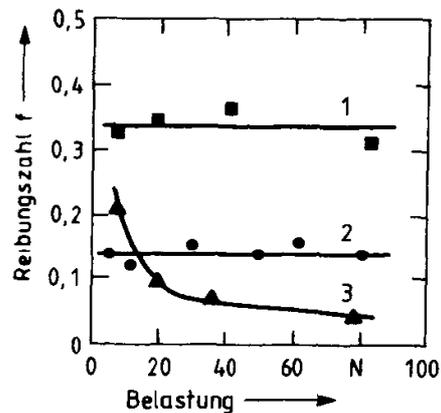
Wie man dem Bild entnehmen kann, liegt die optimale Filmdicke von Gold und Blei im Bereich von 0,1 und 1 μm , denn hier erreichen die Reibungszahlen die geringsten Werte. Unterhalb der optimalen Schichtdicke steigt die Reibungszahl infolge der zunehmenden Substratkontakte an. Oberhalb der optimalen Schichtdicke erhöht sich der An-

²⁰⁹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 268

²¹⁰ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 268

teil der plastischen Verformungen im Film, wodurch die Reibwerte sich ebenfalls erhöhen.²¹¹

Bei der Feststoffschmierung mit weichen Metallen ist es ebenfalls möglich, dass die Reibungszahlen mit steigenden Belastungen abnehmen. Diese Besonderheit ist auf dem unteren Bild anhand einer Stahlpaarung mit einem 40 µm dicken Indiumfilm dargestellt.²¹²



Reibung von Stahlgleitpaarungen
(Bowden und Tabor, 1950)

- 1) ungeschmiert
- 2) mit Mineralöl
- 3) mit einem 40 µm dicken In-Film

Abb. 25: Stahlpaarung mit einem 40 µm dicken Indiumfilm²¹³

Zu den Nachteilen beim Einsatz von Festschmierstoffen gehören der kontinuierliche Abrieb der Schmierstoffschicht (ein Nachschmieren ist im allgemeinen nicht möglich oder sehr aufwendig), die höheren Reibungsverluste durch Trockenreibung gegenüber Flüssigkeitsreibung und der teilweise problematische Korrosionsschutz (z.B. bei Verwendung von MoS₂).²¹⁴

3.7.2.4 Schmierpasten

Die Schmierpasten bestehen aus einem Grundöl und einem Festschmierstoff (20 – 70%). Sie werden häufig dann verwendet, wenn das Auftragen von Pulver zu aufwendig und zu schwierig ist. Die Wirkungsweise von Schmierpasten liegt darin, dass sie die Rauheitstäler der Kontaktflächen ausfüllen und somit deren Oberflächenverbesserung bewirken. Auch der Einsatz bei höheren Temperaturen ist möglich, weil dann nämlich nur noch der Festschmierstoff wirkt.

Als nachteilig gilt hier die fehlende Abführbarkeit von Wärme bzw. Verschleiß- und Schmutzpartikeln. Verwendet werden die Schmierpasten zur Schmierung hochbelasteter Gleit- und Wälzlager, Zahnräder, Achsen, Kugelgelenke und zur Lebensdauerschmierung feinmechanischer Geräte.²¹⁵

²¹¹ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 268

²¹² Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 268

²¹³ Czichos, H., Habig, K.-H., 2003, S. 269

²¹⁴ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

²¹⁵ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

3.7.2.5 Gleitlacke

Bei Gleitlacken handelt es sich um Schichten ($\leq 20\mu\text{m}$) auf Basis von Kunstharz bzw. Lack, die statt Farbpigmenten Festschmierstoff-Partikel enthalten. Die Gleitlacke werden durch Streichen, Tauchen oder Spritzen aufgetragen. Häufige Anwendungen finden die Gleitlacke bei Gleitflächen mit hoher Belastung.²¹⁶

3.7.2.6 Schmierwachse

Die Schmierwachse werden zur Vereinfachung von Bauteilmontage eingesetzt (z.B. Dichtungen).²¹⁷

4. Tribometrie allgemein

Tribometrie ist die Sammelbezeichnung für das Messwesen auf dem Gebiet der Tribologie. Tribometrie ist stets mit Bewegungen verbunden, weswegen die Prüfeinrichtungen nicht nach statischen Gesichtspunkten beurteilt werden können. Deshalb sind sowohl bei der Durchführung als auch bei der Auswertung der Messergebnisse immer die dynamisch-mechanischen Grundsätze zu betrachten.

Jede auch noch so geringe Masse übt in der Bewegung eine dynamische Kraft aus. Dadurch werden die statischen Gewichtskräfte stets durch dynamische Zusatzkräfte der Bewegung überlagert. Somit gilt für alle Prüfverfahren, je größer die Wechselkräfte bzw. Spannungsausschläge und je zahlreicher die Lastwechsel sind, desto schneller ermüden die Werkstoffe.²¹⁸

Die durch Untersuchungsverfahren ermittelten quantitativen Messwerte bzw. Messdaten hängen nicht nur von der Sorgfältigkeit der durchgeführten Messungen, sondern auch von den dynamischen Zusatzkräften der Prüfeinrichtungen sowie von Präzisionen der Messgeräte und Messverfahren ab. Jede tribologische Prüfmaschine besteht aus vielen Bauteilen und Baugruppen, welche beweglich miteinander verbunden sind. Diese Bauteile erzeugen infolge ihrer Bewegungen und Schwingungen zusätzliche dynamische Massenkkräfte. Solche freien Schwingungen werden durch Unwuchten, Oberflächenrauheiten, Lagerspiele, Elastizität, Kompressibilität, Schmierstoffviskositäten angeregt bzw. gedämpft. Durch elektromagnetische Antriebe (Elektromotoren) entstehen ebenfalls Schwingungen, welche das Beanspruchungskollektiv zusätzlich beeinflussen. Sogar die Montagearbeiten (Reparaturen, Überholungen) an einer Prüfmaschine können zu deren veränderten dynamischen Schwingungsverhältnissen führen und somit die Messwerte beeinflussen. Daher kann man die Messwerte, gewonnen mittels Prüfmaschinen unterschiedlicher Bauformen und Bauarten, nicht direkt miteinander vergleichen, da die Messwerte deutlich voneinander abweichen können. Zusätzlich können die Messwerte auch noch durch Rechenoperationen verfälscht werden. Daher sollte es vermieden wer-

²¹⁶ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

²¹⁷ Muhs, D. et al., 2005, S. 766

²¹⁸ Jünemann, 1997, S. 1

den, unnötige Rechenoperationen mit den Messwerten durchzuführen. Tribologische Messergebnisse sollten vielmehr von Fachleuten interpretiert und gewichtet werden.²¹⁹

4.1 Tribologische Prüfstände und –methoden für die Schmierstoffprüfung

Mit der steigenden Weiterentwicklung der Technik wurde der Bedarf an geeigneten Prüfmöglichkeiten für Schmierstoffe sehr groß. Früher gab es, abgesehen von dem Vierkugelapparat, nur sehr wenige allgemein akzeptierte, anerkannte Prüfmaschinen und Methoden. Diese konnten nicht mehr die, für die neuen Anforderungen notwendigen Informationen liefern. So kam es zu einer rasanten Entwicklung von Maschinen zur Untersuchung unterschiedlicher Schmierstoffe. Viele dieser Maschinen konnten mit der immer schneller werdenden Entwicklung von Schmierstoffen nicht mithalten und veralteten. Nur wenige haben sich bewährt und sind bis heute noch im Einsatz.²²⁰

Nicht jede Schmierstoff-Prüfmaschine und nicht jedes Prüfverfahren kann genormt werden. Die Normfähigkeit tribologischer Prüfungsmethoden hängt von vielen Faktoren ab. Die wichtigsten dieser Faktoren sind die Akzeptanz, der Bedarf und die erzielbare Präzision der Prüfergebnisse. Somit können nur solche Prüfstände und Methoden normiert werden, die hinsichtlich der Wiederholbarkeit und Vergleichbarkeit der Ergebnisse gewisse Mindestanforderungen erfüllen. Der Vorteil solcher genormten Prüfstände liegt darin, dass ihre Präzision ständig unter Beteiligung vieler Schmierstofflabore überprüft und kontrolliert wird. Somit ist hier eine breite Erfahrungsbasis vorhanden. Trotz vieler Vorteile der genormten Prüfverfahren kann heute in vielen Anwendungsfällen nicht auf den Einsatz von speziellen, für die bestimmten Wirtschaftsbereiche wichtigen, nicht genormten Prüfverfahren verzichtet werden.²²¹

4.2 Genormte tribologische Prüfverfahren für Schmierstoffe

Die Normung von Prüfständen und Prüfmethoden für Schmierstoffe erfolgt in Deutschland über im FAM (Fachausschuss für Mineralöl- und Brennstoffnormung des Normenausschusses Materialnormung NMP) organisierte Ausschüsse und Arbeitsgruppen. In regelmäßigen Abständen werden Ringuntersuchungen zur Prüfung der Präzision einzelner Prüfstände durchgeführt. Zudem wird dabei sichergestellt, dass alle Beteiligten auf dem gleichen Stand der Technik sind. Die gemeinsame Beteiligung sowohl der Schmierstoffhersteller als auch der Schmierstoffanwender an den Ringversuchen ist sehr wichtig, denn nur so kann sichergestellt werden, dass die Normen immer dem Stand der Technik entsprechen.²²²

Folgende Prüfverfahren sind heute in Deutschland genormt bzw. befinden sich noch im Prozess der Normung²²³:

²¹⁹ Jünemann, 1997, S. 24

²²⁰ Laukotka, E. M., 1997, S. 80f

²²¹ Laukotka, E. M., 1997, S. 81

²²² Laukotka, E. M., 1997, S. 81

²²³ Laukotka, E. M., 1997, S. 82

- DIN 51 347: Prüfungen mit dem Verschleißprüfgerät nach Bugger (Entwurf)
- DIN 51 350: Prüfungen mit dem Shell-Vierkugel-Apparat
- DIN 51 354: Prüfungen mit der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine
- DIN 51 361: Prüfung von Motorenölen im MWM Prüfdieselmotor
- DIN 51 382: Bestimmung der Scherstabilität, Verfahren mit der Dieseleinspritzdüse
- DIN 51 389: Prüfungen in der Flügelzellenpumpe
- DIN 51 434: Prüfungen mit der Timken-Maschine
- DIN 51 816-1: Förderverhalten von Schmierfetten im Shell-Delimon Rheometer
- DIN 51 819: Prüfungen mit dem FAG Wälzlager-Prüfsystem FE 8 (Entwurf)
- DIN 51 821: Prüfungen mit dem FAG-Wälzlagerfett-Prüfgerät FE 9
- DIN 51 834: Prüfungen mit dem Translatorischen Oszillations-Prüfgerät

Da das modifizierte Vierkugel-Tribometer der HAW Hamburg (Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg), um das es sich in dieser Diplomarbeit handelt, auf den Grundlagen des Shell-Vierkugel-Apparates basiert, werden nachfolgend die wesentlichen Inhalte der DIN 51 350 (Prüfungen mit dem Shell-Vierkugel-Apparat) kurz aufgelistet.

4.3 DIN 51 350 - Prüfungen mit dem Shell-Vierkugel-Apparat²²⁴

- Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen
- Teil 2: Bestimmung der Schweißkraft von flüssigen Schmierstoffen
- Teil 3: Bestimmung von Verschleißkennwerten flüssiger Schmierstoffe
- Teil 4: Bestimmung der Schweißkraft von konsistenten Schmierstoffen
- Teil 5: Bestimmung von Verschleißkennwerten konsistenter Schmierstoffe
- Teil 6: Bestimmung der Scherstabilität von polymerhaltigen Schmierstoffen

²²⁴ Laukotka, E. M., 1997, S. 84

4.4 Prinzipskizze des Shell-Vierkugel-Apparates

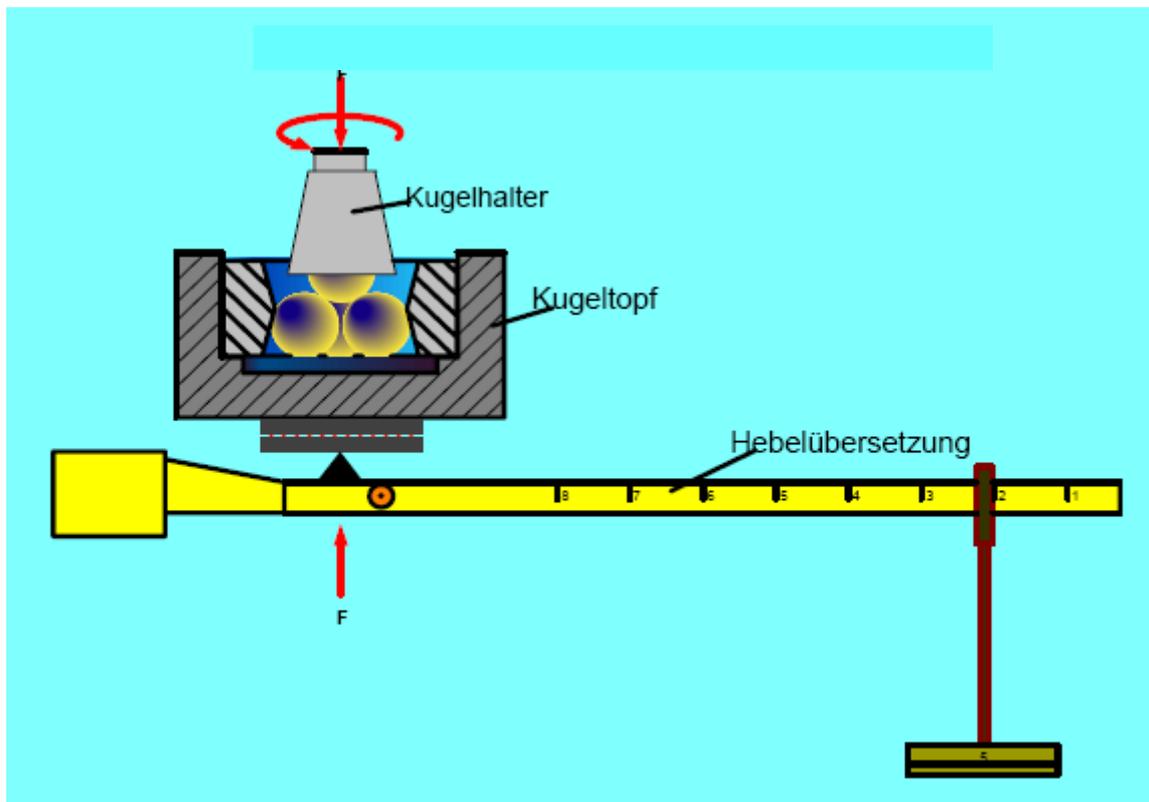
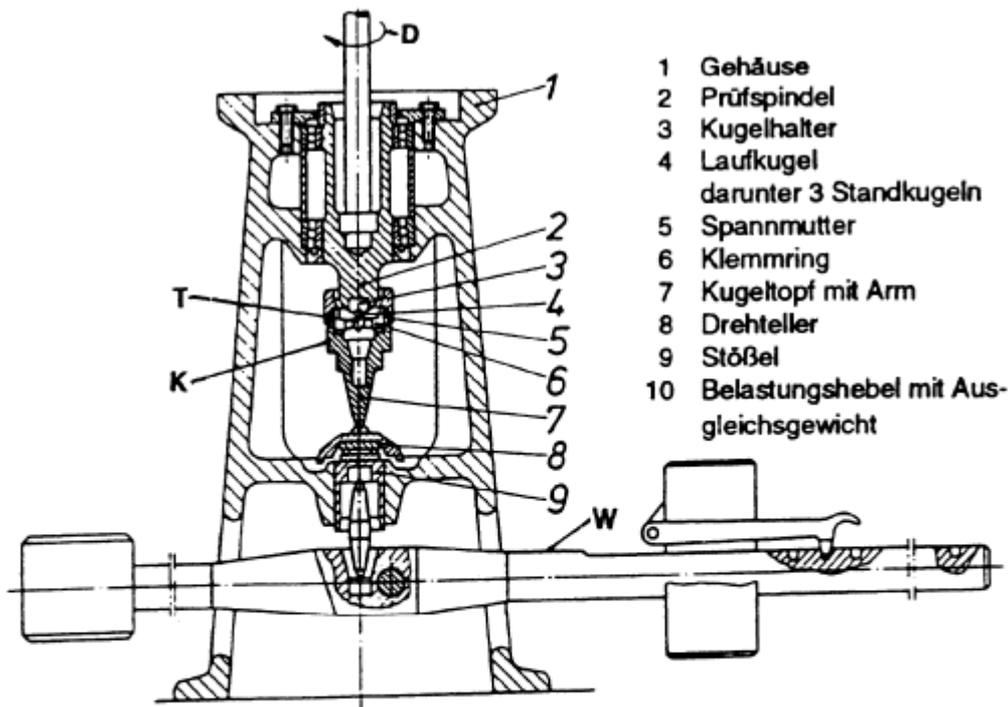


Abb. 26: Prinzipskizze des Shell-Vierkugel-Apparates²²⁵

Der Shell-Vierkugel-Apparat (VKA) ist eines der ältesten und bekanntesten Schmierstoff-Prüfgeräte. Er liefert Kennwerte von hoher Präzision und ist weltweit in den meisten Schmierstofflaboratorien vorhanden. Mit diesem Gerät lassen sich die meisten Schmierstoffe auf die eine oder andere Art untersuchen.²²⁶

²²⁵ Roos, http://www.swissroos.ch/SHELL_Vierkugelapparat.pdf

²²⁶ Laukotka, E. M., 1997, S. 84



Zusätzliche Prüfeinrichtungen:

D = Drehzahlimpulsgeber,

K = Kraftaufnehmer zur Ermittlung des Reibmomentes, am Arm angekoppelt

W = Wegaufnehmer, überwacht den vertikalen Verschleiß von Lauf- und Standkugeln durch die Positionsänderung des Belastungshebels

T = Temperatur-Meßfühler

Abb. 27: Vierkugel-Apparat nach DIN 51 350 mit zusätzlichen Meßwertgebern²²⁷

Das tribologische System der klassischen VKA-Prüfungen besteht aus drei fest eingespannten Standkugeln ($\varnothing = 12,700 \text{ mm}$) und einer vierten Kugel gleichen Durchmessers, die in einem Ölbad auf den drei Standkugeln unter einer variablen Prüfbelastung rotiert. Die rotierende Kugel hat einen geschmierten Dreipunkt-Kontakt mit 100% Schlupf mit den drei Standkugeln. Alle vier Kugeln sind Standard-Wälzlagerkugeln III DIN 5401 aus Wälzlagerstahl 100Cr6 (W3). Die Prüfungen auf den VKA dienen der Ermittlung von Kennwerten für Schmierstoffe mit Wirkstoffen, die hohe Flächenpressungen im Mischreibungsgebiet zulassen sollen. Eine Beurteilung hinsichtlich des Verhaltens dieser Schmierstoffe in Maschinenelementen kann mit diesen Verfahren nicht erfolgen.²²⁸

4.4.1 Prinzip mit Kegelrollenlager

Seit kurzem gibt es ein weiteres Testverfahren, bei dem das zu prüfende Öl mit einem rotierenden Kegelrollenlager im Tauchschmierverfahren (40 ml) geschert wird. Die Drehzahl, Temperatur sowie die Belastung werden während der gesamten Prüfdauer konstant gehalten. Dieses Verfahren wird zur Bestimmung der Scherstabilität von polymerhaltigen Schmierölen sowie Druckflüssigkeiten angewendet. Als Ergebnis gilt hier

²²⁷ Jünemann, 1997, S. 29

²²⁸ Laukotka, E. M., 1997, S. 85

die Verringerung der kinematischen Viskosität bei 100°C. Wegen seiner Einfachheit und der günstigeren Durchführbarkeit löst dieses Verfahren den Stabilitätstest mit der FZG-Zahverspannungs-Prüfmaschine ab. Durch leichte Modifizierungen am Lagertopf können mittlerweile auch tribologische Versuche an keramischen Kugellagern durchgeführt werden.²²⁹

5. Vierkugel-Tribometer

Das Vierkugel-Tribometer ist ein Versuchsstand des Labors für Maschinenelemente und Tribologie an der HAW Hamburg. Das Gerät wurde, wie bereits im vorherigen Kapitel beschrieben, auf der Basis des Shell-Vierkugel-Apparates entwickelt und dient dazu, systematische Gleitreibungsuntersuchungen an unterschiedlichen Schmierstoffen durchzuführen. Mit dem Gerät können sowohl Schmieröle, als auch Schmierfette untersucht werden. Hauptsächlich dient das Gerät jedoch den Gleitreibungsuntersuchungen an Schmierfetten.

5.1 Aufbau des Gerätes

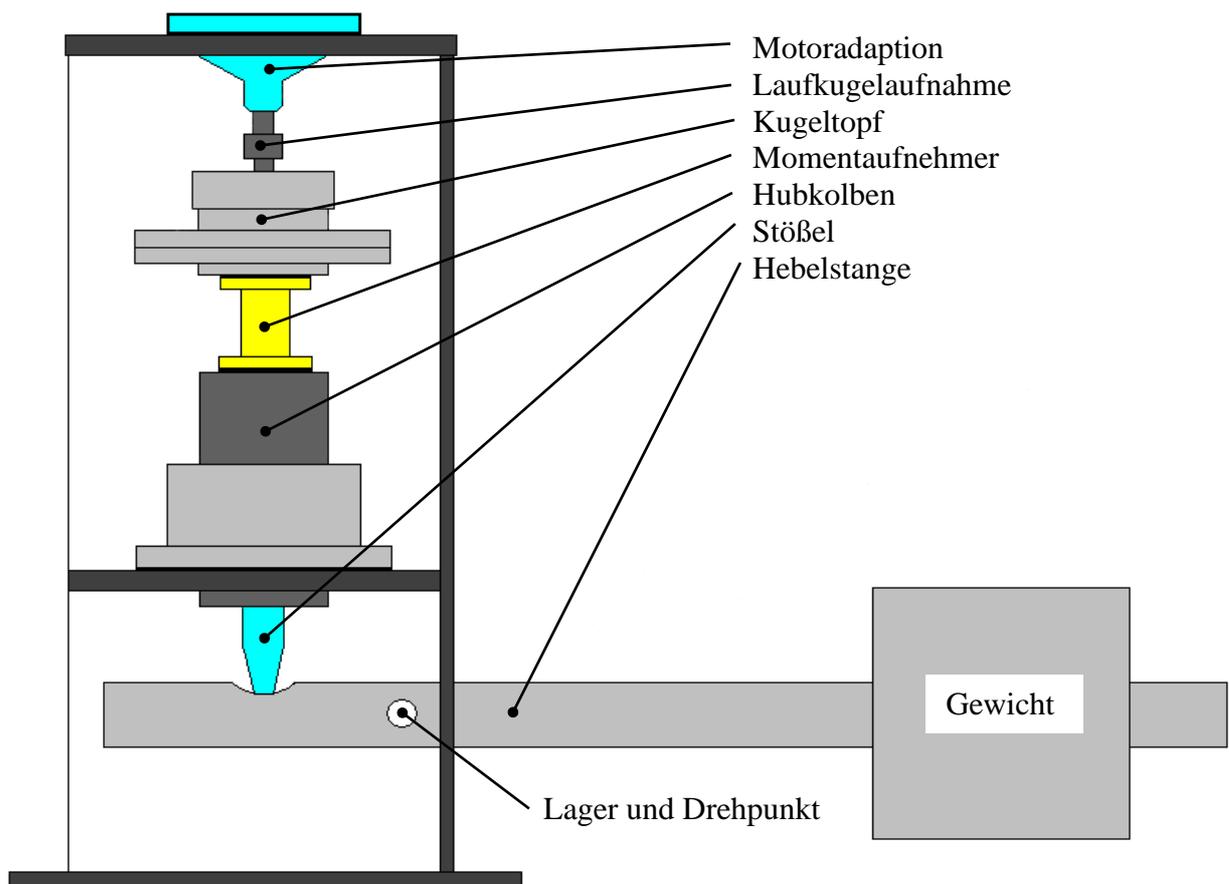


Abb. 28: Schematische Darstellung des Vierkugel-Tribometers

²²⁹ Roos, http://www.swissroos.ch/SHELL_Vierkugelapparat.pdf

Der momentane Aufbau des Tribometers ist dem des Shell-Vierkugel-Apparates nachempfunden. Das Gerät besteht hauptsächlich aus einer Art Gehäuse bzw. Gerüst, welches die Komponenten des Versuchsstandes in sich vereint. Auf dem oberen Bild ist der Aufbau des Vierkugel-Tribometers schematisch dargestellt. Nachfolgend werden die jeweiligen auf dem Bild dargestellten Hauptkomponenten des Tribometers genauer vorgestellt und beschrieben.

Die Hauptkomponenten des Tribometers sind:

- Gleichstrom-Nebenschlussmotor
- Motoradaption
- Laufkugelaufnahme
- Kugeltopf (bestehend aus zwei Komponenten)
 - Komponente 1: Schmierstoff- und Kugelaufnahme
 - Zentrierbuchse für die Reibkugel
 - Deckel für den Schmierstoff- und Kugelbehälter
 - Komponente 2: Aufnahme der Drehmomentmessbuchse
- Torsionsbuchse (Reibmomentaufnehmer)
- Hubkolben (Führung des Kugeltopfs)
- Stößel
- Hebelstange mit Gewicht

5.1.1 Gleichstrom-Nebenschlussmotor



Der Elektromotor wird oben auf dem Tribometer zusammen mit der Motoradaption (siehe weiter unten) befestigt. Er treibt den Laufkugelaufnehmer und somit die Laufkugel an.

Abb. 29: Gleichstrom-Nebenschlussmotor

5.1.2 Motoradaption



Die Motoradaption zentriert den Motor auf dem Gehäuse. Weiterhin wird in der Motor-adaption die Laufkugelaufnahme gelagert. Zusätzlich nimmt die Motoradaption die axiale Last auf.

Abb. 30: Motoradaption

5.1.3 Laufkugelaufnahme

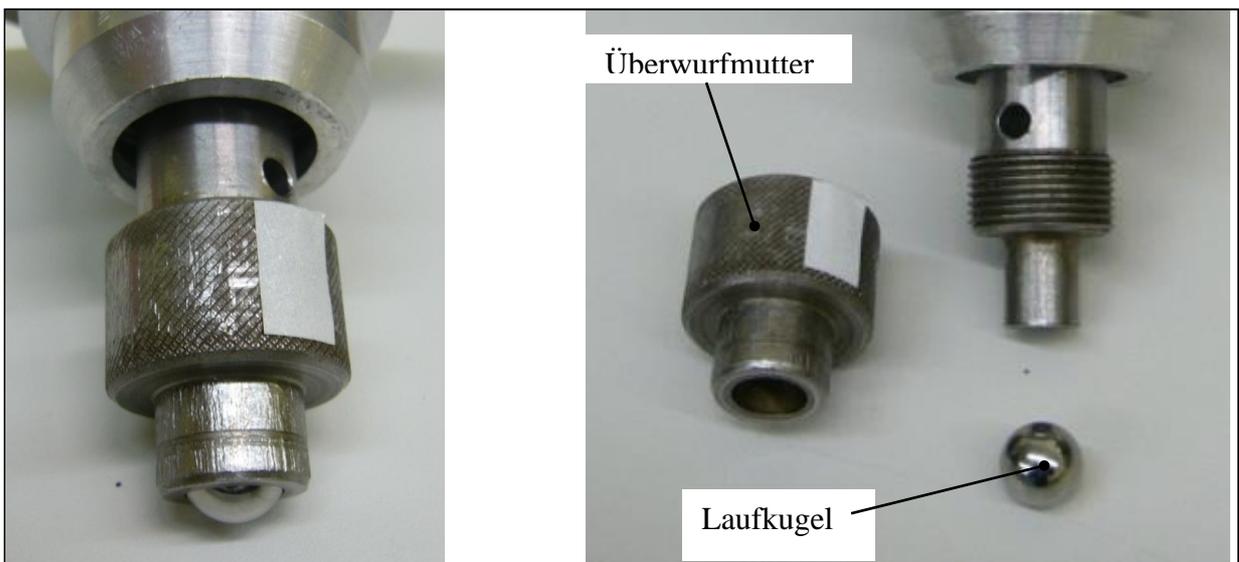


Abb. 31: Laufkugelaufnahme

Die Laufkugelaufnahme ist auf der einen Seite mit der Motorwelle verbunden. Auf der Abb. X befindet sich diese Seite innerhalb der Motoradaption und ist deshalb nicht zu erkennen. Die andere Seite der Laufkugelaufnahme ist, wie der Name schon sagt, die eigentliche Laufkugelaufnahme. Sie nimmt sie mittels einer Überwurfmutter die Laufkugel auf. Die Überwurfmutter klemmt über festes Anziehen die Laufkugel so ein, dass diese sich nicht verdrehen kann und gewährleistet damit einen 100%-igen Schlupf zwischen der Laufkugel und der Reibkugeln während der Versuche.

5.1.4 Kugeltopf

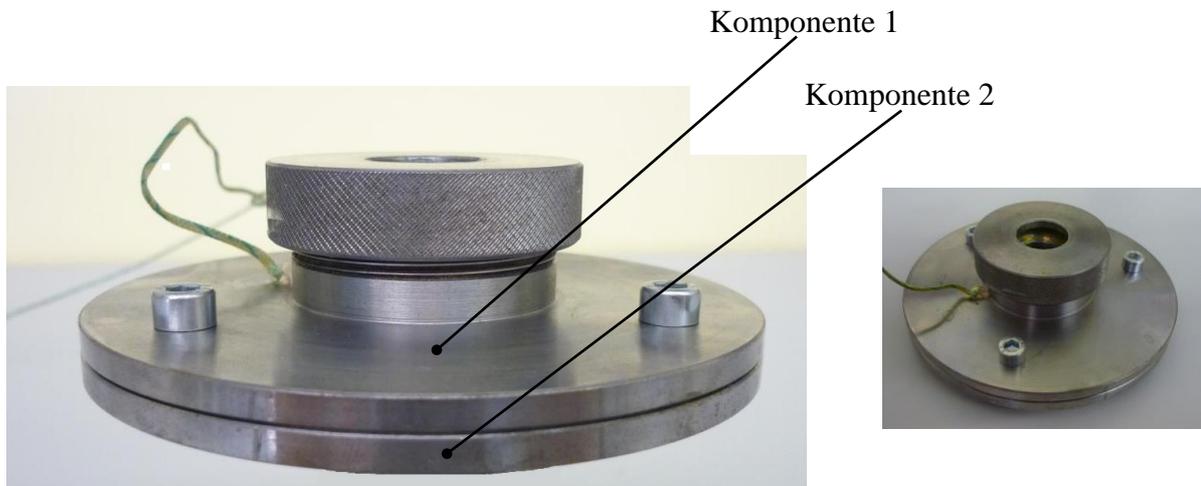


Abb. 32: Kugeltopf

Der Kugeltopf besteht im Wesentlichen aus zwei Komponenten. Diese Bauweise dient einem schnelleren und einfacheren Schmierstoff- sowie Kugelwechsel. Während die untere Scheibe (Komponente 2) fest mit dem Hubkolben (siehe weiter unten) fest verschraubt ist, kann die Komponente 1 durch Lösen der drei Schrauben zum Schmierstoff- oder Kugelwechsel einfach abgenommen werden. Die erste Komponente dient also der Schmierstoff- und Reibkugelaufnahme und schließt noch zwei weitere Bauteile wie die Zentrierbuchse und der Deckel mit ein. Mit der Zentrierbuchse werden die drei Reibkugeln in dem Schmierstoff- und Kugelbehälter zentriert. Durch das Aufschrauben und Anziehen des Deckels werden die Reibkugeln zusätzlich so fixiert, dass diese sich nicht mehr verdrehen können.



Abb. 33: Komponente 1: Schmierstoffaufnahme, Zentrierbuchse, Deckel

5.1.5 Torsionsbuchse

Torsionsbuchse bzw. der Reibmomentaufnehmer ist ein vor ca. 20 Jahren von Studenten der HAW-Hamburg gefertigter Messsensor zur Messung von Reibmomenten an dem Vierkugel-Tribometer. Leider sind keine Bilder von dem Messsensor vorhanden.

5.1.6 Hubkolben



Der Hubkolben ermöglicht eine axiale Bewegung der Bauteile und sorgt für eine Zentrierung dieser Bauteile (Kugeltopf, Torsionsbuchse) im Tribometergehäuse. An dem Hubkolben wird die Torsionsbuchse (Messsensor) befestigt, auf dem wiederum der Kugeltopf angebracht wird.

Abb. 34: Hubkolben

5.1.7 Stößel



Der Stößel sorgt für eine Kraftübertragung vom Hebel zum Hubkolben.

Abb. 35: Stößel

5.1.8 Hebelstange mit Gewicht



Über die Hebelstange mit verschiebbarem Gewicht wird die axiale Betriebslast erzeugt. Anhand eines Hebelprinzips können unterschiedliche Axiallasten eingestellt werden.

Abb. 36: Hebelstange mit Gewicht

5.2 Aufbau und Funktionsweise des Versuchsstandes

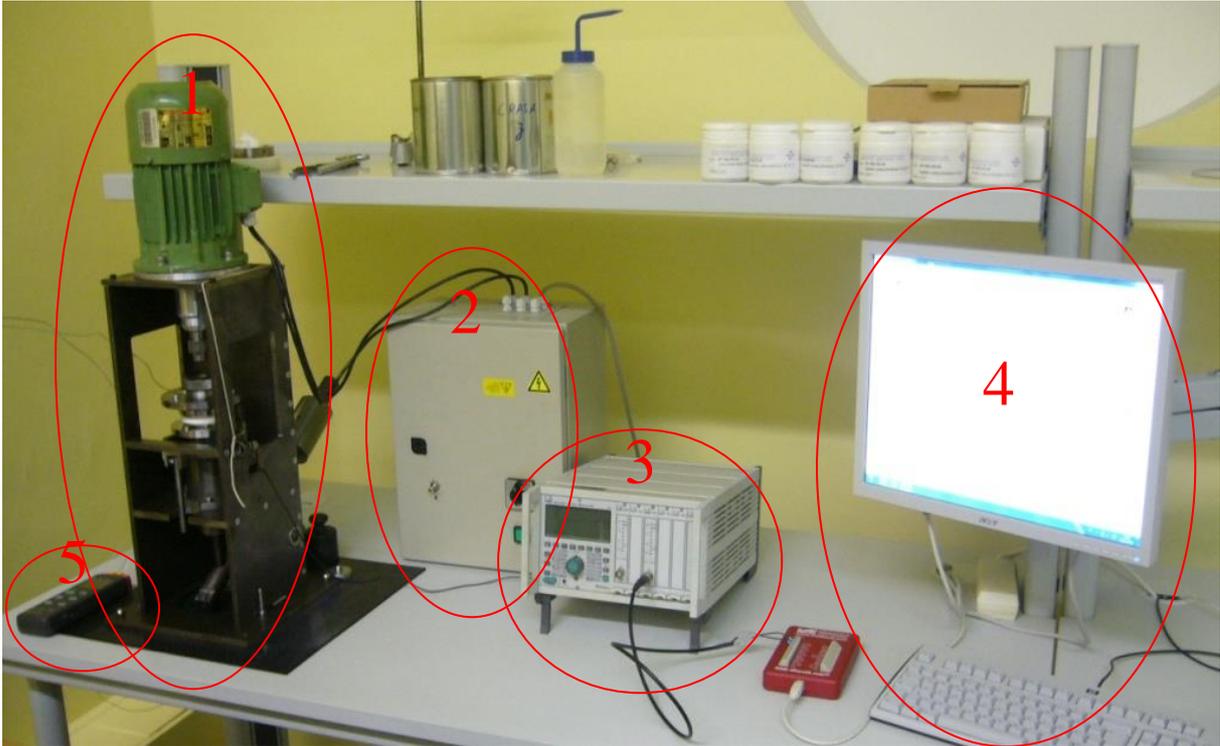


Abb. 37: Aufbau des Versuchsstandes

Der Versuchsstand besteht im Wesentlichen aus sechs Komponenten:

- Vierkugel-Tribometer (1)
- Motorspeisung und Drehzahlsteuerung (2)
- Computer zur Aufnahme und Speicherung der Messwerte (4)
- Verstärker bzw. Messgerät (3)
- Drehzahlmesser (ist auf der Abbildung nicht abgebildet)
- Temperaturmessgerät (5)

Über die Motorspeisung und Drehzahlsteuerung wird der Elektromotor betrieben. Es können somit und mit Hilfe eines Drehzahlmessers stufenlos unterschiedliche Drehzahlen für die Laufkugel eingestellt werden. Wie bereits beschrieben, können zusätzlich unterschiedliche Axiallasten mittels eines Hebelprinzips eingestellt werden.

Beim Starten des Motors wird die Laufkugel zur Rotation gebracht und versucht anhand des Reibmoments, den Kugeltopf zu verdrehen. Der Hubkolben ist gegen das Verdrehen gesichert und somit kann der zwischen dem Kugeltopf und dem Kolben angebrachter Drehmomentsensor diesen Reibmoment erfassen. Über einen Messverstärker wird der Messsignal anschließend über einen USB-Modul digitalisiert und an den Computer weitergegeben. Ein auf dem Rechner installiertes Messprogramm, Tracer DAQ, erfasst diese Messdaten, visualisiert diese auf dem Computerbildschirm und kann sie nach Beendigung des Versuches in einer EXCEL-Datei abspeichern.

Zur Untersuchung der Schmierfetttemperaturen im Kugeltopf ist in den Kugeltopf ein Temperatursensor nachträglich eingebaut worden. Eine digitale Speicherung der Temperaturmessdaten ist noch nicht möglich und so müssen die Temperaturmesswerte falls erforderlich manuell erfasst und notiert werden.

6. Untersuchungen der Temperaturverläufe in Langzeitversuchen

Bis jetzt betragen die Versuchsdauer für die Reibungsuntersuchungen der Fette jeweils 10 min pro Versuch. Innerhalb dieser kurzen Versuchsdauer stieg die Temperatur des Fettes im Kugeltopf infolge der Reibenergie sehr stark an. Somit war die Temperatur während der Versuche nie konstant und veränderte sich ständig. Zur Untersuchung der Reibwerte von Fetten ist es interessant Messungen bei konstanter Temperatur durchführen zu können. Denn je nach Fett kann eine höhere Temperatur die Konsistenz bzw. die Viskosität eines Fettes verändern und möglicherweise damit auch seinen Reibwert. Dadurch kann eine während des Versuchs sich stetig erhöhende Temperatur die gemessenen Reibmomente in Frage stellen.

Auf dem unteren Diagramm 1 ist ein typischer Temperaturenverlauf eines 10-minütigen Versuches dargestellt.

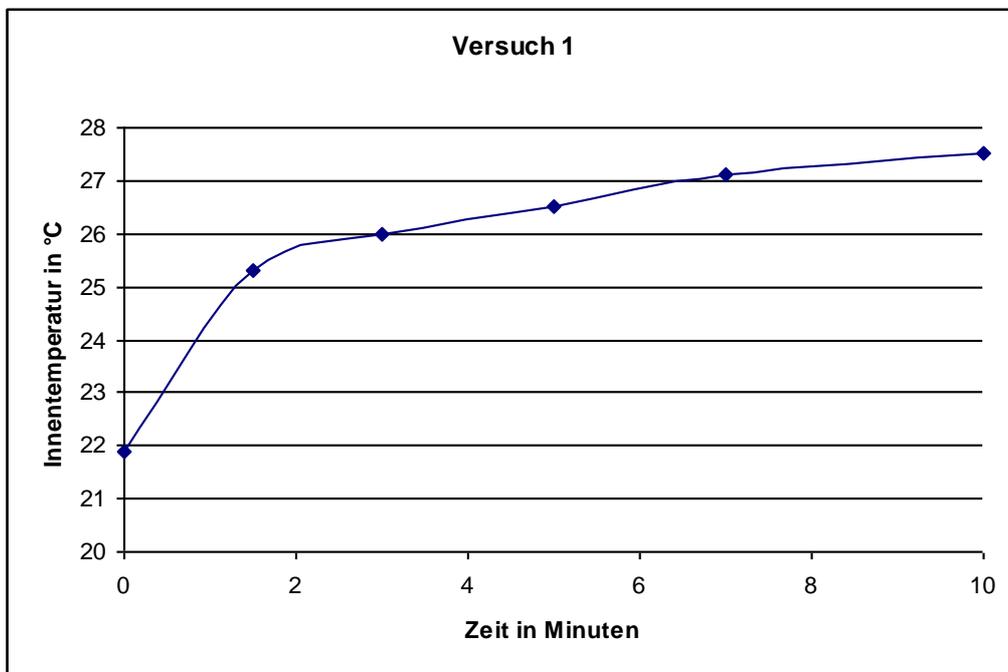


Diagramm 1: Temperaturenverlauf eines 10-minütigen Reibversuchs

Wenn man diesen Temperaturverlauf genau betrachtet, so stellt man fest, dass sich die Temperatur innerhalb der Versuchszeit um mehr als 5°C erhöht. Zusätzlich ist deutlich zu erkennen, dass die größte Steigerung der Temperatur in den ersten 3 – 4 Minuten stattfindet. Danach flacht der Temperaturanstieg zum Ende des Versuchs zwar immer mehr ab, ist jedoch immer noch signifikant.

Möchte man nun die Reibversuche bei konstanter Temperatur durchführen, kommt man nicht um eine Temperaturregelung herum. Allerdings ist diese Methode erst ein Mal aufwendig zu realisieren. Deshalb soll zunächst eine einfachere Methode ausprobiert werden. Das Prinzip dieser Methode beruht auf der erhöhten Versuchsdauer. Man hat

bereits gesehen, dass mit der fortschreitenden Versuchsdauer der Temperaturanstieg immer flacher wird. Dies liegt vor allem darin, dass die Abkühlgeschwindigkeit bei steigender Temperaturdifferenz zur Umgebung immer stärker wird. Bei einer bestimmten Versuchsdauer könnte somit ein Gleichgewichtszustand erreicht werden, wo die Abkühlung gleich der Aufwärmung ist und die Temperatur sich nicht mehr verändert. Dieser Gleichgewichtszustand sollte anschließend für die Messungen der Reibwerte ausgenutzt werden. Zur Untersuchung dieser Methode werden nachfolgend mehrere Langzeitversuche durchgeführt. Bei diesen Versuchen sind hauptsächlich die Temperaturenverläufe von Bedeutung. Die Reibwertverläufe spielen eher eine untergeordnete Rolle.

6.1 Versuchsdurchführung

6.1.1 Erste Vorbereitungen

Vor der eigentlichen Durchführung der Versuche müssen zunächst noch einige Vorbereitungen durchgeführt werden. Als Erstes muss geprüft werden, ob die Messkette einwandfrei funktioniert. Hierzu muss geprüft werden, ob der Messsensor an den Messverstärker angeschlossen ist und ob der Messverstärker mit dem Rechner verbunden ist. Wenn Alles ordnungsgemäß miteinander verbunden ist, werden der Messverstärker und der PC eingeschaltet.

Anschließend müssen noch einige Einstellungen am Messverstärker durchgeführt bzw. kontrolliert werden. Die verwendeten Einstellungsparameter für den Messverstärker wurden einer Studienarbeit von Martin Borchardt und Heinz Seidel (Seite 21) entnommen.

Einstellungsparameter für den Messverstärker:

• Eingangsspannung	U = 1V
• Range (Messbereich)	200
• Gauge (Verstärkung)	10
• Units (Einheiten)	NM
• Indicationc(Anzeige Schalter)	S2
• Frequenz	10 Hz BU
• DISP (Display)	50000
• DECP (Dezimalpunkt)	50.000
• Step (Schritte)	000001

Die vom Messverstärker gelieferten Daten liegen in analoger Form vor und müssen zur Weiterverwendung am PC digitalisiert werden. Dazu gibt der Messverstärker die Messdaten zuerst analog an ein USB-Modul der Firma ME und dieser gibt diese Daten anschließend an den PC weiter. Für die anschließende Visualisierung und Speicherung dieser Messwerte am PC, wurde das Programm „TracerDAQ“ verwendet. Diese Software „TracerDAQ → Strip Chart“ bietet zusätzlich einige Einstellungsmöglichkeiten wie beispielsweise Messdauer und Messfrequenz, auf die hier nicht mehr genau eingegangen wird.

6.1.2 Einstellen der Motordrehzahl

Vor der Aufnahme der Versuche ist es erforderlich, die Drehzahl des Motors einzustellen. Die Drehzahl des Motors lässt sich zwar stufenlos einstellen, eine Anzeige für die Drehzahl ist allerdings nicht vorhanden. Deswegen muss die Drehzahl des Motors mit Hilfe eines digitalen Drehzahlmessgerätes eingestellt werden. Dazu wird auf der Laufkugelaufnahme ein Reflektionsstreifen angebracht (geklebt). Wenn man das Drehzahlmesser auf diesen Reflektionsstreifen ausrichtet, so kann die momentane Drehzahl des Motors am Messgerät abgelesen werden. Da die ersten Versuche bei einer Drehzahl von $500 \frac{1}{\text{min}}$ durchgeführt werden, wird die Motordrehzahl auf diesen Wert voreingestellt.

6.1.3 Wechsel der Laufkugel

Vor dem Starten der Versuche müssen die Laufkugel und das zu untersuchende Schmierfett ausgetauscht bzw. eingesetzt werden. Für das Auswechseln der Laufkugel wird die Überwurfmutter gelöst und losgeschraubt. Nach dem Wechsel der Kugel wird die Überwurfmutter samt der Laufkugel mit der Laufkugelaufnahmeverschraubt und etwas angezogen, damit die Laufkugel sich während der Versuche nicht verdreht. Der Altschmierstoff ist selbstverständlich wegzuwischen.

6.1.4 Wechsel des Schmierstoffes und der Reibkugeln

Zum Wechseln des Schmierstoffes wird der Kugeltopf abgenommen und der Deckel gelöst. Der Schmierstoff- und Reibkugelnbehälter sowie die Reibkugeln, die Zentrierbuchse und falls notwendig der Deckel werden gereinigt. Die Reibkugeln können mehrmals verwendet werden. Anschließend wird frisches Schmierfett in den Kugeltopf gegeben, wobei die Menge des Fettes abgeschätzt werden muss (ungefähr der halbe Schmierstoffbehälter). Es soll darauf geachtet werden, dass nicht zu viel Fett benutzt wird, da bei zu viel Schmierfett es infolge der Rotationsbewegung zu Schleuderspritzern kommen kann. Weiterhin tritt bei übermäßigem Fetteinsatz das überschüssige Fett aus der Deckelöffnung und erhöht anhand der zusätzlichen Scherbeanspruchung des Schmierfettes (Schmierfettkontakt mit der rotierenden Laufkugelaufnahme) das gemessene Reibmoment. Nachdem Wechsel des Schmierfettes werden die drei Reibkugeln in den Schmierstoffbehälter gegeben und mit der Zentrierbuchse nach unten gedrückt. Auf der einen Seite der Zentrierbuchse befindet sich eine Nut. Es ist darauf zu achten, dass diese Nut nach unten zeigt. Zum Schluss wird der Deckel aufgeschraubt und festgezogen, damit die Reibkugeln fest sitzen und sich während des Versuchs nicht verdrehen können, und der Kugeltopf wird in den Tribometer eingesetzt.

6.1.5 Einleiten der Betriebsaxiallast

Nach dem Einsetzen des Kugeltopfes wird die Hebelstange mit dem Gewicht vorsichtig heruntergelassen, wodurch der Kugeltopf aufwärts gegen die Laufkugel mit einer be-

stimmten Kraft gedrückt wird. Die gewünschte Axiallast muss jedoch vorher eingestellt bzw. berechnet werden.

6.1.6 Bestimmung der axialen Last

Die überschlägige Bestimmung der axialen Betriebslast erfolgt anhand der Studienarbeit von Martin Borchardt und Heinz Seidel (Seiten 22 und 23).

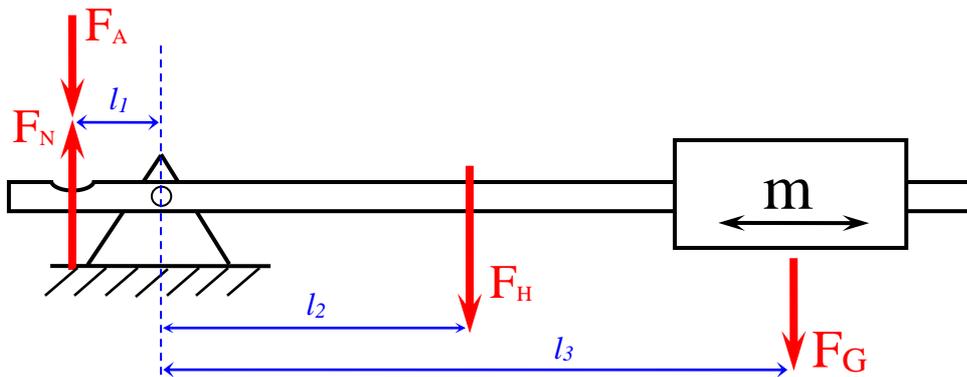


Abb. 38: Bestimmung der axialen Betriebslast

F_A setzt sich zusammen aus den Gewichtskräften von Kugeltopf, Torsionsbuchse, Hubkolben und der Zylinderschraube als Verdrehsicherung. $F_A = 49,263 \text{ N}$

F_H ist die Gewichtskraft des linken Teils der Hebelstange. $F_H = 24,04 \text{ N}$

F_G ist die Gewichtskraft des verschiebbaren Gewichts. $F_G = 67,4 \text{ N}$

$$l_1 = 70 \text{ mm}$$

$$l_2 = 90 \text{ mm}$$

$$l_3 = 230 \text{ mm}$$

Die Gewichtskräfte (F_A , F_H , F_G) und die dazugehörigen Hebelarme (l_1 , l_2) sind der Studienarbeit von Martin Borchardt und Heinz Seidel (Seiten 22 und 23) entnommen. Die Länge l_3 wurde am Versuchsstand gemessen.

$$F_N = \frac{F_H \cdot l_2 + F_G \cdot l_3 - F_A \cdot l_1}{l_1}$$

$$F_N = \frac{24,04 \text{ N} \cdot 90 \text{ mm} + 67,4 \text{ N} \cdot 230 \text{ mm} - 49,263 \text{ N} \cdot 70 \text{ mm}}{70 \text{ mm}}$$

$$\underline{\underline{F_N = 203,1 \text{ N}}}$$

6.2 Durchführung des ersten Versuchs

Für die Durchführung der Versuche wurde das Schmierfett „Castrol N7 – VH60/6“ verwendet.

Die Versuchsdauer des ersten Versuches sollte 10 min betragen. Hierbei sollte untersucht werden, inwieweit sich die Temperatur während dieser kurzen Versuchsdauer ändert. Auch der Temperaturverlauf soll dargestellt und für anschließende Diskussion abgebildet werden.

6.2.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 10 min.

Axiale Betriebslast = ca. 200 N

Motordrehzahl = 500 $1/\text{min}$

Messintervall = 1 sec.

Vor jedem Versuchsstart werden die Außentemperatur (Raumtemperatur) und die Temperatur im Kugeltopf (Kugeltopftemperatur) notiert.

Außentemperatur = 19,9°C

Kugeltopftemperatur = 21,9°C

6.2.2 Versuchsablauf

Man startet das Programm TracerDAQ → Strip Chart. (Die Einstellungen im Programm sind bereits vorgenommen und angepasst worden)

Nach einigen Sekunden wird der Motor gestartet und die Drehzahl kontrolliert. Falls erforderlich ist die Drehzahl auf 500 $1/\text{min}$ nachzustellen.

Während des Versuches werden die Temperaturen am Temperaturmessgerät abgelesen und notiert. Anhand dieser Messwerte wird anschließend der Temperaturenverlauf erstellt.

Das Speichern der Reibwerte funktionierte zur Zeit der Versuchsdurchführungen. Es wurden vom Programm immer die falschen Werte gespeichert (andere Werte als auf dem Messgerät angezeigt). Es konnte keine Ursache dafür festgestellt werden. Aus diesem Grund und weil die Reibwerte hier nicht erforderlich sind, wird für die nachfolgenden Untersuchungen auf die Darstellung der Reibwertmessungen verzichtet.

6.2.3 Temperaturenverlauf des ersten Versuches

Tabelle 11: Temperaturen pro Zeit des ersten Versuches

t	0	1,5	3	5	7	10
T _{in} :	21,9	25,3	26	26,5	27,1	27,5

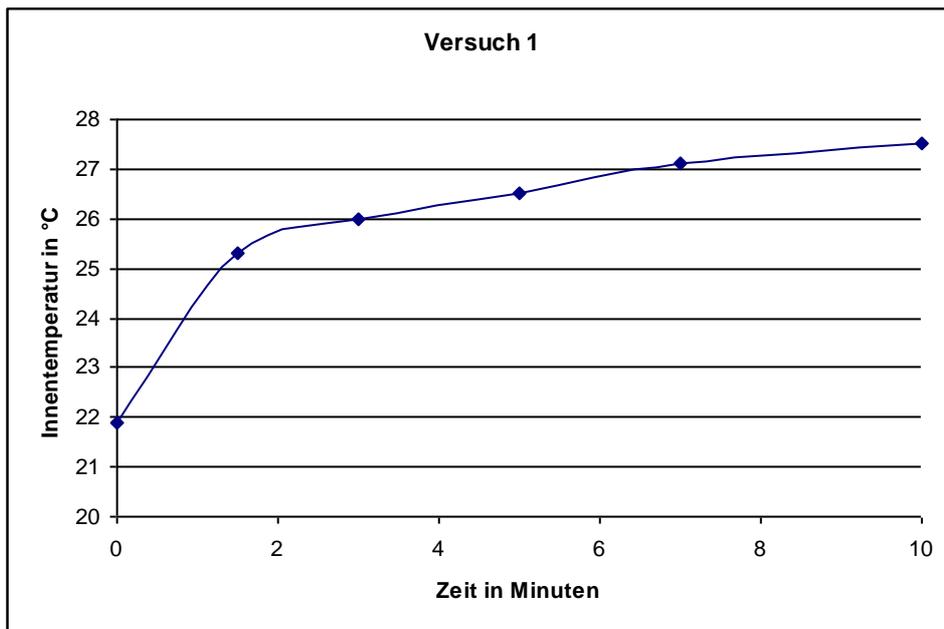


Diagramm 2: Temperaturenverlauf des ersten Versuches

Der auf dem Diagramm 2 abgebildete Temperaturenverlauf zeigt ein typisches Aufwärmverhalten. Zuerst steigt die Temperatur schnell an, weil die Temperaturdifferenz zwischen der Raumtemperatur und der Kugeltopftemperatur gering ist und somit die Abkühlung langsam verläuft. Im Laufe des Versuchs nimmt die Temperatur im Kugeltopf infolge der Reibung zu, und die Temperaturdifferenz zwischen der Raumluft und dem Kugeltopf wird immer größer. Die größere Temperaturdifferenz verursacht nun eine schnellere Abkühlung, wodurch der Temperaturanstieg im Kugeltopf immer kleiner wird. Nach einiger Zeit ist ein Gleichgewichtszustand zu erwarten, bei dem die Temperatur im Kugeltopf konstant ist.

Wie bereits erwartet, ist das Temperaturgleichgewicht im Kugeltopf nicht erreicht worden. Die Versuchsdauer von 10 min ist viel zu kurz gewesen. Es werden nachfolgend weitere Versuche mit steigender Versuchsdauer durchgeführt.

6.3 Durchführung des zweiten Versuchs

Bei dem zweiten Versuch wird die Versuchsdauer auf 20 min erhöht. Es wird nicht abgewartet, bis die Bauteile sich abgekühlt haben. Der zweite Versuch findet gleich im Anschluss an den ersten statt. Hier wird noch das Temperaturniveau für den Gleichgewichtszustand gesucht, sodass die gleichen Ausgangsbedingungen nicht erforderlich sind. Der Schmierstoff sowie sämtliche Kugeln werden nicht ausgetauscht.

6.3.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 20 min.

Axiale Betriebslast = ca. 200 N

Motordrehzahl = 500 $1/\text{min}$

Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = 19,9°C

Kugeltopftemperatur = 26,5°C

6.3.2 Temperaturenverlauf des zweiten Versuches

Tabelle 12: Temperaturen pro Zeit des zweiten Versuches

t	0	5	10	15	20
T _{in} :	26,5	28,6	29,6	30,6	31,2

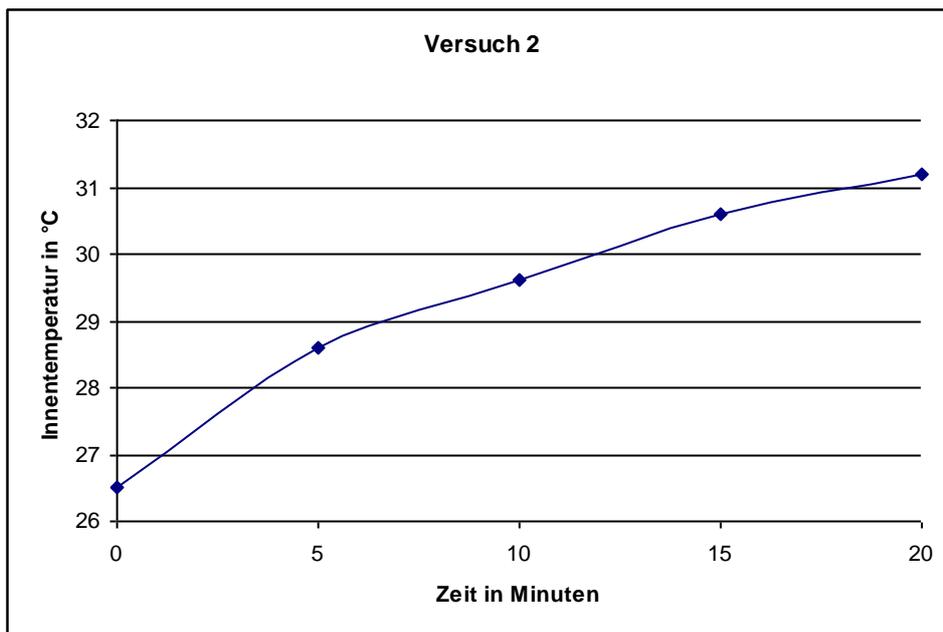


Diagramm 3: Temperaturverlauf des zweiten Versuches

Wie man dem Diagramm 3 entnehmen kann, ist es auch während des zweiten Versuches ebenfalls nicht zum Temperaturgleichgewicht gekommen. Es ist immer noch ein signifikanter Temperaturanstieg festgestellt worden. Die Endtemperatur im Kugeltopf ist gegenüber dem ersten Versuch um ca. vier Grad angestiegen.

6.4 Durchführung des dritten Versuches

Für den dritten Versuch wird die Versuchsdauer wieder um 10 min erhöht. Wie bei den vorherigen Versuchen wird hier ebenfalls auf das Auswechseln des Schmierfettes und der Kugeln verzichtet und der Versuch findet gleich im Anschluss an den vorherigen Versuch statt. Dadurch soll das Abkühlen der Bauteile reduziert werden, damit der Ver-

sich mit einer höheren Anfangstemperatur starten kann, um den Temperaturgleichgewichtszustand schneller erreichen zu können.

Zusätzlich wird bei diesem Versuch am Ende, die Temperatur in der Kontaktzone der Laufkugel bzw. an der Laufkugel selbst gemessen. Es ist davon auszugehen, dass die Temperatur in der Kontaktzone der Reibkugeln höher ist als im Kugeltopf. Der Messpunkt im Kugeltopf ist am Boden des Kugeltopfes (Schmierstoffaufnahme) angebracht, sodass er keine Temperatur in unmittelbarer Kontaktzone messen kann.

6.4.1 Versuchsparmeter

- Versuchsdauer = 30 min.
- Axiale Betriebslast = ca. 200 N
- Motordrehzahl = 500 $1/\text{min}$
- Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = 19,9°C
 Kugeltopftemperatur = 28,6°C

6.4.2 Temperaturenverlauf des dritten Versuches

Tabelle 13: Temperaturen pro Zeit des dritten Versuches

t	0	10	20	30
T _{in}	28,6	32,2	33,3	34,1

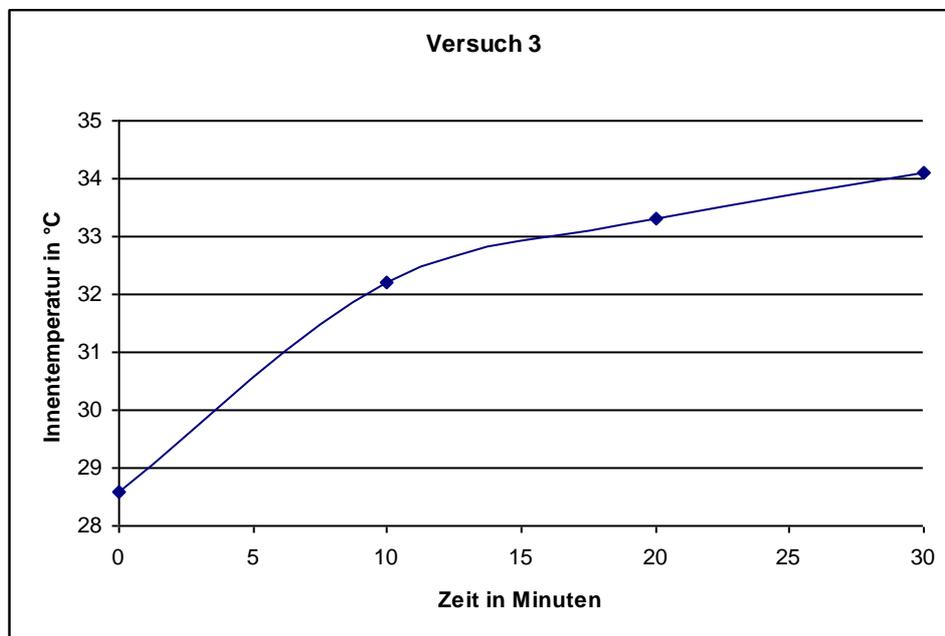


Diagramm 4: Temperaturverlauf des dritten Versuches

Wie man dem oberen Diagramm 4 entnehmen kann, ist es immer noch nicht zu einem Gleichgewichtszustand gekommen. Der Anstieg der Temperatur wird jedoch immer

flacher. Die Temperaturdifferenz zwischen den letzten beiden Messungen beträgt ca. $0,8^{\circ}\text{C}$.

Die in der Kontaktzone der Laufkugel gemessene Temperatur, die gleich nach dem Versuch gemessen worden ist, beträgt 40°C . Wenn man die im Kugeltopf gemessene Endtemperatur von $34,1^{\circ}\text{C}$ betrachtet, so stellt man fest, dass diese beiden Temperaturen sich unterscheiden. Die unmittelbar in der Kontaktzone gemessene Temperatur ist deutlich (um ca. 6°C) höher als die Temperatur im Kugeltopf. Es soll bei den nächsten Versuchen weiter beobachtet werden.

6.5 Durchführung des vierten Versuches

Beim vierten Versuch wird die Versuchsdauer um 30 min auf eine Stunde erhöht. Für den Versuch werden die Kugeln sowie der Schmierfett gewechselt. Die Bauteile hatten lange Zeit sich abzukühlen, sodass die Temperatur im Kugeltopf gleich der Raumtemperatur ist.

6.5.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 60 min.

Axiale Betriebslast = ca. 200 N

Motordrehzahl = $500 \text{ }^1/\text{min}$

Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = $20,8^{\circ}\text{C}$

Kugeltopftemperatur = $20,7^{\circ}\text{C}$

6.5.2 Temperaturenverlauf des vierten Versuches

Tabelle 14: Temperaturen pro Zeit des vierten Versuches

t	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
T _{in}	20,7	25,2	26,4	27,4	28,2	29,1	29,9	31,3	32,7	33,6

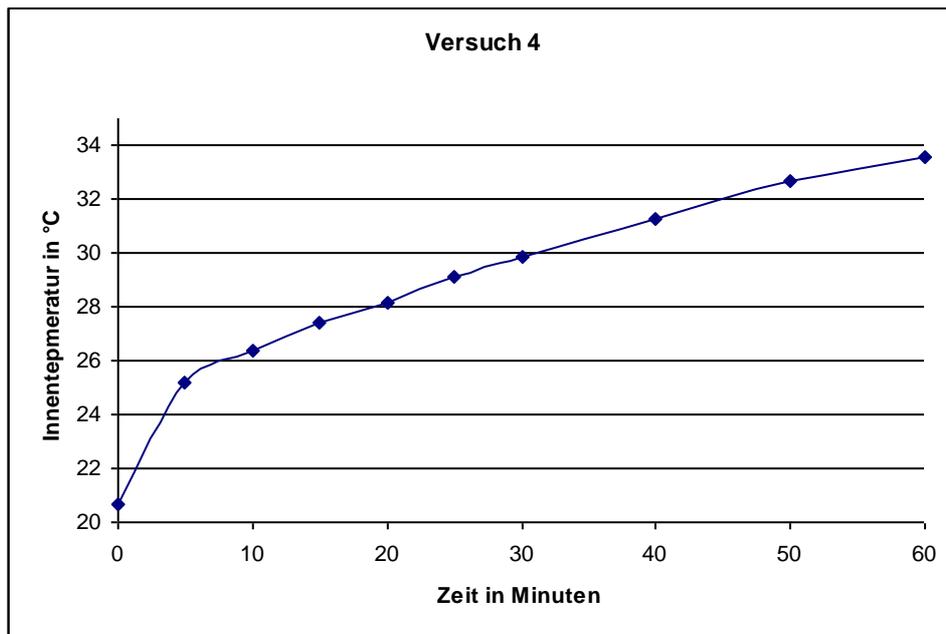


Diagramm 5: Temperaturverlauf des vierten Versuches

Die Temperatur in der unmittelbaren Kontaktzone der Laufkugel beträgt $39,5^{\circ}\text{C}$. Verglichen mit der Endtemperatur von $33,6^{\circ}\text{C}$ im Kugeltopf ist sie deutlich höher. Damit ist die Messstelle im Kugeltopf nicht optimal gewählt und die dort gemessenen Temperaturen geben nicht die tatsächlichen Temperaturen im Bereich der Reibstelle wieder.

Wie man dem oberen Diagramm 5 entnehmen kann, wurde das Temperaturgleichgewicht auch während des einstündigen Versuchs nicht erreicht. Es ist immer noch ein signifikanter Temperaturanstieg vorhanden. Beim nächsten Versuch wird die Drehzahl auf 1000 1/min erhöht und somit das Verhalten des Systems bei höheren Drehzahlen untersucht. Es wird angenommen, dass anhand der erhöhten Drehzahl ein schnellerer Temperaturanstieg und eine höhere Endtemperatur entstehen.

6.6 Durchführung des fünften Versuches

Bei diesem Versuch wird die Drehzahl des Motors von 500 1/min auf 1000 1/min erhöht. Die Versuchsdauer wird bei diesem Versuch nicht erhöht. Die Kugeln und der Schmierstoff werden nicht gewechselt, um eine zu starke Abkühlung zu verhindern. Weiterhin sollte hier der Temperaturanstieg und die Endtemperatur untersucht werden.

6.6.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 60 min.

Axiale Betriebslast = ca. 200 N

Motordrehzahl = 1000 1/min

Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = $20,0^{\circ}\text{C}$

Kugeltopftemperatur = 27,2°C

6.6.2 Temperaturenverlauf des fünften Versuches

Tabelle 15: Temperaturen pro Zeit des fünften Versuches

t	0	5	10	15	20	30	40	50	60
T _{in}	27,2	36,3	39,4	41,7	41,1	42,4	43,5	44,5	47,1

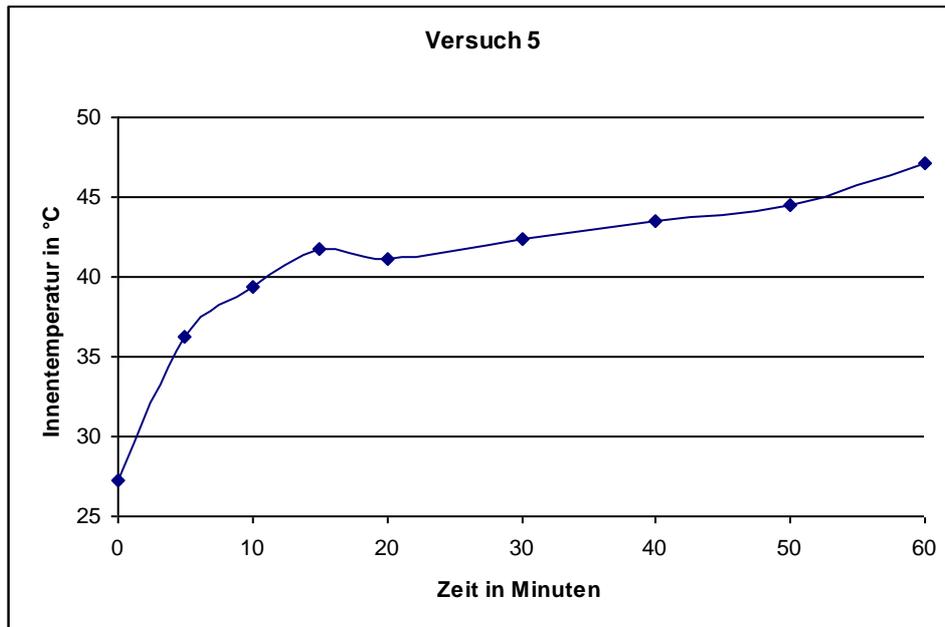


Diagramm 6: Temperaturverlauf des fünften Versuches

Auch bei diesem Versuch wurde zusätzlich die Temperatur in der Reibzone gemessen. Kurz nach Beendigung des Versuchs lag diese bei 49,8°C. Verglichen mit der Kugeltopftemperatur von 47,1°C am Ende des Versuchs ist sie immer noch höher, auch wenn die Differenz nicht mehr so groß ist.

Dem Diagramm 6 kann man entnehmen, dass das Temperaturgleichgewicht noch nicht erreicht worden ist. Die Endtemperatur ist hier deutlich höher als bei vorherigen Versuchen mit einer niedrigeren Drehzahl. Da alle vorherigen Versuche mit der niedrigeren Drehzahl deutlich geringere Endtemperaturen aufwiesen, kann man davon ausgehen, dass die deutlich höhere Endtemperatur infolge der Drehzahlerhöhung entstanden ist. Auch wenn man berücksichtigt, dass dieser Versuch mit einer höheren Anfangstemperatur (27,2°C) gestartet ist als der Vorversuch (20,7°C), so ist es dennoch unwahrscheinlich, dass mit einer niedrigeren Drehzahl (500 $1/\text{min}$) die gleiche Endtemperatur (47,1°C) wie bei diesem Versuch erreicht worden wäre. Die erhöhte Endtemperatur ist hier mit einer Erhöhung der Reibenergie infolge höherer Drehzahl zu erklären.

6.7 Durchführung des sechsten Versuches

Nun wird die Versuchsdauer der beiden Vorversuche auf zwei Stunden verdoppelt. Die Drehzahl von $1000 \text{ }^1/\text{min}$ wird zunächst beibehalten. Die Bauteile sollen sich hierbei bis zur Raumtemperatur vollständig abkühlen. Schmierfett und die Kugeln werden ebenfalls gewechselt.

6.7.1 Versuchsparmeter

Versuchsdauer = 120 min.
 Axiale Betriebslast = ca. 200 N
 Motordrehzahl = $1000 \text{ }^1/\text{min}$
 Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = $19,7^\circ\text{C}$
 Kugeltopftemperatur = $20,6^\circ\text{C}$

6.7.2 Temperaturenverlauf des sechsten Versuches

Tabelle 16: Temperaturen pro Zeit des sechsten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
T _{in}	20,6	29,8	33,8	37,2	40,1	41,7	43,2	45	46,4	47,7	50,1	50,3

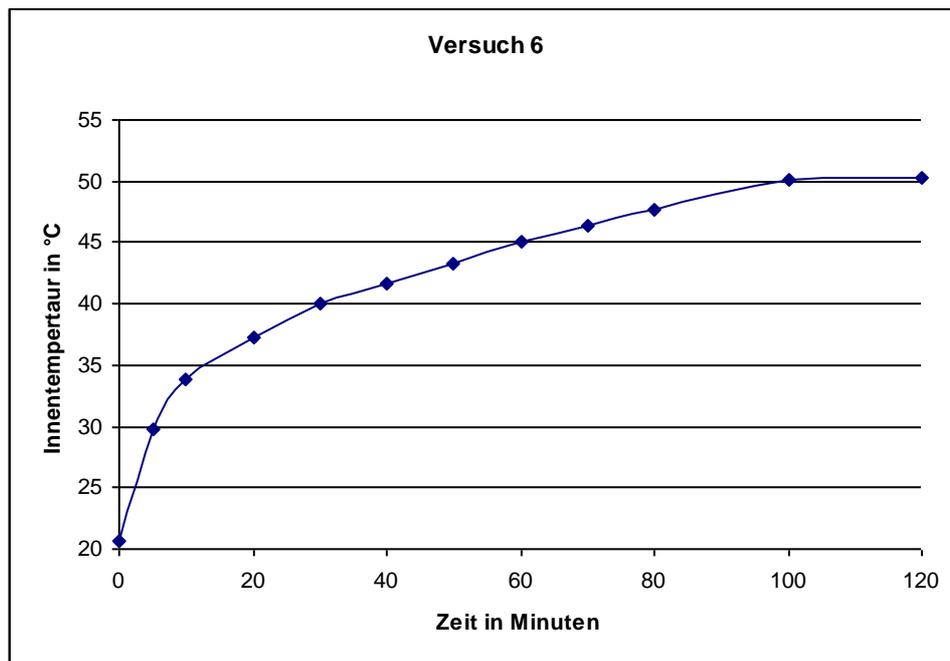


Diagramm 7: Temperaturverlauf des sechsten Versuches

Nun kann man dem Diagramm 7 bereits entnehmen, dass das Temperaturgleichgewicht erreicht worden ist. Dies zeigen die letzten beiden notierten Temperaturen. Innerhalb von 20 min ist die Temperatur nur um $0,2^\circ\text{C}$ angestiegen. Dies kann bereits als Gleichgewicht gewertet werden.

Während der Versuchsdurchführung sind zum Ende des Versuches hin einige Störungen aufgetreten. Auf dem Temperaturdiagramm sind diese Störungen nicht sichtbar, weil die letzten drei Temperaturen jeweils in einem Abstand von 20 min aufgenommen wurden. Die Versuchsbeobachtungen haben in den letzten 30 min des Versuchs Temperaturschwankungen zwischen 51,7°C und 51,0°C gezeigt. Zum Ende des Versuchs ging die Temperatur auf den Endwert von 50,3°C. Der Rückgang der Temperatur am Ende des Versuchs deutet jedoch auf ein Erreichen des Temperaturgleichgewichts hin. Der kurzzeitige Anstieg der Temperaturen (ab der 90-ten Minute) ist damit zu erklären, dass der Reibmoment in diesem Zeitabschnitt ebenfalls starken Schwankungen unterlag und wies erhöhte Werte auf. Anhand der erhöhten Reibwerte ist der Temperaturanstieg (51,0°C - 51,7°C) verursacht worden.

6.8 Durchführung des siebten Versuches

Für die Durchführung des siebten Versuches wurden die Kugeln und das Schmierfett gewechselt. Zusätzlich wurden die Bauteile etwas gekühlt, damit beim nächste Versuch die Anfangstemperatur nicht zu hoch ist. Die Versuchsdauer und die Drehzahl sollen zunächst nicht verändert werden.

6.8.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 120 min.
 Axiale Betriebslast = ca. 200 N
 Motordrehzahl = 1000 ¹/_{min}
 Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = 19,9°C
 Kugeltopftemperatur = 25,3°C

6.8.2 Temperaturenverlauf des siebten Versuches

Tabelle 17: Temperaturen pro Zeit des siebten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
T _{in}	25,3	32,9	34,7	37,1	38,9	40,1	41,1	41,7	42,1	42,7	47,4	47,8

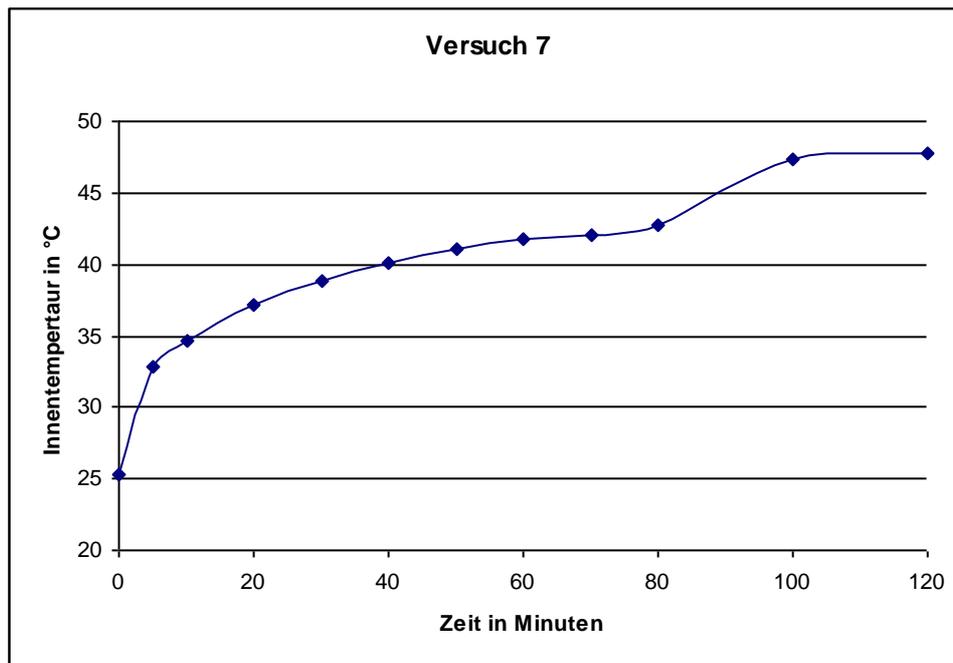


Diagramm 8: Temperaturverlauf des siebten Versuches

Der Temperaturverlauf des oberen Diagramms 8 sieht schon ganz gut aus. Außergewöhnlich ist allerdings der Temperaturanstieg zwischen der 80-ten und der 100-ten Minute. Die Versuchsbeobachtungen haben allerdings gezeigt, dass es in diesem Zeitabschnitt (80 – 100 min) hohe Schwankungen des Reibwertes gegeben hat. Diese Reibmomentschwankungen resultieren infolge der erhöhten Reibung, was einen stärkeren Temperaturanstieg zur Folge hat. Auch bei diesem Versuch ist zu erkennen, dass das Temperaturgleichgewicht bereits erreicht ist, da die letzten beiden Werte sehr eng beieinander liegen. Die Temperatur erfährt in dem Bereich praktisch keine Veränderungen.

Eine weitere Beobachtung ist, dass die letzten beiden Temperaturen bzw. die Endtemperatur (47,8°C), obwohl der Versuch bei einer höheren Temperatur als der Vorversuch gestartet ist, fast 3°C unterhalb der Endtemperatur des Vorversuchs liegt. Damit wird deutlicher, dass die Gleichgewichtstemperatur in einem Bereich von ca. 47°C – 50°C liegt.

6.9 Durchführung des achten Versuches

Für die Durchführung des Versuchs wurden die Kugeln und das Schmierfett gewechselt. Zusätzlich hatten die Bauteile Zeit, sich vollständig abzukühlen.

6.9.1 Versuchsparameter

- Versuchsdauer = 120 min.
- Axiale Betriebslast = ca. 200 N
- Motordrehzahl = 1000 $\frac{1}{\text{min}}$
- Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = 19,9°C
 Kugeltopftemperatur = 21,4°C

6.9.2 Temperaturenverlauf des achten Versuches

Tabelle 18: Temperaturen pro Zeit des achten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
T _{in}	21,4	27,6	29,7	32,9	35,2	36,9	38,4	39,6	40,2	40,8	41,8	42,4

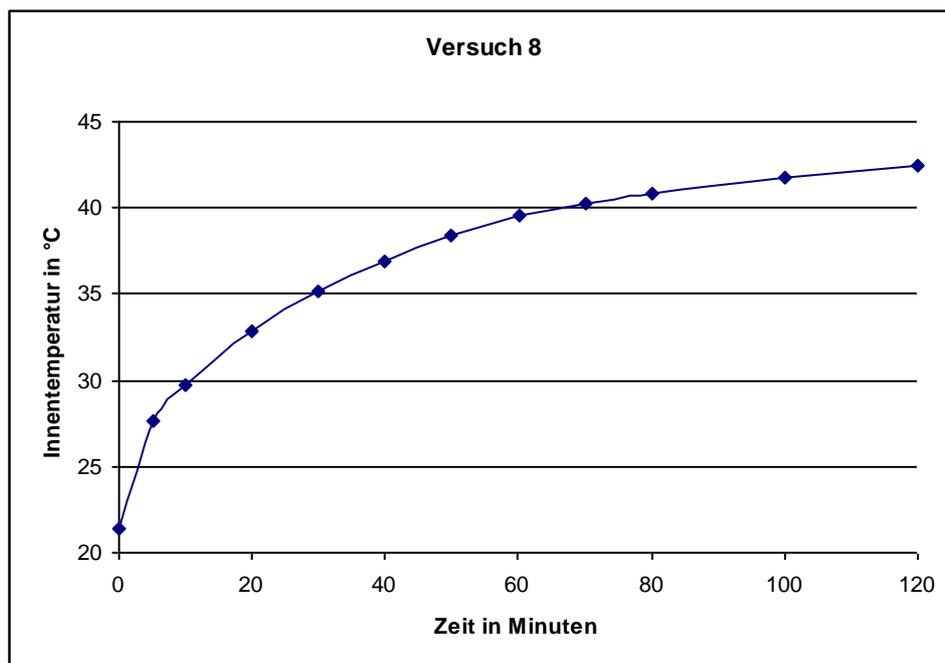


Diagramm 9: Temperaturverlauf des achten Versuches

Der Temperaturverlauf weist einen guten Verlauf auf. Es konnten keine Auffälligkeiten während des Versuchs festgestellt werden. Bei diesem Versuch ist auf dem Diagramm 9 ein Temperaturgleichgewicht zu erkennen. Allerdings der Temperaturanstieg um 0,6°C innerhalb von 20 Minuten kann nicht als signifikant angesehen werden. Berücksichtigt man die Vorversuche, so stellt man fest, dass dort das Gleichgewicht erst bei 47°C – 50°C erreicht worden. Vergleicht man die Endtemperatur diesen Versuchs (42,4°C) mit den beiden anderen, so würde man ein Gleichgewicht bei einer etwas höheren Temperatur als 42,4°C vermuten. Berücksichtigt man, dass bei diesem Versuch keine erhöhten Reibwertschwankungen wie bei den beiden vorherigen Versuchen gegeben hat, so würde man die Gleichgewichtstemperatur im Bereich von 43°C – 45°C und die Versuchsdauer als unzureichend erachten.

6.10 Durchführung des neunten Versuches

Vor der Durchführung des Versuchs hatten die Bauteile ca. 40 Minuten Zeit sich abzukühlen. Zusätzlich wurden das Schmierfett und die Kugeln ausgetauscht.

6.10.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 120 min.
Axiale Betriebslast = ca. 200 N
Motordrehzahl = 1000 $1/\text{min}$
Messintervall = 1 sec.

Außentemperatur = 20,1°C
Kugeltopftemperatur = 23,7°C

6.10.2 Temperaturenverlauf des neunten Versuches

Tabelle 19: Temperaturen pro Zeit des neunten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
T _{in}	23,7	32,2	34,2	36,8	39,4	41	42	42,6	43,3	43,6	44,2	44,7

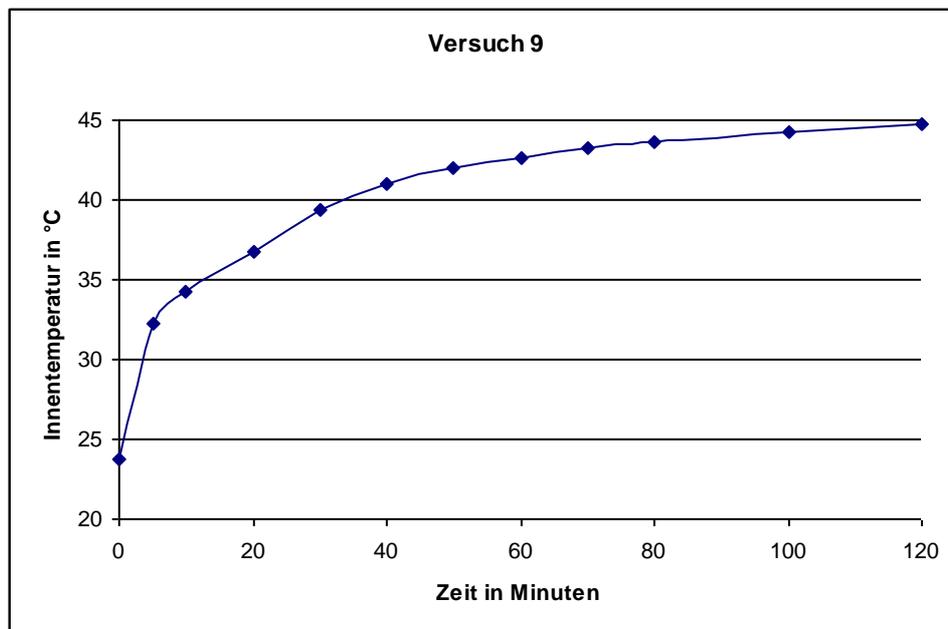


Diagramm 10: Temperaturverlauf des neunten Versuches

Auch bei diesem Versuch ist kein absolutes Temperaturgleichgewicht erreicht worden. Die Temperatur ist innerhalb der letzten 20 Minuten nur um 0,5°C angestiegen. Praktisch gesehen kann man diesen Abschnitt näherungsweise als einen Bereich mit konstanter Temperatur betrachten. In dieser Zeit (100 – 120-te min) sollten demnach die Reibwerte aufgenommen und untersucht werden.

6.11 Durchführung der Versuche 10 – 14

Nachfolgend werden die fünf Versuche zusammengefasst und abgebildet. Die Drehzahl bleibt jeweils konstant bei $1000 \frac{1}{\text{min}}$. Weiterhin erfolgt vor jedem Versuch ein Schmierfett- und Kugelwechsel. Die Raumtemperatur liegt konstant in einem Bereich um die 20°C . Aus diesem Grund wird diese Temperatur nicht mehr separat angegeben. Die jeweiligen Anfangstemperaturen können entweder aus Messwerttabellen oder aus Diagrammen entnommen werden.

6.11.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 120 min.
Axiale Betriebslast = ca. 200 N
Motordrehzahl = $1000 \frac{1}{\text{min}}$
Messintervall = 1 sec.

6.11.2 Temperaturenverlauftabellen Versuche 10 - 14

6.11.2.1 Versuch 10

Tabelle 20: Temperaturen pro Zeit des zehnten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
Tin	20,7	28,4	30,8	34,5	37,8	39,5	40,7	41,8	42,6	43,1	43,9	44,2

6.11.2.2 Versuch 11

Tabelle 21: Temperaturen pro Zeit des elften Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
Tin	25,2	33	35	37,3	39,1	40,2	41,1	41,7	42,1	42,5	42,9	43,2

6.11.2.3 Versuch 12

Tabelle 22: Temperaturen pro Zeit des zwölften Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
Tin	21,9	30,8	33	36,4	39,3	41,2	42,6	43,9	45,5	45,5	46,3	46,9

6.11.2.4 Versuch 13

Tabelle 23: Temperaturen pro Zeit des dreizehnten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
Tin	26,5	34	36,2	39,3	41,1	42,4	43,4	44,2	44,9	45,2	47,6	49,6

6.11.2.5 Versuch 14

Tabelle 24: Temperaturen pro Zeit des vierzehnten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
T _{in}	22	29,9	31,9	34,9	37,8	40,8	41,7	42,5	43,9	46,5	48,5	50,7

6.11.3 Temperaturenverlaufdiagramm der Versuche 10 - 14

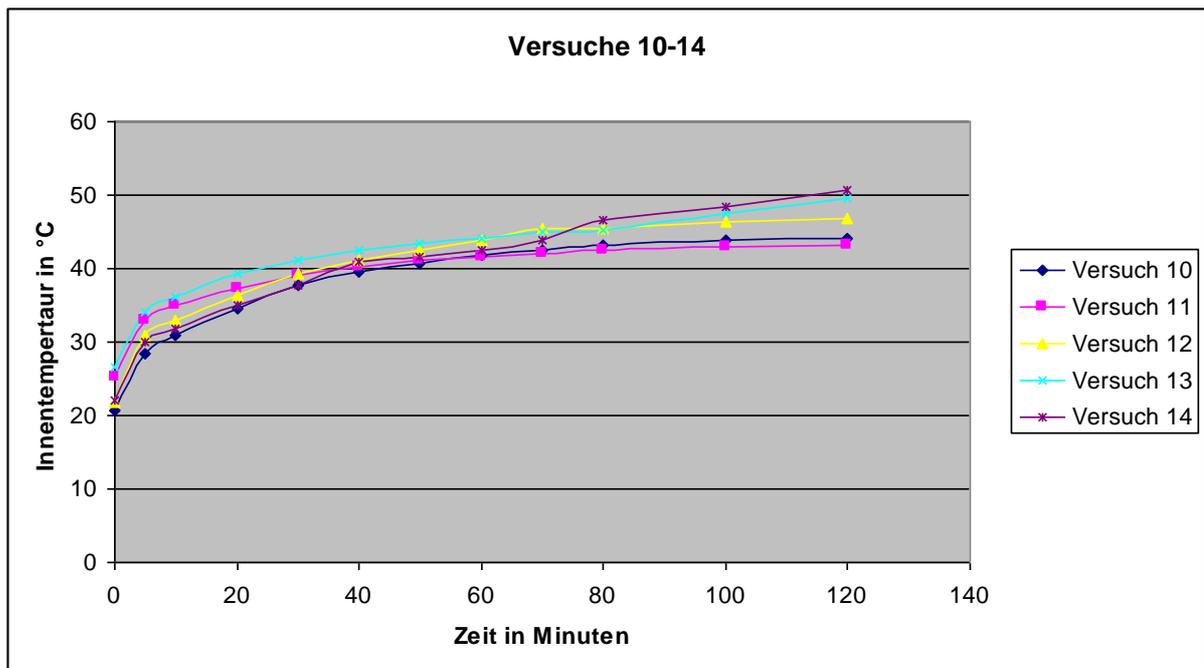


Diagramm 11: Temperaturverläufe der Versuche 10 - 14

Wie man dem Diagramm 11 entnehmen kann, ist das Temperaturengleichgewicht bei den Versuchen 10, 11 und 12 annähernd erreicht worden. Bei den letzten beiden Versuchen ist immer noch ein deutlicher Temperaturanstieg vorhanden.

6.12 Durchführung der Versuche 15 – 16

Diese beiden letzten Versuche werden jeweils mit der auf $500 \text{ }^1/\text{min}$ reduzierten Drehzahl durchgeführt. Anschließend sollen die Temperaturverläufe mit denen aus den Versuchen mit einer Drehzahl von $1000 \text{ }^1/\text{min}$ verglichen werden. Damit man die Temperaturen miteinander vergleichen kann, wird die Versuchsdauer von zwei Stunden beibehalten. Zusätzlich erfolgt vor jedem Versuch ein Schmierfett- und Kugelwechsel.

6.12.1 Versuchsparameter

Versuchsdauer = 120 min.

Axiale Betriebslast = ca. 200 N

Motordrehzahl = $500 \text{ }^1/\text{min}$

Messintervall = 1 sec.

6.12.2 Temperaturenverlauftabellen Versuche 15 – 16

6.12.2.1 Versuch 15

Tabelle 25: Temperaturen pro Zeit des fünfzehnten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
T _{in}	21,4	26,1	27,3	29	30,6	31,9	33	33,9	34,6	35,2	36	36,4

6.12.2.2 Versuch 16

Tabelle 26: Temperaturen pro Zeit des sechzehnten Versuches

t	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120
T _{in}	27,1	31,7	32,5	33,7	34,5	35,2	35,8	36,2	36,5	36,8	37,2	37,5

6.12.3 Temperaturenverlaufdiagramme Versuche 15 – 16

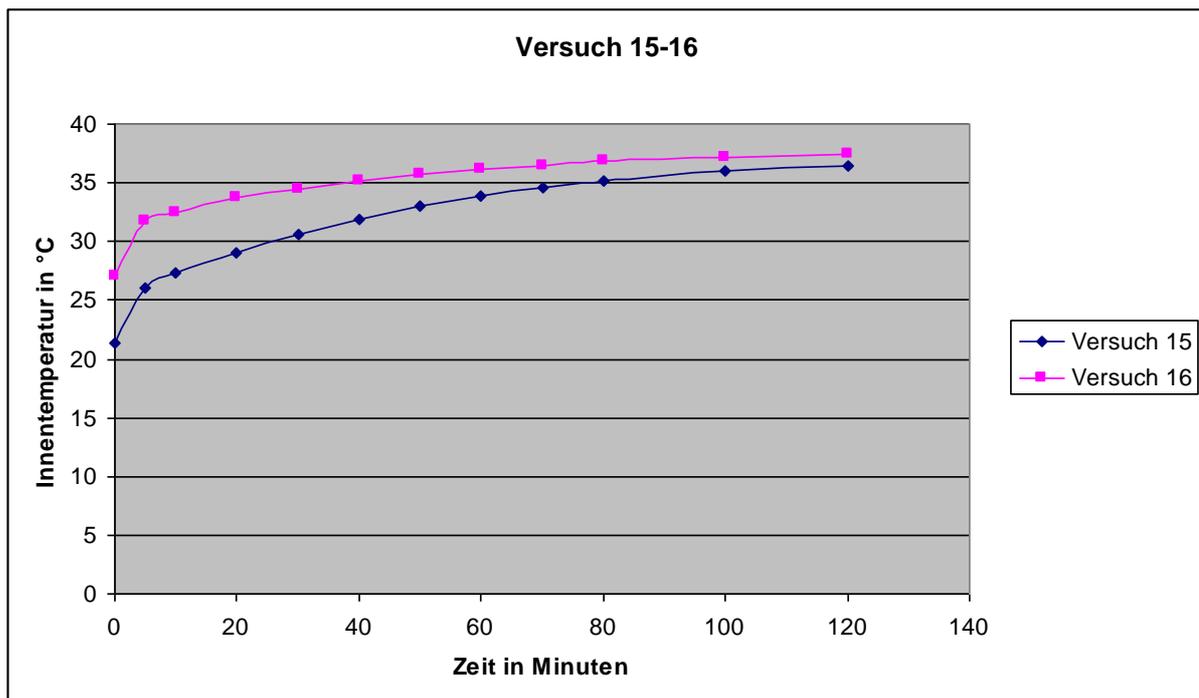


Diagramm 12: Temperaturverläufe der Versuche 15 - 16

Dem oberen Diagramm 12 kann man entnehmen, dass auch bei der reduzierten Drehzahl das Gleichgewicht auch nur annähernd erreicht worden ist. Von einem absoluten Gleichgewicht kann man nicht sprechen, da es immer noch ein sehr leichter Anstieg der Temperaturen vorhanden ist. Praktisch gesehen kann man davon ausgehen, dass die beiden Temperaturanstiege (0,4°C Versuch 15 und 0,3°C Versuch 16) sehr gering und

somit vernachlässigbar sind. Auch die Endtemperaturen von 36,4 bzw. 37,5°C sind deutlich niedriger als bei den Versuchen mit höherer Drehzahl. Somit soll die Versuchsdurchführung mit niedrigerer Drehzahl (500 $\frac{1}{\text{min}}$) bevorzugt werden.

Obwohl der 16-te Versuch bei einer höheren Anfangstemperatur gestartet ist, kann man im späteren Verlauf der Temperaturkurven eine Annäherung dieser beiden Kurven beobachten. Somit kann man bereits den Gleichgewichtszustand auf ca. 38 – 40°C schätzen, vorausgesetzt es kommt während der Versuche zu keinen erhöhten Reibwerten.

6.13 Besprechung der Versuchsergebnisse / Fazit

Die durchgeführten Versuche haben gezeigt, dass es während der zweistündigen Versuchen möglich ist, näherungsweise ein Temperaturengleichgewicht zu erreichen. Allerdings ist die dazu benötigte Versuchsdauer von zwei Stunden viel zu lang. Auch die ungefähre Gleichgewichtstemperatur ist zu hoch. Dadurch werden die nachfolgenden Messungen verzögert, da die Abkühlung der Bauteile länger dauert. Ein weiterer Nachteil der Langzeitversuche ist die Scherung des Schmierfettes. D.h. das Schmierfett wird, bevor man die Reibwerte misst, 80 – 100 Minuten lang geschert, wodurch die Reibwerte möglicherweise beeinflusst werden können. Weiterhin ist bei den Langzeitversuchen die Wahrscheinlichkeit groß, dass es während der Versuche zu Störungen kommt (unzureichende Schmierung → Trockenreibung). Kommen diese Störungen vor dem Erreichen des Temperaturengleichgewichts, so können die Reibwerte nicht mehr aufgenommen werden, weil man sich auf diese Messwerte nicht mehr verlassen kann. Der Versuch muss dann wiederholt werden. Wenn die Störungen während des Temperaturengleichgewichts auftreten, so sind die Reibwerte selbstverständlich auch nicht mehr zu gebrauchen und der Versuch ist zu wiederholen. Zählt man die Versuchsdauer und die erhöhte Störungswahrscheinlichkeit zusammen, so kommt man zu dem Ergebnis, dass solche Untersuchungen der Schmierfette zu einer sehr langwierigen Aufgabe werden können. Man benötigt ja mehr als einen Versuch um den Reibwert eines Fettes zu bestimmen.

Ein weiterer Nachteil der Langzeitversuche ist die hohe Temperatur. Die durch Reibung erzeugte Wärme erreicht infolge der Wärmeleitung die Messbuchse und erwärmt diese. Dadurch können zusätzlich Messfehler auftreten, weil die DMS hier zusätzlich auf die infolge der Aufwärmung entstehende Ausdehnung der Torsionsbuchse reagiert und somit den Messwert verfälscht.²³⁰

Anhand der angegebenen Nachteile der Langzeitmessungen, muss für spätere Anwendungen von Langzeitversuchen abgeraten werden. Zum einen verschlingen solche Untersuchungen Unmengen von Zeit und zum Anderen kann man sich auf die Messwerte nicht verlassen, da man sich nicht sicher ist, ob die Werte nicht infolge des Wärmeeinflusses verfälscht worden sind. Auch ein Schervorgang am Schmierfett ist hier nicht zu unterschätzen.

Um dennoch die Temperatur während der Reibmomentmessungen konstant halten zu können, sollten andere Möglichkeiten untersucht werden. Eine Möglichkeit wäre, die Versuche auf die Dauer von 20 – 30 Minuten zu reduzieren und die Messwerte in den

²³⁰ Jünemann, 1997, S. 45

letzten 5 – 10 min, wo die Temperatursteigung nicht mehr so hoch ist, aufnehmen. Zusätzlich könnte ein kleiner Ventilator installiert werden, der es hilft während des Versuchs den Kugeltopf abzukühlen. Dadurch könnte der Temperaturanstieg zusätzlich abgeflacht werden. Falls diese Möglichkeit nicht ausreichend ist, so kommt man ohne eine externe Temperaturregelung nicht herum. Als Beispiel ist die Temperaturregelung mittels Peltier Elementen als viel versprechend.

7. Optimierung der Momentmessung

Der Schwerpunkt dieser Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Optimierung des Versuchsstandes, genauer gesagt der Messeinrichtung des Versuchsstandes. Der momentan verwendete Drehmomentaufnehmer (Torsionsbuchse) ist bereits ca. 20 Jahre alt. Aus diesem Grund wurde nach einer Möglichkeit gesucht den Versuchsstand durch eine neue Messeinrichtung für Reibmomente zu modernisieren. Dazu wurde eine Recherche im Internet betrieben und ein Drehmomentsensor TD70 der Firma ME-Meßsysteme GmbH ausgesucht.

7.1 Vorstellung des neuen Drehmomentsensors TD70



Der Drehmomentsensor besteht aus einem Außenflansch und einem Innenflansch, die über 4 s-Form miteinander verbunden sind. Außen- und Innenflansch haben jeweils vier M4 Gewindebohrungen zur Montage des Messensors bzw. zur Einleitung des Drehmoments.

Der Messsensor ist zur Messung sehr kleiner Reaktionsmomente geeignet. Auch Reibmomente können mit ihm gemessen werden. Der Messsensor ist über den integrierten Anschlag gegen die Überlastungen gesichert.

Abb. 39: Der neue Drehmomentsensor TD70

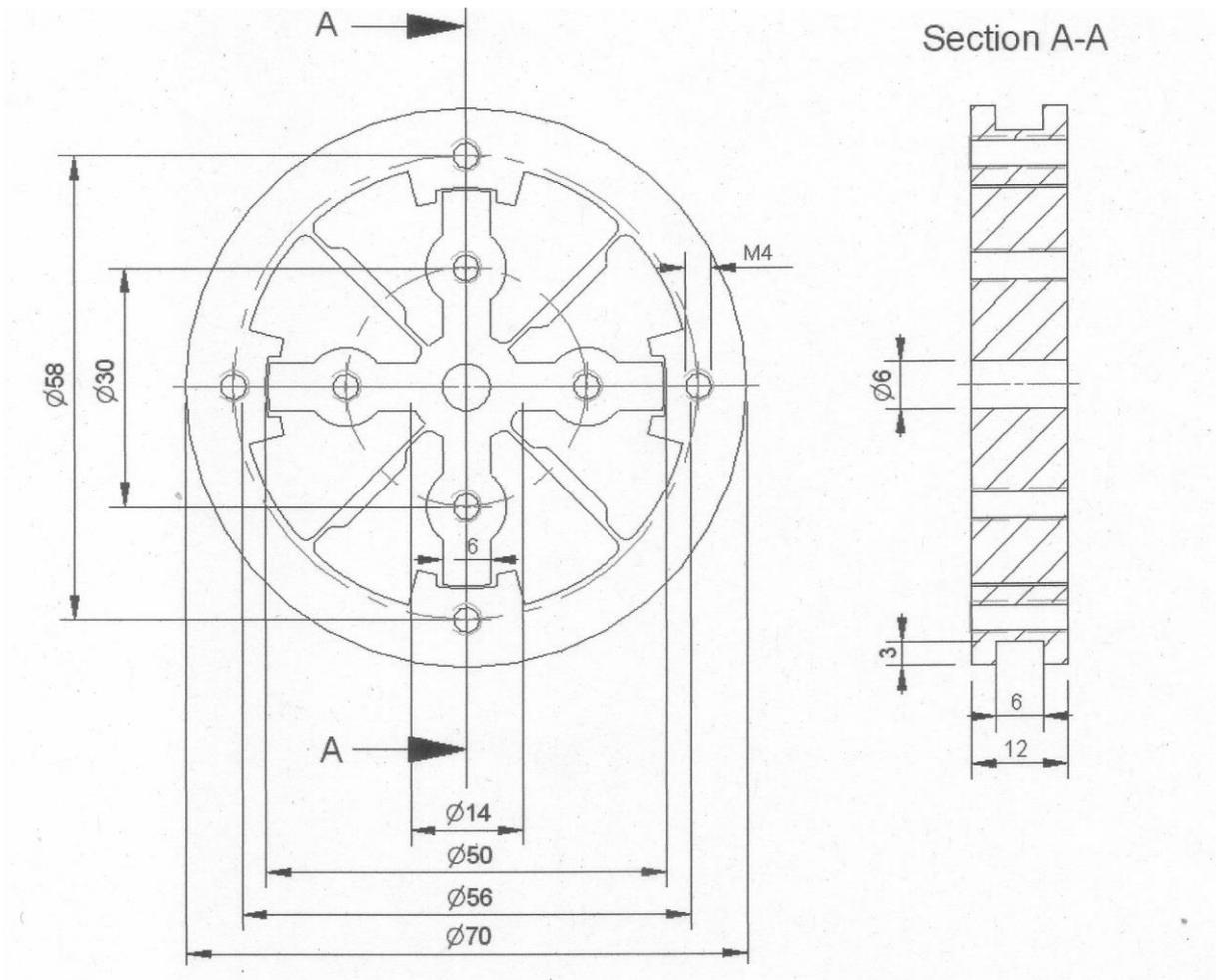


Abb. 40: Abmessungen des Drehmomentsensors TD70

Weitere Kenndaten können dem Datenblatt im Anhang entnommen werden.

Der Messsensor eignet sich für Messungen in einem sehr niedrigen Drehmomentbereich. Nach diesem Kriterium wurde der Messsensor auch hauptsächlich ausgesucht. Die Trägerlamellen für die DMS-Streifen sind dadurch aber sehr dünn dimensioniert und es besteht die Gefahr, dass sie bei der Einleitung hoher Axialkräfte brechen. Deshalb ist die maximale Axiallast für diesen Drehmomentsensor auf maximal 80 N (Siehe technische Daten im Anhang) begrenzt. Dieser Umstand ist erst sehr spät, als der Messsensor bereits geliefert worden ist, entdeckt worden.

7.2 Einbau und Anschluss des Drehmomentsensors

7.2.1 Anschluss des Drehmomentsensors

Der Messsensor ist ohne Anschlussstecker zum Messverstärker geliefert worden. Zur Inbetriebnahme des Messensors bzw. zum Anschluss an das Messgerät mussten die losen Drähte des Messensors an einen Stecker gelötet werden. Zu diesem Zweck wurde der vorhandene Stecker (von der Torsionsbuchse) wiederverwertet. In der Gebrauchs-

anweisung und dem Infoblatt zu dem neuen Messsensor ist die Pinbelegung (Anschlussbelegung) zum Anschließen der Drähte angegeben.



Abb. 41: Verwendeter Stecker

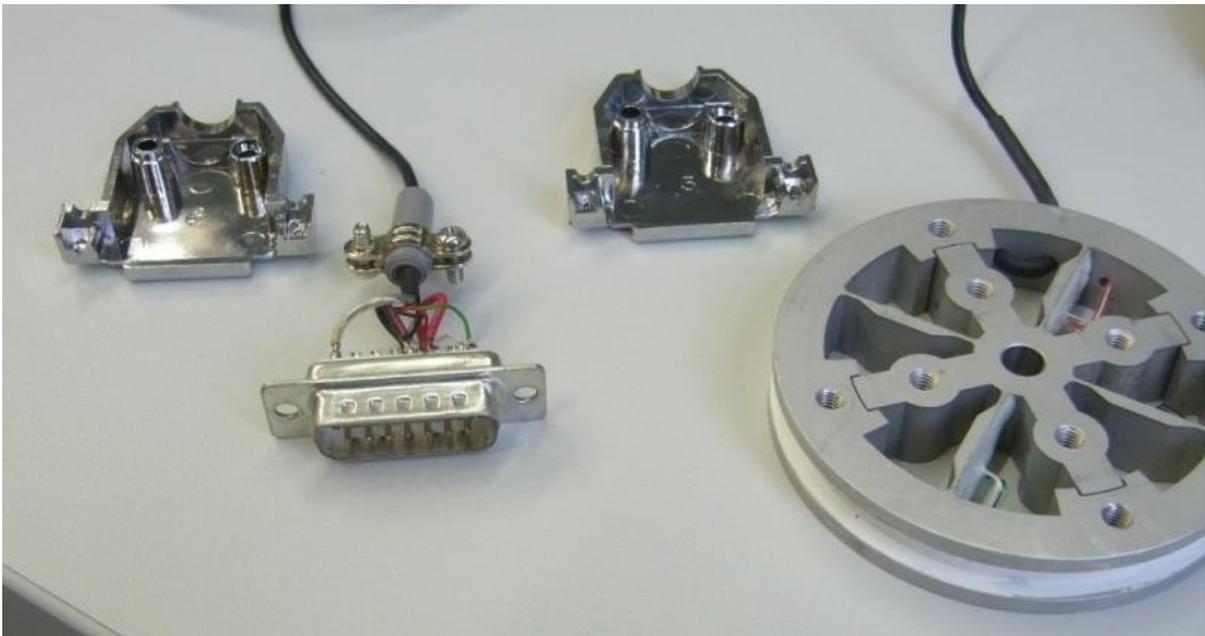


Abb. 42: Anschluss des Drehmomentsensors

7.2.1.1 Überprüfung des neuen Messensors

Bevor der neue Messsensor in den Tribometer eingebaut werden soll, wird dieser auf seine Funktionsfähigkeit überprüft. Zuerst wird geprüft, ob der Messsensor richtig an den Stecker angeschlossen worden ist. Dazu reicht ein einfaches Anschließen an den Messverstärker. Bei einem fehlerhaften Anschluss gibt der Messverstärker eine Fehlermeldung aus.

Eine weitere Überprüfung soll das Verhalten des Messensors auf axiale Belastungen liefern. Es wird angenommen, dass auch reine axiale Belastungen vom Messsensor erfasst werden und somit die Drehmomentmessungen verfälschen. Aus diesem Grund ist es wichtig zu erfahren, ob und wie stark der Messsensor auf die axialen Belastungen reagiert, um bei späteren Reibmomentuntersuchungen diesen Faktor berücksichtigen zu können.

7.2.1.2 Untersuchung des Axialkräfteeinflusses

Nachdem der Messsensor an den Verstärker angeschlossen worden ist und es feststeht, dass der Messsensor funktionsfähig ist, soll dieser auf sein Verhalten bei axialen Belastungen untersucht werden. Dazu soll eine geeignete Untersuchungsmöglichkeit überlegt werden.

Da es sich bei diesem Messsensor um eine DMS-Vollbrücke handelt, liegt die Befürchtung nahe, dass axiale Belastungen Dehnungen bzw. Stauchungen der Messlamellen bewirken, wodurch es zu zusätzlichen Störsignalen kommen kann. D.h. durch eine zusätzlich zum Reibmoment eingeleitete Axiallast der Messwert erhöht bzw. verfälscht wird.

Wie es dem Datenblatt entnommen werden kann, ist die axiale Belastung des Messensors auf höchstens 80 N begrenzt. Höhere Axiallasten würden sonst zur Beschädigung des Drehmomentsensors führen und sollen vermieden werden. Damit ist die axiale Prüfkraft auf maximal 80 N begrenzt. Da die maximal zulässige Axiallast in dem Datenblatt angegeben ist, wird angenommen, dass der Messsensor bei Nichtüberschreiten dieser Last ordnungsgemäß funktioniert und zuverlässige Messwerte liefert, sofern der Messverstärker vor der Aufnahme der Messungen genullt wird (Kompensation des Axiallasteinflusses).

Um die Gefahr von möglichen Beschädigungen des Messensors infolge der axialen Belastung zu minimieren bzw. auszuschließen, wird die maximale Betriebslast (axial) für die Versuche auf 60 N festgelegt. Somit reduziert sich die zu prüfende Axiallast auf 60 N.

Ein weiterer wichtiger Punkt, der bei dem nachfolgenden Versuch mit untersucht werden soll, inwieweit die dezentrierte Einleitung der Axiallast sich auf die Messungen auswirkt. Hierbei wird die axiale Kraft an unterschiedlichen Punkten eingeleitet und die Auswirkungen werden untersucht.

a) Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau sollte in etwa die realen Einsatzbedingungen des Messensors wiedergeben, damit die Untersuchungsergebnisse auch für die Versuchsbedingungen am Versuchsstand gelten.

Hier sollte untersucht werden, welchen Einfluss die Axiallast auf die Messergebnisse haben kann. Dazu wurde folgender Versuchsaufbau verwendet, der auf dem Bild dargestellt ist und in etwa im Labor umgesetzt wurde. Das Bild gibt lediglich das Prinzip des Versuchsaufbaus wieder.

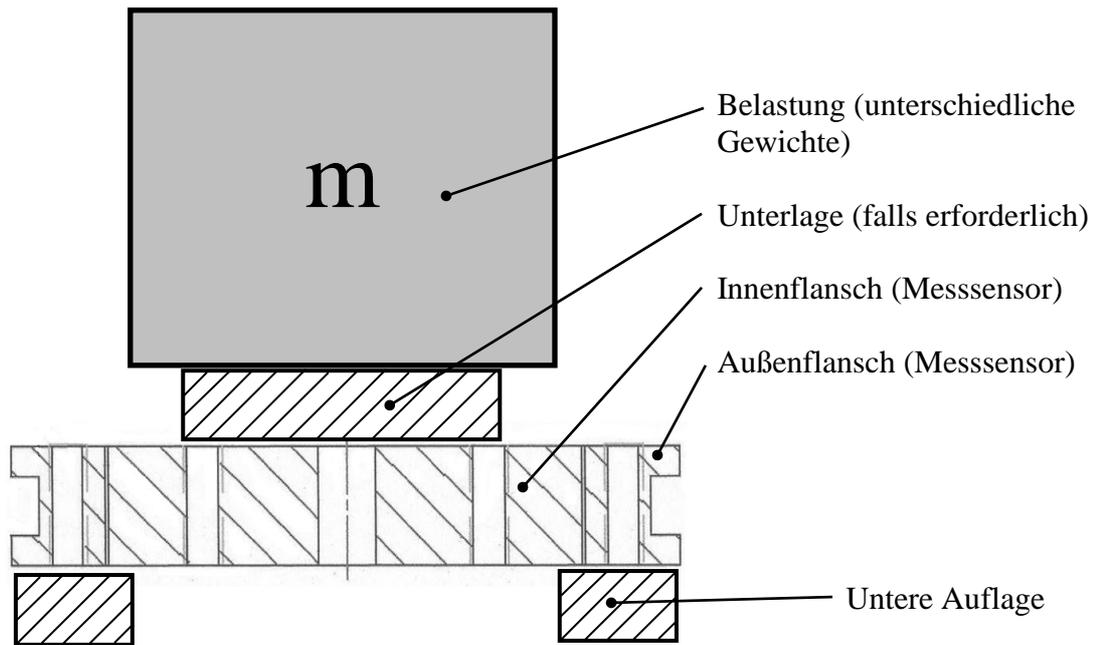


Abb. 43: Prinzipskizze des Versuchsaufbaus

b) Versuchsdurchführung

Folgender Versuchsaufbau zur Untersuchung des Messensors wurde im Labor realisiert.



Abb. 44: Versuchsaufbau zur Untersuchung des Messensors

Der Messensor wird, wie auf der oberen Abbildung gezeigt mit dem Außenflansch auf einen Metallring platziert und ausgerichtet. Zusätzlich wird mit einer Wasserwaage die waagerechte Lage des Drehmomentsensors geprüft. Auf den Innenflansch wird eine

Last in Form eines definierten Gewichtes aufgebracht. Damit die Fläche des Gewichtes nicht die Lamellen des Messensors berührt, werden kleine Unterlegscheiben dazwischen gelegt.

Im weiteren Versuchsverlauf wird der Messsensor mit unterschiedlichen Axiallasten belastet und die Messwerte werden untersucht. Als Erstbelastung wird der auf der Abb. 45 dargestellte Zylinder (bestehend aus zwei unterschiedlichen Durchmesser) verwendet. Der kleinere Durchmesser passt sehr gut zu dem Innenflansch des Messensors. Der Größere Durchmesser des Zylinders ist nach oben gerichtet und kann weitere Gewichte zur Steigerung der Belastungen aufnehmen. Die gemessene Masse des Zylinders beträgt 1302 g.



Abb. 45: Zylinder

Für die Steigerungen der axialen Belastungen wurden unterschiedliche Gewichte bzw. passende Bauteile aus dem Labor verwendet. Die Schrittweite der Laststeigerungen sollte jeweils ca. 1 kg (ca. 10 N) betragen. Da man im Labor nicht immer die passenden Gewichte finden konnte, mussten einige Gewichte durch geeignete Bauteile (beispielsweise der Zylinder aus Abb. 45) ersetzt werden.

c) Zusammenfassung der verwendeten Gewichte bzw. Bauteile

- $M_1 = 1302 \text{ g} = 12,77 \text{ N}$ (Zylinder → siehe Abb. 45)
- $M_2 = 998 \text{ g} = 9,79 \text{ N}$ (Siehe unteres Bild)
- $M_3 = \text{ca. } 5000 \text{ g} = 49,05 \text{ N}$ (Hubkolben → siehe unteres Bild)



Abb. 46: Verwendete Gewichte

d) Untersuchungen des Messensors

Für die Untersuchungen der Funktionalität des Messensors wird kein PC zur Speicherung der Messwerte verwendet. Die Messwerte werden direkt vom Display des Messverstärkers abgelesen. Für die nachfolgenden Untersuchungen werden noch einige Einstellungen an dem Messverstärker vorgenommen.

Einstellungsparameter des Messverstärkers:

DISP	= 100000
DECP	= 0.00000
RANGE	= 0.6051
Einheit	= NM

Untersuchung 1

Bei der ersten Untersuchung wird nur das erste Gewicht ($M_1 = 12,77 \text{ N}$) verwendet. Vor der Belastung des Messensors muss der Messverstärker genullt werden. Dann wird das Gewicht, wie auf der Abb. 47 gezeigt, vorsichtig auf den Messsensor aufgebracht.

Nach der axialen Belastung des Messensors wurde am Messverstärker eine Veränderung des Messwerts registriert. Somit hat der Messsensor auf die axiale Belastung reagiert. Anschließend wurde das Gewicht mehrmals abgenommen und wieder aufgebracht, wobei jedes Mal vorher der Messverstärker genullt worden ist. Folgende Messwerte wurden dabei aufgenommen.

1. → -0,00155
2. → -0,00265
3. → -0,00155
4. → -0,00190
5. → -0,00173
6. → -0,00146
7. → -0,00173
8. → -0,00205

Wie man den Messwerten entnehmen kann sind diese nicht konstant, obwohl immer das gleiche Gewicht verwendet worden ist. Es ist sicherlich nicht möglich das Gewicht immer exakt auf die gleiche Position zu platzieren. Aus diesem Grund sind die Messwerte verschieden. Somit wurde bei der ersten Untersuchung gezeigt, dass der Drehmomentsensor sowohl auf axiale Belastungen als auch auf die Ungenauigkeiten bei der Lasteinleitung reagiert.

Untersuchung 2

Die axiale Belastung wird bei dieser Untersuchung auf ca. 2 kg erhöht. Dazu werden die beiden Gewichte M_1 ($1302 \text{ g} = 12,77 \text{ N}$) und M_2 ($998 \text{ g} = 9,79 \text{ N}$) verwendet. Die zusammengesetzte Masse bzw. Kraft ergibt sich dann zu $M_4 = 2300 \text{ g} = 22,56 \text{ N}$.

Die Lasteinleitung wird wie auf dem unteren Bild 47 dargestellt durchgeführt.

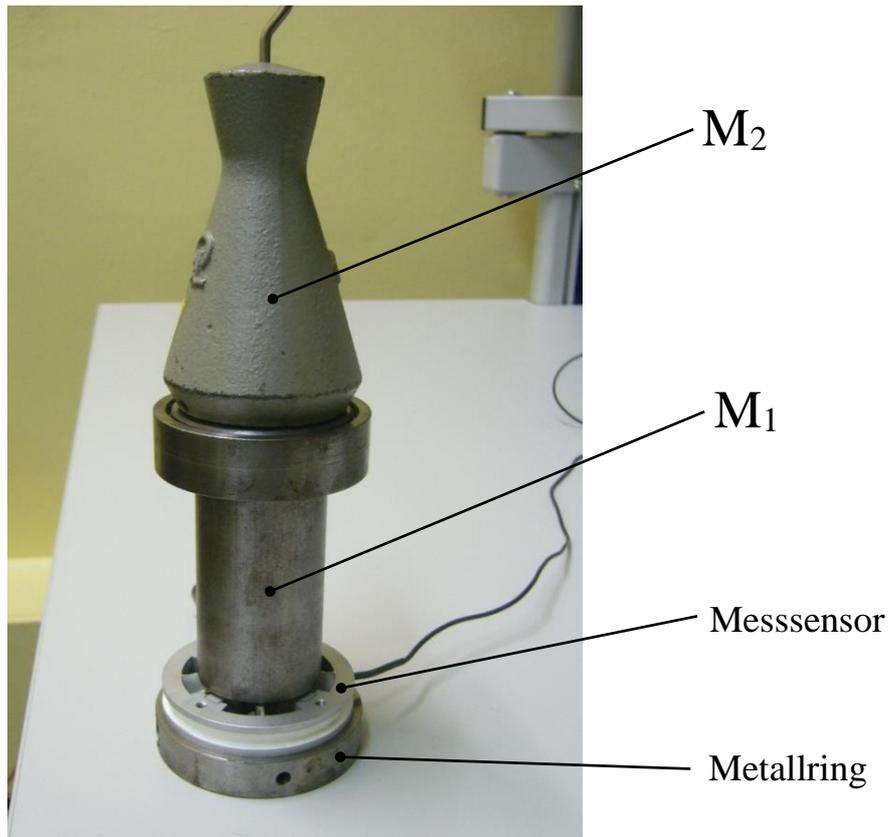


Abb. 47: Lasteinleitung für Untersuchung 2

Zuerst wird das Gewicht M_1 auf den Messsensor aufgebracht und der auf dem Messverstärker angezeigte Messwert notiert. Messwert (M_1) = -0,00139 (Start).

Anschließend wird oben auf das erste Gewicht vorsichtig und möglichst zentriert das zweite Gewicht M_2 aufgebracht und der angezeigte Messwert wird notiert. Der Vorgang wird acht Mal wiederholt. Nachfolgend befinden sich die dabei gemessenen Werte.

Messwerte (M_4):

1. → -0,00271
2. → -0,00303
3. → -0,00291
4. → -0,00242
5. → -0,00263
6. → -0,00248
7. → -0,00255
8. → -0,00245

Nachdem die Messwerte aufgenommen worden sind, wird das zweite Gewicht (M_2) vorsichtig entfernt und der Messwert wird notiert. Messwert (M_1) = 0,00148 (Ende). Anschließend wird das erste Gewicht vorsichtig entfernt. Hierbei wurde geachtet, ob der Messwert nach der Entnahme aller Gewichte wieder zum Nullpunkt zurückkehrt. Der beobachtete Messwert ergab hierbei einen Wert von + 0,00011. Somit ist eine vernachlässigbar geringe Abweichung vom Nullpunkt festgestellt worden.

Wie erwartet sind die Messwerte hier höher als bei der ersten Untersuchung. Da die Last nie genau wie bei der jeweils vorherigen Messung aufgebracht werden konnte, streuen die Messwerte stark. Aus diesem Grund wird auf die Untersuchung eines möglichen linearen Zusammenhangs zwischen der axialen Belastung und dem Messwert verzichtet, weil man wegen dieser Streuung keinen eindeutigen linearen Zusammenhang nachweisen kann.

Nachfolgend wird die letzte Untersuchung mit der maximalen Last (ca. 60 N) durchgeführt. Es soll dabei untersucht werden, ob diese Last bereits zu einer Beeinträchtigung der Messungen führen kann.

Untersuchung 3

Bei diesem Versuch wird die axiale Last von ca. 60 N eingesetzt. Dazu werden die Gewichte M_1 (1302 g = 12,77 N) und M_3 (ca. 5000 g = 49,05 N) verwendet. Die zusammengesetzte axiale Kraft ergibt sich dann zu $M_5 = 61,82$ N.

Zuerst wird das Gewicht M_1 auf den Messsensor aufgebracht und der auf dem Messverstärker angezeigte Messwert notiert. Messwert (M_1) = -0,00181 (Start).

Anschließend wird oben auf das erste Gewicht vorsichtig und möglichst zentriert das zweite Gewicht M_2 aufgebracht und der angezeigte Messwert wird notiert. Der Vorgang wird sechs Mal wiederholt. Nachfolgend befinden sich die dabei gemessenen Werte. (Ähnlich der Abb. 47 aus der zweiten Untersuchung)

Messwerte (M_5):

1. → -0,01085
2. → -0,00415
3. → -0,00730
4. → -0,01620
5. → -0,00875
6. → -0,00416

Hier zeigen sich sehr starke Schwankungen der Messwerte. Es wird nun sehr deutlich, dass bei hohen Axiallasten die Lasteinleitung möglichst konstant und zentral eingeleitet werden muss. Ansonsten werden die Messwerte stark verfälscht.

Nach dem Entfernen der beiden Gewichte wird untersucht, ob der Nullwert sich wieder einstellt. Die Anzeige des Messverstärkers zeigte einen Wert von 0,00001. Somit wurde gezeigt, dass der Messsensor für die Messungen bei Axiallast von 60 N geeignet ist, weil der Nullwert sich wieder eingestellt hat. Würde der Nullwert sich verschieben, würde dies auf eine Beschädigung des Messsensors hindeuten, bzw. darauf dass die zu hohe Axiallast bei Reibwertuntersuchungen zu Fehlern führen würde.

e) Zusammenfassung und Diskussion der Versuchsergebnisse

Die drei Untersuchungen haben gezeigt, dass der Messsensor auf die Einleitung der axialen Last reagiert. Wenn man dies bei den Reibwertuntersuchungen nicht berücksichtigt, so werden die Messwerte verfälscht. Besonders bei hoher Axiallast wurde deutlich, dass eine dezentrale Lasteinleitung zu sehr starken Messwertverfälschungen führen kann bzw. wird. Da die Bauteile am Tribometer (Kugeltopf, Messsensor, Laufkugelaufnahme etc.) für die Reibwertuntersuchungen sehr zentriert ausgerichtet sein müssen, muss vor den Messungen darauf geachtet werden, dass der Messverstärker vor jeder Lasteinleitung genullt werden muss, damit der axiale Einfluss kompensiert wird. Auf den dezentralen Lasteinleitungsaspekt muss dann nicht mehr geachtet werden, da die Last stets zentral eingeleitet wird. Die dritte Untersuchung hat ergeben bzw. bestätigt, dass die maximale Axiallast von 60 N für die Reibmomentmessungen mit dem neuen Sensor unbedenklich ist. Die Last von 60 N wurde mehrmals für ca. 5 min aufgebracht und jedes Mal wurde der Nullwert annähernd erreicht (wurde in der dritten Untersuchung nicht beschrieben, weil es etwas später zur Sicherheit durchgeführt worden ist). Somit ist der neue Drehmomentsensor für den Einbau in das Tribometer freigegeben.

7.2.2 Einbau des neuen Drehmomentsensors

Der vorherige Versuchsstand ist für sehr hohe Axiallasten (200 – 300 N) konzipiert worden. Da der neue Messsensor nur bei einer maximalen axialen Last von 80 N verwendet werden darf, muss dies bei dem Einbau und Inbetriebnahme des Versuchsstandes berücksichtigt werden.

Da der neue Messsensor bei den vorherigen Untersuchungen als geeignet für den Tribometer erwiesen hat, wird der alte Messsensor (Torsionsbuchse) durch den neuen ersetzt. Unten wird zur Erinnerung noch mal die Zeichnung des Drehmomentsensors abgebildet.

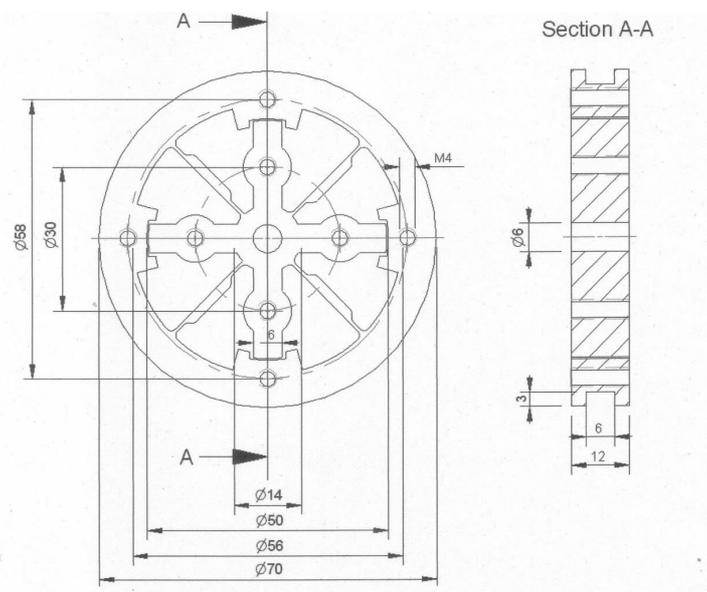


Abb. 48: Zeichnung des Messensors

Zur Montage des Sensors sind jeweils vier M4-Gewindebohrungen am Außen- und Innenflansch vorhanden. Weiterhin ist der Zeichnung zu entnehmen, dass der neue Sensor

viel flacher (12 mm) ist, als die Torsionsbuchse (40 mm). Somit müssen beim Einbau fast 30 mm an Höhenunterschied überbrückt werden, damit die Hebelstange nach der Krafteinleitung waagrecht ist. Dies ist insofern wichtig, weil sich alle nachfolgenden Lastberechnungen auf diese Annahme stützen.

Die Gewindebohrungen an den Flanschen zur Montage des Sensors haben den Montageaufwand zusätzlich erschwert. Der Sensor kann somit nicht einfach von oben her mit dem Innenflansch mit dem Hubkolben verschraubt werden, weil dies die Gewindebohrungen nicht erlauben. Deswegen mussten einige Anstrengungen unternommen werden, um eine Möglichkeit zur Montage des Sensors zu finden. Weiterhin kam erschwerend hinzu, dass einige Montagemöglichkeiten dazu führen würden, dass die Reibmomente der Lagerstellen (beispielsweise axiale Führung des Hubkolbens) mit gemessen werden. Dieses sollte jedoch unter allen Umständen vermieden werden. Dies ist ebenfalls der Grund dafür gewesen, dass die Axiale Belastung auf 80 N bzw. 60 N begrenzt werden musste. Es gab einfach keine andere Möglichkeit zum Einbau, bei dem höhere Axiallasten möglich gewesen wären, ohne dass die Reibung der axialen Führung und anderer Lagerstellen nicht mit gemessen worden wäre.

In dem Datenblatt zum Sensor ist die axiale Maximallast mit 80 N angegeben, aber sie ließe sich umgehen, indem die gesamte Last nur durch den Innenflansch bzw. Außenflansch durchgeleitet worden wäre. Allerdings gab es keine andere Möglichkeit, ohne die Reibung der Lagerstellen mit zu messen.

Nach einigen Überlegungen wurde eine geeignete Möglichkeit zum Einbau des Drehmomentsensors gefunden. Nachfolgend wird diese Möglichkeit vorgestellt und beschrieben.

7.2.2.1 Montagemöglichkeit des Sensors

Zur Montage des Messsensors werden drei zusätzliche Bauteile gefertigt, welche es erlauben den Momentaufnehmer in den Tribometer einzubauen. Weiterhin werden die Bauteile so dimensioniert, dass der Höhenunterschied von drei Zentimetern überbrückt werden kann.

Zur Befestigung des Messsensors an den Hubkolben, werden zwei Bauteile benötigt. Diese Bauteile werden als „untere Montagescheibe“ und „mittlere Montagescheibe“ bezeichnet.

Die untere Montagescheibe wird mit der Unterseite an den Hubkolben mittels vier M4-Zylinderschrauben (10 mm Länge) montiert. In der Mitte der Scheibe befindet sich eine 6H7-Passung, über welche bei der Montage die Scheibe auf den Hubkolben zentriert wird.

7.2.2.3 Mittlere Montagescheibe



Oberseite

Unterseite

Abb. 51: Mittlere Montagescheibe

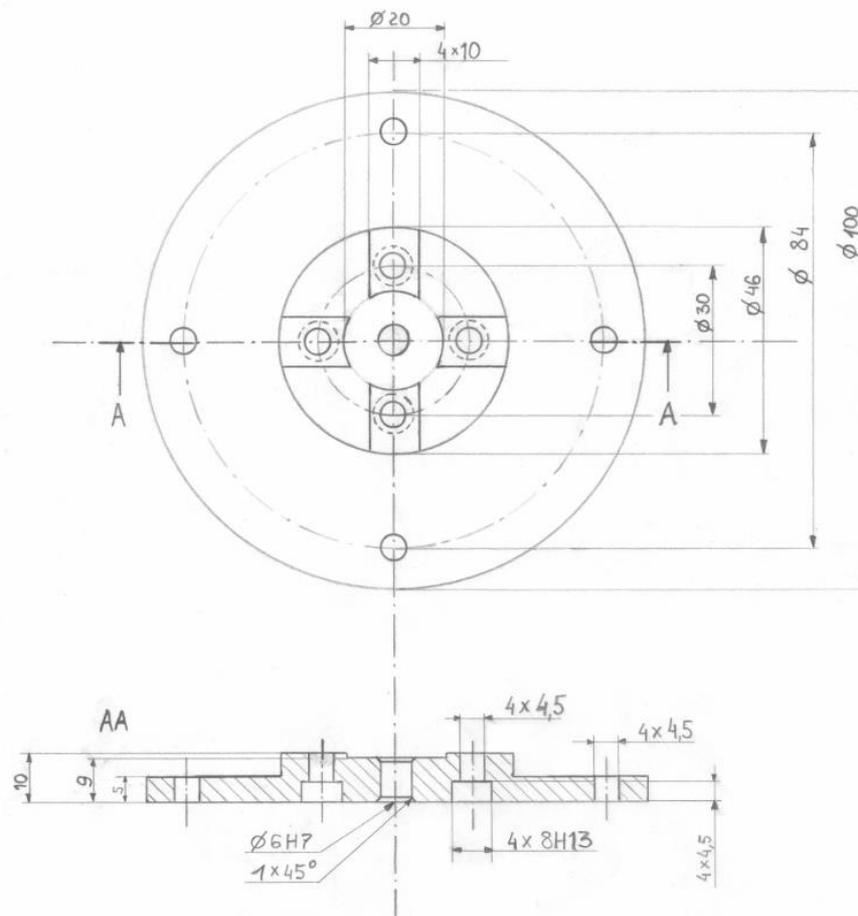


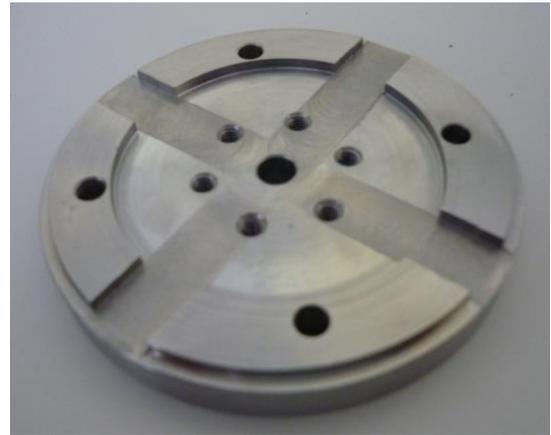
Abb. 52: Zeichnung für die mittlere Montagescheibe

Zuerst wird an die Oberseite der mittleren Montagescheibe der Messsensor mittels vier M4-Zylinderschrauben (10 mm Länge) montiert. Anhand der 6H7-Passungen (Zentrierung), die jeweils auf dem Sensor und der mittleren Montagescheibe angebracht ist, werden die Bauteile Zentriert. Dazu aber bei der Montageanleitung (siehe weiter unten) mehr. Anschließend wird diese Baugruppe über die Unterseite der mittleren Montagescheibe mit der Oberseite der unteren Montagescheibe mittels vier M4-Zylinderschraube (10 mm Länge) verschraubt.

7.2.2.4 Obere Montagescheibe



Oberseite



Unterseite

Abb. 53: Obere Montagescheibe

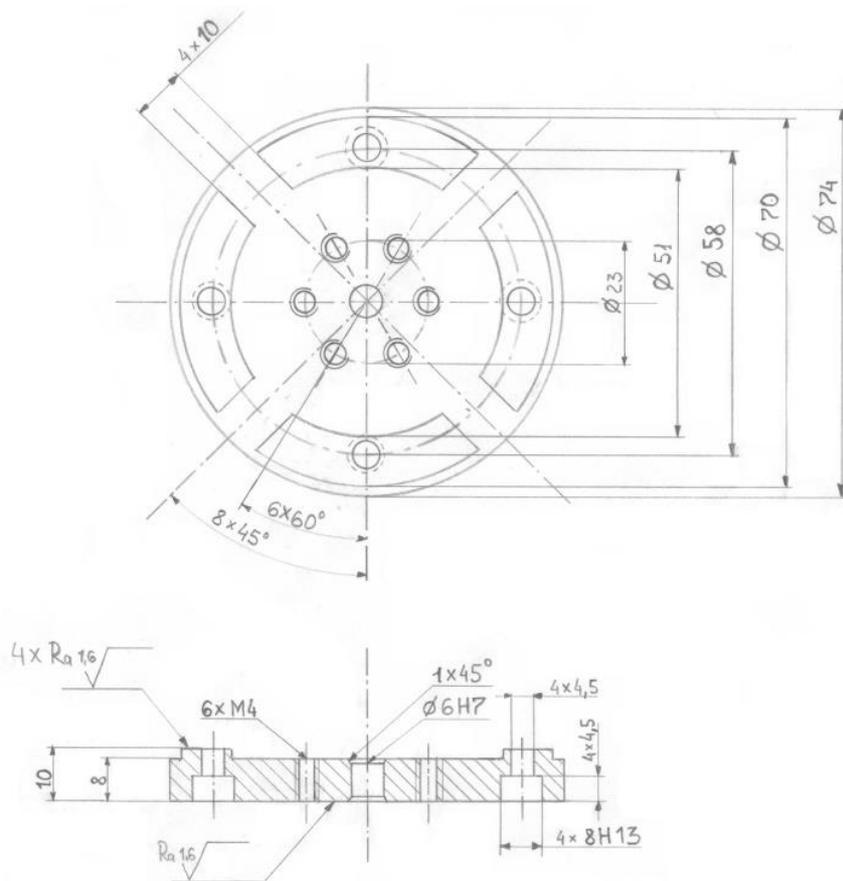


Abb. 54: Zeichnung der oberen Montagescheibe

Die Obere Montagescheibe wird mit der Unterseite auf den Messsensor mittels vier M4-Zylinderschrauben (10 mm Länge) montiert. Die untere Montagescheibe ist so konstruiert, dass bei der Montage bzw. nach dem Einbau die Messlamellen des Messensors nicht berührt werden. Die Zentrierung wird ebenfalls über die 6H7-Zentrierpassung gewährleistet. An die Oberseite wird anschließend der Kugeltopf mittels sechs M4-Zylinderschrauben (10 mm Länge) montiert.

7.2.2.5 Montageanleitung

Bei der Montage des Messensors muss eine bestimmte Reihenfolge beachtet werden. Teilweise wurde die Montageanleitung bereits im vorherigen Kapitel erklärt. Hier wird jedoch Schritt für Schritt erklärt, wie der Drehmomentsensor in den Tribometer eingebaut wird. Die dabei vorgegebene Reihenfolge sollte beachtet werden, sonst wird der Zusammenbau nicht möglich.

Schritt 1

Zuerst wird der Zentrierstift mit der kleinen Kerbe nach oben in die 6H7-Zentrierpassung des Hubkolbens gesteckt. Die Zentrierpassung wurde nachträglich am Hubkolben angebracht und bewirkt eine Zentrierung der Bauteile. Der Stift hat eine Länge von 40,6 mm und einen Durchmesser von 6,00 mm. Er wurde speziell dazu angepasst, die Bauteile zu zentrieren und passt daher sehr genau in die Zentrierpassungen der Bauteile.

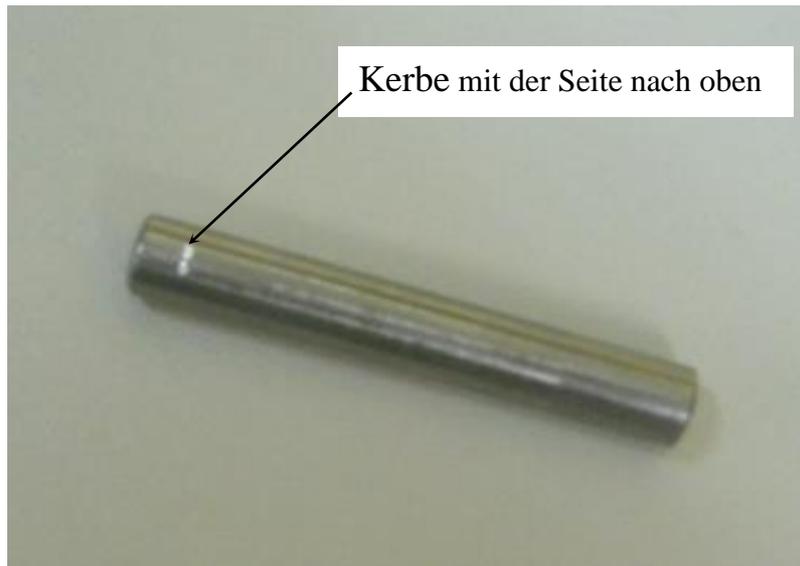


Abb. 55: Zentrierstift

Schritt 2

Die untere Montagescheibe wird mit der Unterseite über die Zentrierpassung auf den Zentrierstift gesteckt und mit dem Hubkolben verschraubt. Die Schrauben sollten möglichst gleichmäßig und nicht zu fest angezogen werden.

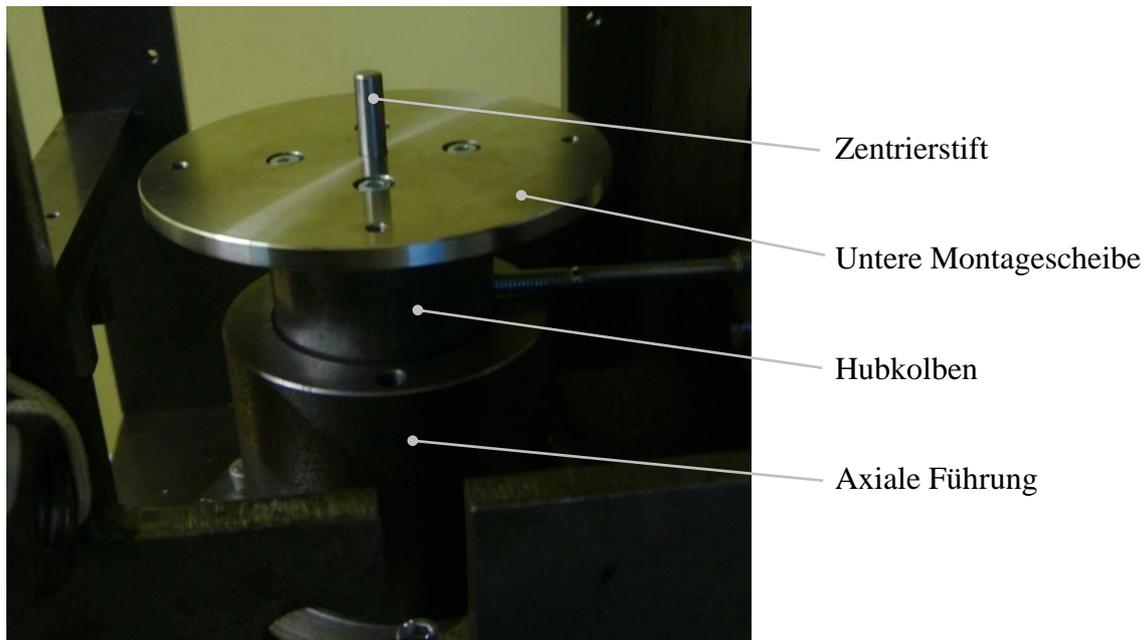


Abb. 56: Montage der unteren Montagescheibe (Schritt 2)

Schritt 3

Hier wird nun der Messsensor an die mittlere Montagescheibe montiert. Es sollte ein zweiter angepasster Zentrierstift zur Zentrierung der Bauteile benutzt werden.

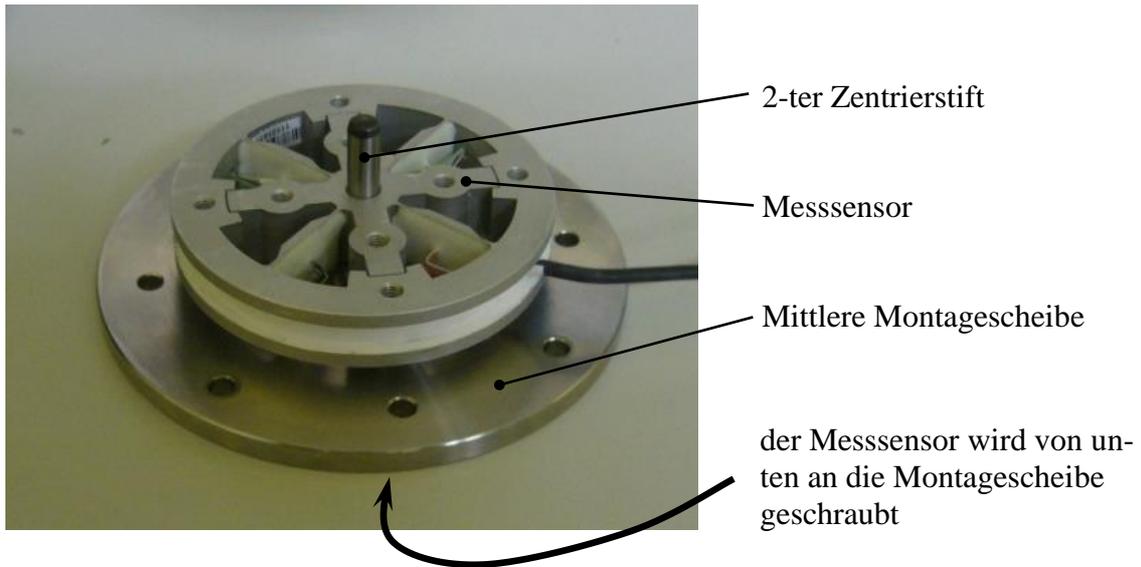


Abb. 57: Montage des Messensors an die mittlere Montagescheibe (Schritt 3)

Schritt 4

Die mittlere Montagescheibe mit Sensor (Baugruppe) wird nun auf die untere Montagescheibe montiert. Der zweite Zentrierstift muss vorher entfernt werden.

Anmerkung: bei der Fertigung ist ein Fehler unterlaufen und die ersten vier Bohrungen wurden falsch gesetzt (zu geringer Radius) und es mussten vier neue Bohrungen gebohrt werden. Deshalb befinden sich auf der mittleren Montagescheibe zu viele Bohrungen. Also die Bohrungen benutzen, die auf einem größeren Durchmesser liegen (Die anderen Bohrungen passen eh nicht).

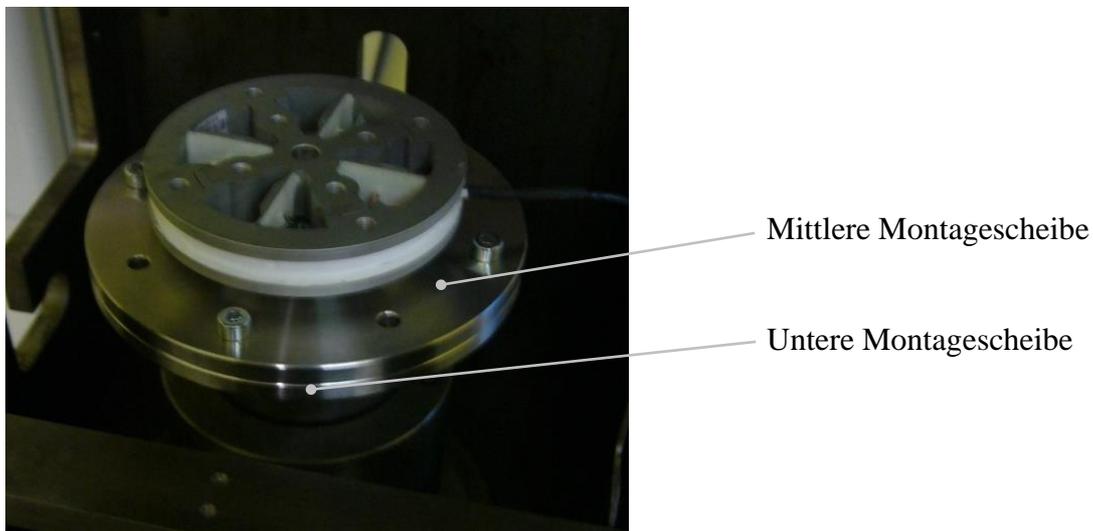


Abb. 58: Montage der Baugruppe (Mittlere Montagescheibe + Sensor) (Schritt 4)

Schritt 5

Nun wird die obere Montagescheibe mit Hilfe vom zweiten Zentrierstift an den Messsensor montiert. Nach der Montage muss der Stift wieder entfernt werden.

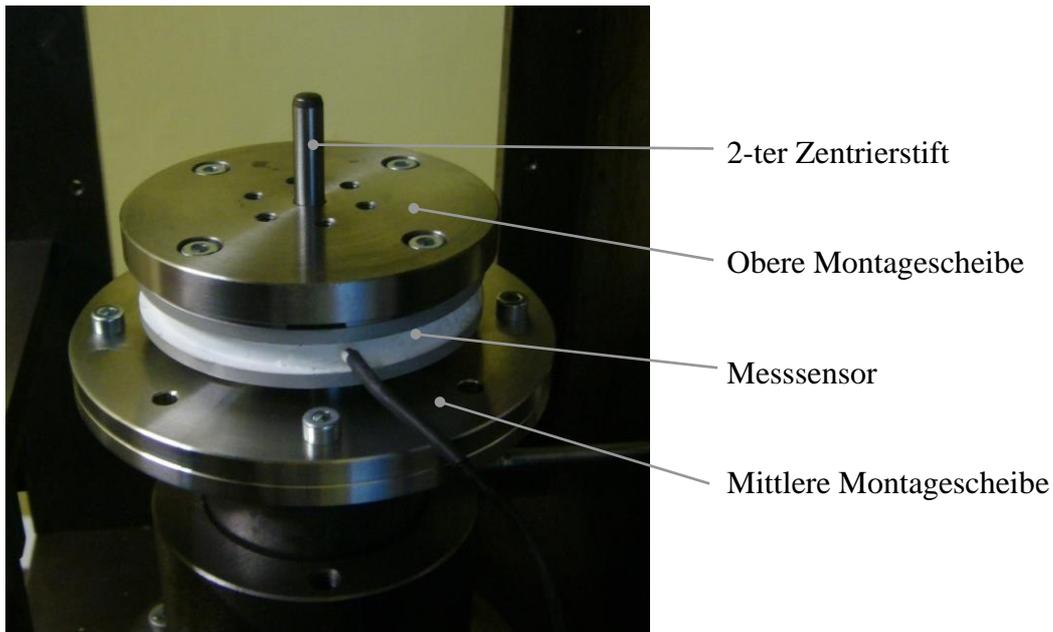


Abb. 59: Montage der oberen Montagescheibe (Schritt 5)

Schritt 6

Als letztes wird die untere Kugeltopscheibe an die obere Montagescheibe montiert. Hier wirken die sechs M4-Gewindebohrungen als Zentrierung.

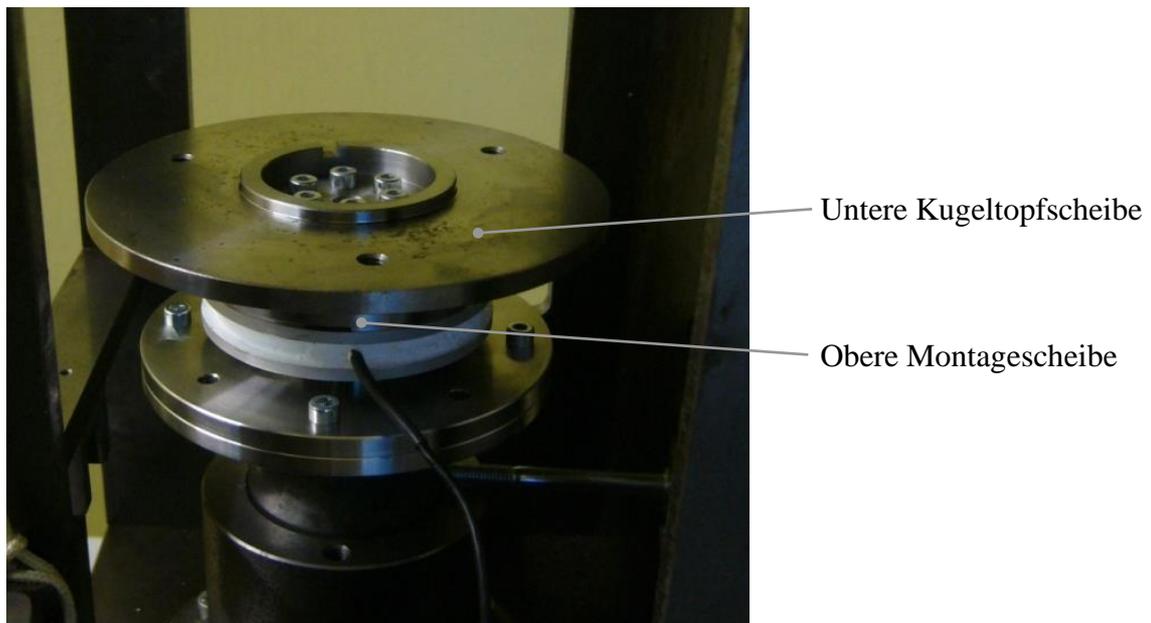


Abb. 60: Montage der unteren Kugeltopscheibe (Schritt 6)

Die obere Kugeltopscheibe (Schmierfett- und Kugelbehälter) wird einfach auf die untere Kugeltopscheibe eingesetzt und mit drei Zylinderschrauben (M6 x 10) gesichert.

Somit ist der Messsensor eingebaut und der Versuchsstand ist fast einsatzfähig. Es muss nur noch die axiale Last an den neuen Messsensor angepasst werden. Dies wird im nachfolgenden Kapitel beschrieben.

7.2.3 Berechnung des neuen Gewichtes und Gleichgewichtsbetrachtungen

Da der neue Sensor nur für deutlich geringere Axiallasten als der vorherige Messsensor geeignet ist, muss das alte System zur axialen Lasteinleitung überarbeitet werden bzw. es muss ein deutlich geringeres Gewicht benutzt werden. Das alte Hebelgewicht ist für den neuen Sensor viel zu schwer. Es ist nicht möglich, mit dem alten Gewicht die Betriebsbelastung von maximal 60 N einzustellen, da es nicht möglich ist, einen solch kleinen Hebelarm einzustellen.

7.2.3.1 Das Momentane Krafteinstellungssystem

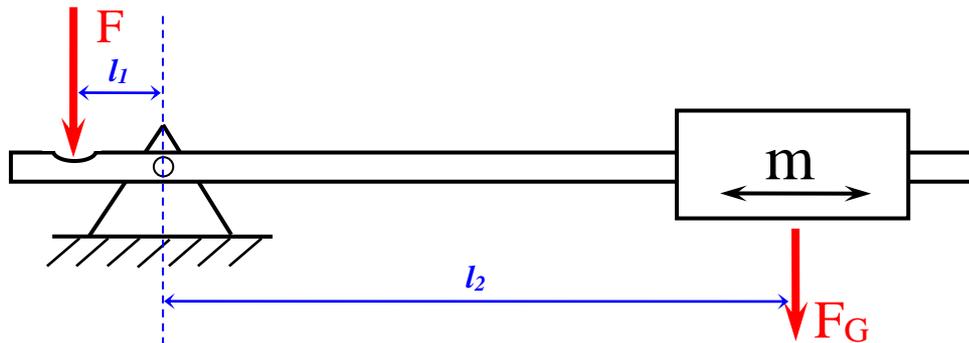


Abb. 61: Die momentane Krafteinstellung

Durch das Verschieben des Gewichtes (m) kann die unterschiedliche Betriebskraft (F) eingestellt werden. Das Prinzip beruht dabei auf dem Verändern der Hebelarme für das Gewicht (m). Das System an sich ist sehr einfach aufgebaut. Allerdings ist dies auf dem momentanen Versuchsstand noch nicht sehr einfach zu gewährleisten. Es gibt keine Markierungen auf der Hebelstange, welche die gewünschte Kraft anzeigen würden. Jede gewünschte Kraft muss nachgerechnet und der Hebelarm dazu muss anschließend abgemessen werden.

Da der vorherige Versuchsstand für sehr hohe Axialkräfte konzipiert worden ist, wurde dementsprechend auch ein hohes Gewicht von mehr als 5 kg (in den Studienarbeiten wurde das Gewicht mit 6,87 kg angegeben) verwendet. Das schwere Gewicht und die Tatsache, dass dieses sich hinten befindet und man nicht leicht dort herankommt, erschwert das Arbeiten an diesem Versuchsstand. Für die Messungen muss das Gewicht langsam heruntergelassen werden, damit die Axialkraft auf das Kugelsystem wirken kann. Da das Gewicht recht schwer und unbequem zu erreichen ist, bereitet diese Tätigkeit einige Unannehmlichkeiten.

7.2.3.2 Das neue bzw. angepasste Krafteinleitungssystem

In der Produktbeschreibung für den neuen Messsensor ist die maximale Axiallast, mit der der Messsensor belastet werden darf mit 80 N angegeben. Nachfolgend soll eine Möglichkeit gefunden werden, geringere Axiallasten einleiten zu können. Es werden im Folgenden einige Möglichkeiten zur axialen Lasteinleitung aufgeführt.

a) Möglichkeit 1

Eine Möglichkeit ist der Einsatz eines geringeren Gewichtes, wobei die Masse des Gewichtes so bestimmt werden soll, dass sich die Hebelstange optimal ausnutzen lassen soll. Zusätzlich sollen Markierungen in die alte Hebelstange eingraviert werden, welche unterschiedliche Axiallasten anzeigen. Die Schrittweite soll jeweils 10 N betragen. Durch das Anbringen einer feineren Teilung ist auch eine feinstufigere Krafteinleitung möglich. Denkbar wären auch Vertiefungen zur Arretierung des Gewichtes. Somit wären auch unterschiedliche Lasten einstellbar, allerdings wesentlich komfortabler, da man somit schneller und einfacher die Axiallast einstellen kann. Jedoch ist diese Möglichkeit etwas aufwendiger zu realisieren als eine einfachere Skalierung mittels Einkerbungen. Die Skalierung soll zwischen 40 N und 60 N liegen.

Hierbei soll zusätzlich beachtet werden, dass der Kugeltopf und die obere Montage-scheibe auf dem Messsensor montiert sind und diesen zusätzlich belasten. Dieser Aspekt sollte bei den Axiallastbestimmungen nicht außer Acht gelassen werden, um den Messsensor nicht aus Versehen zu beschädigen.

Weiterhin ist der zusätzliche Einsatz eines Kraftaufnehmers bei diesem Versuchsstand sehr interessant. Der Einbau des Kraftsensors kann nachträglich nachgerüstet werden. Hierbei soll stets bequem und ohne Berechnungen die gewünschte Axiallast eingestellt werden. Dies könnte demnach ein Thema für die nachfolgenden Diplomarbeiten bzw. Studienarbeiten sein.

b) Möglichkeit 2

Die Kraftaufbringung soll pneumatisch erfolgen. Diese Möglichkeit ist allerdings mit zusätzlichen Erweiterungen des Versuchsstandes verbunden, denn ohne Modifikationen ist es mit der Pneumatik nicht möglich, die Axiallast einstellen zu können. Man wird zusätzlich eine Pumpe und einen Kraftsensor dafür brauchen. Mittels Kraftsensor kann man anschließend die Axiallast messen und mittels einer Pumpe den Luftdruck erhöhen, um die gewünschte Axiallast einstellen zu können. Weiterhin ist eine bestimmte pneumatische Vorrichtung notwendig, um diese Möglichkeit zu realisieren.

Es gibt dazu noch eine recht einfachere Möglichkeit. Dazu kann unter dem Hubkolben eine Art Luftballon untergebracht werden. Mittels einer einfachen Luftpumpe kann der Ballon langsam aufgepumpt werden. Der steigende Luftdruck würde den Hubkolben mit einer bestimmten Kraft hoch drücken. Je mehr der Ballon aufgepumpt wird desto höher ist die Kraft mit der der Hubkolben nach oben gedrückt wird. Allerdings wird hier auf jeden Fall ein Kraftaufnehmer benötigt, weil man die Hubkraft sonst nicht bestimmen könnte.

c) Möglichkeit 3

Die Kraftübertragung erfolgt mittels einer Feder. Das Prinzip dieser Möglichkeit beruht darauf, die gewünschte Axiallast mittels einer Druckfeder erzeugen zu können. Durch das Spannen einer Druckfeder wird eine Kraft proportional der Stauchung der Feder auf den Kolben ausgeübt. Dieser Kolben drückt den Kugeltopf mit einer bestimmten Kraft gegen die Laufkugel. Durch das Spannen und Entspannen der Feder können unterschiedliche Axiallasten stufenlos eingestellt werden. Diese Möglichkeit ist sowohl mit

als auch ohne Kraftaufnehmer realisierbar. Wenn man keinen Kraftaufnehmer benutzen möchte, kann man anhand der Stauchung der Feder bestimmen, welche Kraft auf die Laufkugel ausgeübt wird. Dazu benötigt man die Federkonstante der eingesetzten Feder. Daraus lässt sich eine Skala, ähnlich wie bei den Federwaagen, ableiten. Diese Möglichkeit lässt sich durchaus mit einfacheren Mitteln an der HAW realisieren. Der Vorteil dieser Möglichkeit liegt darin, dass man etwas Platz für den Versuchsaufbau einsparen kann. Außerdem braucht man keine Hebelstange und kein Gewicht mehr. Die Krafteinleitung ist somit kompakt im Gehäuse des Tribometers untergebracht. Durch die Verwendung des Kraftaufnehmers ist die Krafteinleitung wesentlich einfacher und genauer. Während eine Skala eine gewisse Fehlerquelle mit sich bringt, ist die direkte Kraftmessung sehr genau. Man spannt die Feder langsam mittels einer Schraube so lange an bis die gewünschte Axiallast angezeigt wird. Somit kann die Axiallast stufenlos eingestellt werden.

d) Möglichkeit 4

Die Kraftübertragung erfolgt mittels zusätzlicher Gewichte. Dies ist ebenfalls eine einfache Möglichkeit, unterschiedliche Lasten einleiten zu können. Der Grundgedanke ist Folgender: Man stellt die erste Masse auf der Hebelstange so ein, dass die minimale Axiallast auf die Laufkugel wirkt. Diese erste Masse wird fest fixiert und soll nicht mehr verschoben werden. Für die nächste Axiallast schiebt man ein zusätzliches, genau ermitteltes und gekennzeichnetes Gewicht auf die Hebelstange. Für die nächst größere Axiallast wird wieder ein bestimmtes Gewicht auf die Hebelstange geschoben und fixiert. Diese Methode hat den Vorteil, dass hier die beliebigen Lasten sehr einfach eingestellt werden können. Nur der Rechenaufwand für die Bestimmung der Gewichte macht diese Möglichkeit etwas unkomfortabler. Allerdings wenn man eine feste Schrittweite einhält, beispielsweise in 10 N, so ist der Rechenaufwand einmalig und fällt nicht mehr ins Gewicht. Bei den Versuchen würde man einfach die gewünschten, bereits vorhandenen Gewichte einsetzen bzw. wegnehmen um die gewünschten Kräfte einzustellen.

7.2.3.3 Möglicher Einbau eines Kraftsensors

Der Einbau des Kraftaufnehmers würde den Versuchsstand deutlich aufwerten, da hier zusätzlich axiale Kräfte genau überwacht, eingestellt oder aber auch aufgezeichnet werden könnten. Deshalb werden hier kurz einige Überlegungen beschrieben, wie man einen Kraftsensor in das Gerät integrieren könnte.

Man kann diesen z. B. zwischen dem Drehmomentsensor und dem Kugeltopf integrieren, je nach dem ob die Bauform des Kraftaufnehmers es zulässt.

Die bessere Möglichkeit ist der Einbau des Kraftaufnehmers direkt am Kugeltopf. Hierdurch wäre die direkte Messung der herrschenden Axiallast am besten und genauesten.

Durch Anpassung des Laufkugelaufnehmers (evtl. Verjüngung) kann ein DMS-Streifen direkt auf den Laufkugelaufnehmer angebracht werden. Somit könnte man stets die herrschende Axiallast erfassen.

7.2.3.4 Auswahl der geeigneten Möglichkeit

Aus den vorliegenden Möglichkeiten wurde die erste Möglichkeit ausgesucht, denn diese ließe sich im Rahmen der Diplomarbeit am einfachsten realisieren. Hinsichtlich der Anforderungen an den Versuchsstand ist die Variation der Axiallast mehr als ausreichend, da für die anschließenden Versuche nur die maximale Axiallast gebraucht wird. Zusätzlich kann wegen dem Eigengewichtsanteil einiger Bauteile die maximal erlaubte Axiallast nicht ausgeübt werden. Deshalb wird in dieser Diplomarbeit auf die Möglichkeit der Variation gänzlich verzichtet, da nur die maximal mögliche Axiallast verwendet werden soll. Somit ist die Skalierung der Hebelstange ebenfalls nicht mehr notwendig und wird daher nicht ausgeführt.

Wegen der deutlich geringeren Axiallast soll nun das neue Gewicht bestimmt werden. Dabei ist die optimale Ausnutzung der Hebelstange zu gewährleisten. Die Arretierung des Gewichtes soll unkompliziert erfolgen. Dazu wird die bereits verwendete Möglichkeit (Madenschraube bzw. Stiftschraube) als hinreichend angesehen.

7.2.3.5 Berechnungen des neuen Gewichtes

Das Gewicht wird anhand von Gleichgewichtsbetrachtungen berechnet. Die Form des Gewichtes ergibt sich aus einem runden Zylinder, weil man diesen leicht bearbeiten kann. In diesem Zylinder wird eine Bohrung zentriert angebracht, damit man das Gewicht auf die Hebelstange aufziehen kann. Eine weitere kleine Bohrung senkrecht zur Symmetrieachse des Zylinders wird mit einem Gewinde versehen, damit das Gewicht mittels einer Madenschraube bzw. Stiftschraube auf der Hebelstange fixiert werden kann. Der Durchmesser der Hebelstange ist eine feste Größe und bestimmt den Innendurchmesser des Gewichtszylinders.

Zwischen der Laufkugel und dem Messsensor befinden sich folgende Bauteile:

- Kugeltopf (1)
- Obere Montagescheibe (2)

Der Kugeltopf besteht zwar aus mehreren Bauteilen (Reibkugeln, Zentrierring, Deckel etc.), die zusammengesetzt sind, allerdings wird der Kugeltopf hier als ein Bauteil betrachtet. Die Gesamtmassen des Kugeltopfes sowie der oberen Montagescheibe werden durch wiegen bestimmt.

- Kugeltopf (inkl. Fett, Kugeln, Deckel, Zentrierbuchse und Schrauben) $m_1 = 1367 \text{ g}$
- Obere Montagescheibe (inkl. Vier Befestigungsschrauben) $m_2 = 278 \text{ g}$

Das Gesamtgewicht der Bauteile beträgt demnach $m_{\text{ges.}} = 1645 \text{ g}$

Aus dem Gesamtgewicht lässt sich nun die zusätzliche, auf den Messsensor wirkende, Kraft ermitteln.

$$F = m \cdot g$$

$$F = 1,645 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 16,137 \text{ N}$$

Die maximale Betriebskraft wurde auf 60 N bestimmt. Der Messsensor kann zwar eine höhere Axiallast von 80 N aushalten, allerdings wurde die maximale Axiallast aus Sicherheitsgründen auf 60 N herabgesetzt, um den Messsensor während des Betriebes nicht zu beschädigen.

Nun sollen von diesen 60 N zusätzlich die 16,098 N abgezogen werden, wodurch die Betriebslast auf maximal 43,9 N herabsinkt. Exakt diese Axiallast darf zwischen dem Kugeltopf und der Laufkugel maximal herrschen, damit der Messsensor nicht beschädigt wird. Um diese Axiallast etwas erhöhen zu können, müsste das Gewicht der zwei Bauteile (Kugeltopf und obere Montagescheibe) etwas reduziert werden. Durch zusätzliche Bohrungen an diesen Bauteilen können diese leichter gemacht werden und somit die Betriebslast erhöht werden.

a) Berechnungen bzw. Ermittlungen der Bauteilmassen

Für die Durchführungen der Gleichgewichtsbetrachtungen werden die Gewichte und Bauteilabmessungen bestimmter Bauteile benötigt. Die Hebelstange beispielsweise hat ein relevantes Eigengewicht, was bei den Gleichgewichtsbedingungen mitberücksichtigt werden muss. Aus diesem Grund sind die genaue Abmaße des Bauteils wichtig, um genauere Berechnungen durchführen zu können.

Die gemessene Masse der Hebelstange beträgt 2433 g.

Die Gleichgewichtsbetrachtungen erfolgen anhand eines Drehpunktes der Hebelstange. Rechts und links dieses Punktes müssen die jeweiligen Teilmassen der Hebelstange berechnet werden, um diese anschließend bei den Gleichgewichtsberechnungen verwenden zu können.

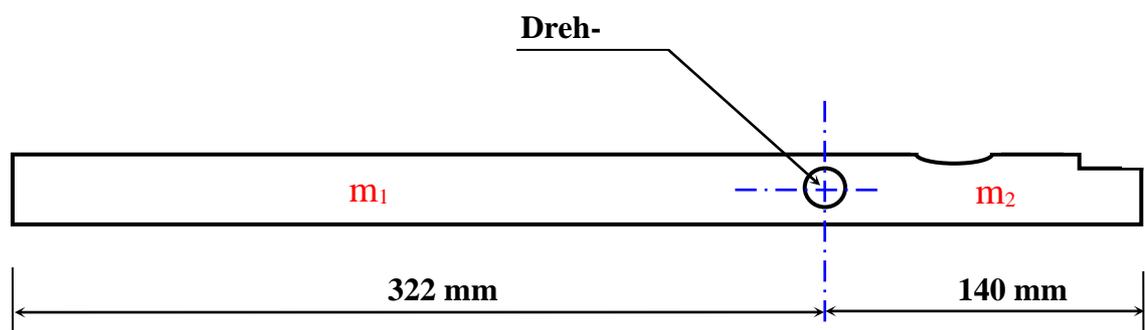


Abb. 62: Skizze der Hebelstange

Berechnung von m_1 :

$$m_1 = V_1 \cdot \rho$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 322\text{mm} = \frac{\pi \cdot 0,3^2 \text{ dm}^2 \cdot 3,22\text{dm}}{4} = \underline{\underline{0,227608\text{dm}^3}}$$

$$m_1 = 0,227608\text{dm}^3 \cdot 7,85 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

$$m_1 = \underline{\underline{1,7867\text{kg} = 1786,7\text{g}}}$$

Berechnung von m_2 :

$$m_2 = m_{\text{ges}} - m_1$$

$$m_2 = 2433\text{g} - 1786,7\text{g}$$

$$m_2 = \underline{\underline{646,3\text{g}}}$$

Auf der linken Seite befindet sich bei den Versuchen das verschiebbare Gewicht. Auf der rechten Seite, von Drehpunkt gesehen, wird die Kraft an den Kugeltopf und somit zu der Reibstelle geleitet. Der Abstand zwischen dem Drehpunkt und der Stelle wo die Kraft übertragen wird beträgt ca. 70 mm. Dieser Punkt ist bei dem momentanen Versuchsstand fest und kann nicht verändert werden.

Für die Gleichgewichtsbetrachtungen sind noch weitere Gewichte der Bauteile notwendig. Es sind die Bauteile, die auf der rechten Seite sitzen und dem mittels Hebelgewicht eingeleiteten Moment durch ihre Masse entgegen wirken. Somit müssen diese Massen bei den Berechnungen der gewünschten Axiallast berücksichtigt werden. Es sind folgende Bauteile:

• Stößel	$m_{\text{Stößel}}$	= 156 g
• Hubkolben	$m_{\text{Hubkolben}}$	= 2120 g
• Untere Montagescheibe (mit Schrauben)	m_{UMS}	= 378 g
• Mittlere Montagescheibe (mit Schrauben)	m_{MMS}	= 359 g
• Der Messsensor (mit Schrauben)	m_{DMS}	= 75 g

Diese Massen wirken dem eingeleiteten Moment entgegen und müssen bei der Berechnung der Axiallast berücksichtigt werden.

Es soll hierbei erwähnt werden, dass die Bauteile, welche auf dem Sensor sitzen zwar ebenfalls dem eingeleiteten Moment entgegen wirken. Allerdings sitzen diese auf dem Messsensor drauf und reduzieren somit die Belastung des Sensors. Somit wenn man davon ausgeht, dass der Sensor mit einer maximalen Betriebslast von 60 N belastet werden darf, dürfen die Gewichte der Bauteile nicht beachtet werden, da diese bereits in der Axiallast drin stecken.

Zunächst soll kurz überprüft werden, ob das vorhandene Gewicht für den Versuchsstand verwendet werden kann. Das alte Gewicht ist viel zu schwer gewesen und es ist offensichtlich gewesen, dass dieser für den neuen Versuchsstand nicht geeignet gewesen ist.

Um möglichst viel Arbeit zu ersparen, wurde der Durchmesser des Gewichtes erst einmal nur auf 100 mm reduziert. Nun soll überprüft werden, ob diese Maßnahme ausreichend gewesen ist.

Das Alte Gewicht hat folgende Abmessungen:

- Außendurchmesser $D = 100 \text{ mm}$
- Innendurchmesser $d = 30 \text{ mm}$
- Höhe $h = 100 \text{ mm}$

Zusätzlich hat das Gewicht eine zusätzliche Bohrung für eine Schraube, welche das Gewicht an der Hebelstange festhalten soll. Bei der Schraube handelt es sich um eine Stiftschraube, die in der Bohrung sitzt. Tiefe der Bohrung beträgt ca. 22 mm. Der Rest der Bohrung wird mit der Befestigungsschraube ausgefüllt und kann als ein Teil des Gewichtes angesehen werden. Somit muss nur der Zylinder mit einer Höhe von 22 mm und einem Durchmesser von 8 mm von dem Gesamtgewicht zusätzlich abgezogen werden.

Es wurde versucht die Masse des Gewichtes durch wiegen zu bestimmen, jedoch erwies sich das Gewicht für die vorhandene Waage als zu schwer und musste deswegen nachgerechnet werden.

$$m = \rho \cdot V$$

$$V = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot h - \frac{\pi \cdot d_2^2 \cdot h_2}{4}$$

$$V = \left(\frac{\pi \cdot 1^2 \text{ dm}^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,3^2 \text{ dm}^2}{4} \right) \cdot 1 \text{ dm} - \frac{\pi \cdot 0,08^2 \text{ dm}^2}{4} \cdot 0,22 \text{ dm}$$

$$V = (0,7854 \text{ dm}^2 - 0,0707 \text{ dm}^2) \cdot 1 \text{ dm} - 0,0011 \text{ dm}^3$$

$$\underline{\underline{V = 0,7136 \text{ dm}^3}}$$

$$m = 0,7136 \text{ dm}^3 \cdot 7,85 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

$$\underline{\underline{m = 5,602 \text{ kg} = 5602 \text{ g}}}$$

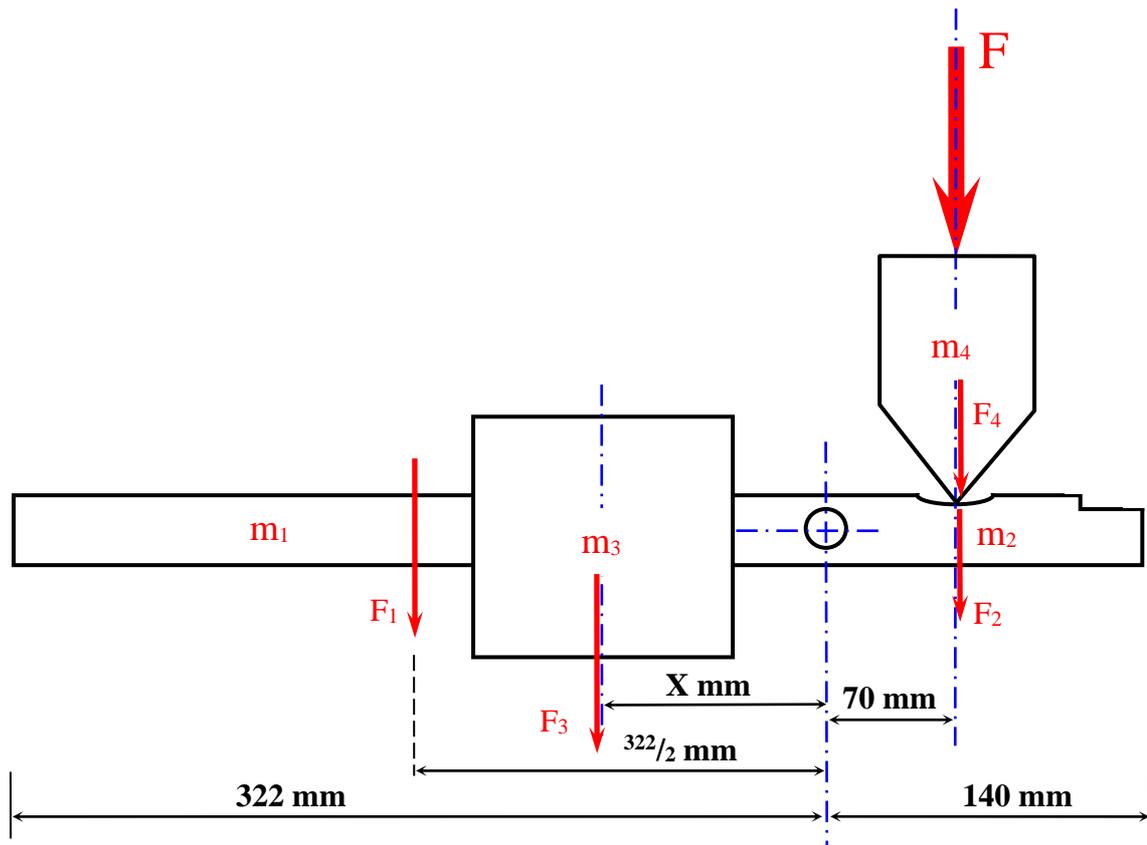


Abb. 63: Skizze für die Gleichgewichtsbedingungen

m_1 Gewicht des linken Teils der Hebelstange	$m_1 = 1786,7 \text{ g}$	$F_1 = 17,53 \text{ N}$
m_2 Gewicht des rechten Teils der Hebelstange	$m_2 = 646,3 \text{ g}$	$F_2 = 6,34 \text{ N}$
m_3 Gewicht des Gewichtes	$m_3 = 5602 \text{ g}$	$F_3 = 54,9 \text{ N}$
m_4 Gesamtgewicht der wirkenden Bauteile	$m_4 = 3088 \text{ g}$	$F_4 = 30,29 \text{ N}$
F Gewünschte Axialbelastung		$F = 60 \text{ N}$

Die m_4 setzt sich aus folgenden Bauteilen zusammen: Stößel, Hubkolben, Untere Montagescheibe (mit Schrauben), Mittlere Montagescheibe (mit Schrauben), Der Messsensor (mit Schrauben). Die Massen dieser Bauteile wurden bereits weiter oben aufgeführt. Werden diese Massen zusammen gezählt, so ergibt sich die m_4 von 3088 g.

b) Berechnung des erforderlichen Hebelarms für das Gewicht

Gleichgewichtsbedingungen:

$$F_1 \cdot \frac{322}{2} \text{ mm} + F_3 \cdot X - F_2 \cdot 70 \text{ mm} - F_4 \cdot 70 \text{ mm} - F \cdot 70 \text{ mm} = 0$$

$$F_3 \cdot X = F_2 \cdot 70 \text{ mm} + F_4 \cdot 70 \text{ mm} + F \cdot 70 \text{ mm} - F_1 \cdot 161 \text{ mm}$$

$$X = \frac{F_2 \cdot 70 \text{ mm} + F_4 \cdot 70 \text{ mm} + F \cdot 70 \text{ mm} - F_1 \cdot 161 \text{ mm}}{F_3}$$

$$X = \frac{6,34N \cdot 70mm + 30,29N \cdot 70mm + 60N \cdot 70mm - 17,53N \cdot 161mm}{54,9N}$$

$$\underline{\underline{X = 71,8mm}}$$

Der Hebelarm von 72 mm ist immer noch sehr gering. Man hat hier keinen Spielraum, um die Axiallasten reduzieren zu können. Zusätzlich ist es praktisch an dem Gerät nicht möglich solch einen geringen Hebelarm einzustellen. Ebenfalls wird es so nicht möglich sein geringere Axiallasten einzustellen. Somit ist es erforderlich ein anderes, geringeres Gewicht zu finden.

7.2.3.6 Bestimmung des neuen Gewichtes

Um das neue Gewicht zu bestimmen müssen einige Größen bestimmt werden. So wird beispielsweise die Höhe des Gewichtes auf 100 mm bestimmt. Die eigentliche Masse des Gewichtes soll anhand des Außendurchmessers errechnet werden. Der Innendurchmesser des Gewichtes ist ebenfalls durch den Durchmesser der Hebelstange von 30 mm festgelegt. Somit bleibt der Außendurchmesser als einzige variable Größe über.

Des Weiteren wird die gewünschte Länge des Hebelarmes für das Gewicht festgelegt. Die Länge hierfür soll zwischen 150 mm und 250 mm liegen. Bei diesen Hebelarmen ist ein gewisser Spielraum für die Axiallasteneinstellungen vorhanden. Für die Berechnungen des Gewichtes wird der Hebelarm von 200 mm gewählt. Diese Länge erscheint für den Versuchsstand am geeignetsten, weil hier die besten Möglichkeiten sowohl zur Reduktion als auch Steigerung der Axiallast. Die Betriebslast bleibt wie bei den Berechnungen zuvor bei 60 N.

Gleichgewichtsbedingungen zur Gewichtsberechnungen:

$$F_1 \cdot \frac{322}{2} mm + F_3 \cdot 200mm - F_2 \cdot 70mm - F_4 \cdot 70mm - F \cdot 70mm = 0$$

$$F_3 \cdot 200mm = F_2 \cdot 70mm + F_4 \cdot 70mm + F \cdot 70mm - F_1 \cdot 161mm$$

$$F_3 = \frac{6,34N \cdot 70mm + 30,29N \cdot 70mm + 60N \cdot 70mm - 17,53 \cdot 161mm}{200mm}$$

$$\underline{\underline{F_3 = 19,71N = 2,009kg}}$$

Nun wird der erforderliche Außendurchmesser berechnet:

$$m = V \cdot \rho$$

$$m_3 = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot h \cdot \rho$$

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{m_3}{h \cdot \rho}$$

$$D^2 - d^2 = \frac{4 \cdot m_3}{\pi \cdot h \cdot \rho}$$

$$D = \sqrt{d^2 + \frac{4 \cdot m_3}{\pi \cdot h \cdot \rho}} = \sqrt{0,3^2 \text{ dm}^2 + \frac{4 \cdot 2009 \text{ g} \cdot \text{dm}^3}{\pi \cdot 1 \text{ dm} \cdot 7850 \text{ g}}}$$

$$\underline{\underline{D = 0,644 \text{ dm} = 64,4 \text{ mm}}}$$

Für die Fertigung des Gewichtes wurde der Außendurchmesser auf 60 mm bestimmt.

Berechnung des Gewichtes mit einem Außendurchmesser von 60mm:

$$m_3 = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot h \cdot \rho$$

$$m_3 = \left(\frac{\pi \cdot 0,6^2 \text{ dm}^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,3^2 \text{ dm}^2}{4} \right) \cdot 1 \text{ dm} \cdot 7850 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$$

$$\underline{\underline{m_3 = 1664,65 \text{ g}}}$$

Um das Gewicht auf der Hebelstange befestigen zu können, wurde zusätzlich eine Gewindebohrung durchgeführt. Mittels einer Stiftschraube, welche in dieser Gewindebohrung sitzt wird das Gewicht auf der Hebelstange befestigt. Somit ist das Gesamtgewicht des Gewichtes etwas geringer als errechnet. Mittels einer Waage wurde das Gewicht zusätzlich überprüft. Das gemessene Gewicht des Gewichtes ergab 1654 g.

Wie bereits beschrieben darf der Hebelarm von ca. 250 mm nicht überschritten werden. Bevor das Gewicht gefertigt werden soll, wird rechnerisch überprüft, ob der Hebelarm von maximal 250 mm nicht überschritten wird. Das Hebelgewicht beträgt hierbei 1654 g. Daraus resultiert eine Kraft von 16,23 N. In der nachfolgenden Formel wird diese Kraft mit F_3 bezeichnet.

$$F_1 \cdot \frac{322}{2} \text{ mm} + F_3 \cdot X - F_2 \cdot 70 \text{ mm} - F_4 \cdot 70 \text{ mm} - F \cdot 70 \text{ mm} = 0$$

$$F_3 \cdot X = F_2 \cdot 70 \text{ mm} + F_4 \cdot 70 \text{ mm} + F \cdot 70 \text{ mm} - F_1 \cdot 161 \text{ mm}$$

$$X = \frac{F_2 \cdot 70 \text{ mm} + F_4 \cdot 70 \text{ mm} + F \cdot 70 \text{ mm} - F_1 \cdot 161 \text{ mm}}{F_3}$$

$$X = \frac{6,34 \text{ N} \cdot 70 \text{ mm} + 30,29 \text{ N} \cdot 70 \text{ mm} + 60 \text{ N} \cdot 70 \text{ mm} - 17,53 \text{ N} \cdot 161 \text{ mm}}{16,23 \text{ N}}$$

$$\underline{\underline{X = 242,87 \text{ mm}}}$$

Die Berechnung hat ergeben, dass der Hebelarm von 250 mm nicht überschritten wird. Somit kann das neue Gewicht in das Tribometer eingebaut werden.

7.3 Durchführung der Vorversuche

Nachdem das neue Gewicht in das Tribometer eingebaut worden ist, wurden einige Messungen durchgeführt, um die Funktionsfähigkeit des neuen Messensors zu bestätigen. Dazu wurden zwei unterschiedliche Fette ausgesucht, wo man ganz sicher sein konnte, dass die Reibmomente sich unterscheiden. Das erste Fett, welches untersucht worden ist, ist das Fett mit der Bezeichnung G2. Als zweites Fett wurde das Fett mit der Bezeichnung L untersucht. Die beiden Fette unterscheiden sich sehr stark in der Strukturstärke F_G (410 Pa bei G2 und 160 Pa bei L) und in dem Speichermodul G' (6200 Pa bei G2 und 1600 Pa bei L). Ein weiterer Unterschied bei beiden Fetten liegt in den Homogenisierungsgeschwindigkeiten (8800 rpm bei G2 und 4000 rpm bei L). Anhand dieser Reibwerte wird erwartet, dass sich die Reibwerte beider Schmierfette voneinander unterscheiden.

7.3.1 Versuchsparameter

Die Drehzahl des Motors wurde für die Durchführung der Versuche auf 500 $\frac{1}{\text{min}}$ bestimmt. Die Versuchsdauer der Versuche betrug jeweils 20 min. Vor jedem Versuch wurden das Fett sowie die Laufkugel ausgetauscht.

Leider ist bei der Durchführung der Versuche nicht möglich gewesen, die Reibwerte zu speichern und somit die Reibmomentverläufe aufzunehmen. Das Messprogramm (TracerDAQ) erzeugte und speicherte die falschen Werte (ganz andere als auf dem Messverstärker angezeigt). Es konnte keine Ursache hierfür gefunden werden. Somit mussten die Reibmomentwerte auf dem Display des Messverstärkers beobachtet werden.

Bei den Untersuchungen des Fettes G2 wurde beobachtet, dass der Reibwert sich sehr starkperiodisch veränderte. So wurde bei vielen Messungen eine Schwankung des Reibwertes im Bereich von 0,06000 – 0,12000 in der ersten Hälfte und 0,05000 – 0,13000 in der zweiten Hälfte der Versuche beobachtet. Bei keinem der durchgeführten Versuche konnten stabile und aussagekräftige Reibmomentverläufe beobachtet werden.

Bei den Untersuchungen des Fettes L wurden annähernd die gleichen Messwertverläufe beobachtet. Bei einigen Versuchen schwankten die Reibmomentverläufe im Bereich

von 0,07310 – 0,0650 und bei anderen Versuchen schwankten die Messwerte in einem Bereich von 0,10500 – 0,12900. Es wurden bei einigen Versuchen auch Schwankungen im Bereich von 0,0600 – 0,13000 festgestellt.

Somit konnten keine Unterschiede bei Reibwerten zwischen diesen beiden Fetten nachgewiesen werden, obwohl es offensichtlich Unterschiede geben müsste. Weiterhin schwankten die Messwerte sehr oft und sehr stark, sodass anhand dieser ebenfalls keine Bewertung der Fette möglich war.

8. Fazit / Schlussfolgerungen

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Optimierung der Messeinrichtung für Reibmomentuntersuchungen an Schmierstoffen nicht sehr erfolgreich verlaufen ist. Der Versuchsstand ist noch nicht voll einsatzfähig. Zwar ist der ausgesuchte Drehmomentsensor für sehr geringe Reibmomentmessungen geeignet, allerdings darf er nur bei geringeren Axiallasten verwendet werden. Hier könnte auch der Misserfolg der Optimierungsbemühungen liegen. Bei dem Versuchsstand wurde nur der Messsensor ausgetauscht und das Hebelgewicht wurde an die neuen Bedingungen angepasst. Der alte Elektromotor beispielsweise ist geblieben. Dieser Elektromotor erzeugt starke Vibrationen. Bei dem alten Versuchsstand hatte dies keine großen Auswirkungen auf die Messwerte, weil die Reibwerte infolge von viel höheren Axiallasten (200 – 300 N) viel höher gewesen sind. Durch die Reduktion der axialen Last bei dem neuen Versuchsstand auf 60 N, wobei angemerkt werden muss, dass die tatsächliche Axiallast um ca. $\frac{1}{3}$ reduziert ist (Gewicht von Kugeltopf etc.), wurden die zu messenden Reibwerte ebenfalls sehr stark reduziert. Der Messbereich ist damit deutlich nach unten verschoben worden. In diesem Bereich reagiert der Messsensor sehr empfindlich auf jegliche Störungen. Deshalb wirken sich die Vibrationen, verursacht durch den Motor, hier sehr stark auf Messergebnisse aus. Deshalb wird hier geraten für den Versuchsstand einen neueren und lauffähigeren Motor zu beschaffen. Da die Axialen Belastungen und damit auch die Reibwerte deutlich reduziert worden sind, kann ein viel kleinerer E-Motor eingesetzt werden. Verner kann der Hubkolben und dessen axiale Führung überarbeitet werden. Der Hubkolben darf sich nur axial bewegen und wird deshalb mit einer Zylinderschraube gegen das Verdrehen gesichert. Hier könnte die runde Zylinderform des Hubkolbens gegen ein beispielsweise rechteckiges Profil ausgetauscht werden. Somit würde man eine axiale Bewegung ermöglichen bei einer gleichzeitigen Verdrehsicherheit (statt der Zylinderschraube). Auch sollten nach Möglichkeit bessere Werkstoffe (Edelstahl) eingesetzt werden. Die verrosteten Bauteile (siehe Hubkolben) erhöhen zusätzlich die Lagerreibungen. Ein weitere Optimierungsmöglichkeit mit einem hohen Potenzial ist der Einbau eines Kraftaufnehmers zur Messung der tatsächlichen Axialbelastung. Auch die Temperaturregelung mittels Peltier-Elementen wäre eine hilfreiche Optimierung des Versuchsstandes.

Literaturverzeichnis

Literaturquellen:

- Behrendt, M. (2009). Entwicklung eines Systemtribometers mit Abbildung mehrachsiger instationärer Beanspruchungskollektive zur Analyse von Reibung und Verschleiß im Mischreibungsgebiet im Kontext nasslaufender Umschlingungs-CVT. Karlsruhe: Institut für Produktentwicklung. S. 29-30
- Berger, C., Bohnet, M., Bothe, A., Burr, A., Busse, L., Czichos, H., Dannemann, E., Dibelius, G., Dietz, P., Dorn, L., Feldmann, D.G., Flemming, M., Gelbe, H., Gvatter, H.-J., Gold, P.W., Grabowski, H., Grote, K.-H., Habig, K.-H., Hager, M., Harsch, G., Herfurth, K., Höhn, B.-R., Hölz, H., Jäger, B., Jarecki, U., Kaßner, M., Kerle, H., Kiesewetter, L., Kloos, K.H., Küttner, K.-H., Lackmann, J., Ladwig, J., Lüdtke, K., Mareske, A., Mauer, G., Mersmann, A., Mertens, H., Mollenhauer, K., Nordmann, R., Pahl, G., Peeken, H., Poppy, W., Pritschow, G., Pucher, H., Rákóczy, T., Rezter, W., Röper, R., Ruge, J., Schulz, H.-J., Schwedes, J., Seiffert, U., Seliger, G., Severin, D., Siegert, K., Siekmann, H., Speckhardt, H., Spur, G., Stephan, K., Stiebler, M., Thomas, K., Tönshoff, H.K., Warnecke, H.-J., Weck, M., Werle, T., Winter, H., Wohlfahrt, H., Wösle, H. (1997). 5.5.2 Beanspruchungskollektiv, in: Grote, K.-H., Beitz, W. (Hrsg.), *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 19. Auflage, S. E 84
- Berger, C., Bohnet, M., Bothe, A., Burr, A., Busse, L., Czichos, H., Dannemann, E., Dibelius, G., Dietz, P., Dorn, L., Feldmann, D.G., Flemming, M., Gelbe, H., Gvatter, H.-J., Gold, P.W., Grabowski, H., Grote, K.-H., Habig, K.-H., Hager, M., Harsch, G., Herfurth, K., Höhn, B.-R., Hölz, H., Jäger, B., Jarecki, U., Kaßner, M., Kerle, H., Kiesewetter, L., Kloos, K.H., Küttner, K.-H., Lackmann, J., Ladwig, J., Lüdtke, K., Mareske, A., Mauer, G., Mersmann, A., Mertens, H., Mollenhauer, K., Nordmann, R., Pahl, G., Peeken, H., Poppy, W., Pritschow, G., Pucher, H., Rákóczy, T., Rezter, W., Röper, R., Ruge, J., Schulz, H.-J., Schwedes, J., Seiffert, U., Seliger, G., Severin, D., Siegert, K., Siekmann, H., Speckhardt, H., Spur, G., Stephan, K., Stiebler, M., Thomas, K., Tönshoff, H.K., Warnecke, H.-J., Weck, M., Werle, T., Winter, H., Wohlfahrt, H., Wösle, H. (1997). 5.5.3 Struktur tribologischer Systeme, in: Grote, K.-H., Beitz, W. (Hrsg.), *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 19. Auflage, S. E 84
- Berger, C., Bohnet, M., Bothe, A., Burr, A., Busse, L., Czichos, H., Dannemann, E., Dibelius, G., Dietz, P., Dorn, L., Feldmann, D.G., Flemming, M., Gelbe, H., Gvatter, H.-J., Gold, P.W., Grabowski, H., Grote, K.-H., Habig, K.-H., Hager, M., Harsch, G., Herfurth, K., Höhn, B.-R., Hölz, H., Jäger, B., Jarecki, U., Kaßner, M., Kerle, H., Kiesewetter, L., Kloos, K.H., Küttner, K.-H., Lackmann, J., Ladwig, J., Lüdtke, K., Mareske, A., Mauer, G., Mersmann, A., Mertens, H., Mollenhauer, K., Nordmann, R., Pahl, G., Peeken, H., Poppy, W., Pritschow, G., Pucher, H., Rákóczy, T., Rezter, W., Röper, R., Ruge, J., Schulz, H.-J., Schwedes, J., Seiffert, U., Seliger, G., Severin, D., Siegert, K., Siekmann, H.,

- Speckhardt, H., Spur, G., Stephan, K., Stiebler, M., Thomas, K., Tönshoff, H.K., Warnecke, H.-J., Weck, M., Werle, T., Winter, H., Wohlfahrt, H., Wösle, H. (1997). 5.1 Reibung, in: Grote, K.-H., Beitz, W. (Hrsg.), *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 19. Auflage, S. E 80
- Berger, C., Bohnet, M., Bothe, A., Burr, A., Busse, L., Czichos, H., Dannemann, E., Dibelius, G., Dietz, P., Dorn, L., Feldmann, D.G., Flemming, M., Gelbe, H., Gevatter, H.-J., Gold, P.W., Grabowski, H., Grote, K.-H., Habig, K.-H., Hager, M., Harsch, G., Herfurth, K., Höhn, B.-R., Hölz, H., Jäger, B., Jarecki, U., Kaßner, M., Kerle, H., Kiewewetter, L., Kloos, K.H., Küttner, K.-H., Lackmann, J., Ladwig, J., Lüdtke, K., Mareske, A., Mauer, G., Mersmann, A., Mertens, H., Mollenhauer, K., Nordmann, R., Pahl, G., Peeken, H., Poppy, W., Pritschow, G., Pucher, H., Rákóczy, T., Rezter, W., Röper, R., Ruge, J., Schulz, H.-J., Schwedes, J., Seiffert, U., Seliger, G., Severin, D., Siegert, K., Siekmann, H., Speckhardt, H., Spur, G., Stephan, K., Stiebler, M., Thomas, K., Tönshoff, H.K., Warnecke, H.-J., Weck, M., Werle, T., Winter, H., Wohlfahrt, H., Wösle, H. (1997). 5.4 Verschleiß, in: Grote, K.-H., Beitz, W. (Hrsg.), *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 19. Auflage, S. E 82f
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 83 und 86
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 115-118
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 122
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 225-226
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 246-247
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 249-250
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 256-258
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 262-263
 - Czichos, H., Habig, K.-H. (2003). *Tribologie – Handbuch*. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2., überarbeitete Auflage, S. 265-268

- Fateh, A., Degering, K.-H., Bleyer, U., Ahrberg, R., Voss, J., Gierens, H., Sieg-Söder, U., Döring, P., Schlemmer, W., Böge, W., Wittig, H., Sebulke, J., Ristau, M., Kemnitz, A., Schröder, M., Meyer-Kirk, H., Kufner, H.-J., Kufner, T., Böge, A., Böge, G., Weißbach, W., Jayendran, A. (1997). Tribologische Beanspruchung, in: Böge, A. (Hrsg.), Vieweg Lexikon Technik, Braunschweig/Wiesbaden: Verlag Vieweg, S. 435
- Fateh, A., Degering, K.-H., Bleyer, U., Ahrberg, R., Voss, J., Gierens, H., Sieg-Söder, U., Döring, P., Schlemmer, W., Böge, W., Wittig, H., Sebulke, J., Ristau, M., Kemnitz, A., Schröder, M., Meyer-Kirk, H., Kufner, H.-J., Kufner, T., Böge, A., Böge, G., Weißbach, W., Jayendran, A. (1997). Tribotechnisches System, in: Böge, A. (Hrsg.), Vieweg Lexikon Technik, Braunschweig/Wiesbaden: Verlag Vieweg, S. 435
- Jünemann, H. (1997). 1 Grundlagen der Tribometrie – tribologische Beanspruchungen und Prüfverfahren, in Bartz, W. J. (Hrsg.), Kontakt & Studium Band 547: Tribometrie, Prüf- und Messtechnik für Reibungs-, Verschleiß- und Schmierungsvorgänge, Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, S. 1
- Jünemann, H. (1997). 1 Grundlagen der Tribometrie – tribologische Beanspruchungen und Prüfverfahren, in Bartz, W. J. (Hrsg.), Kontakt & Studium Band 547: Tribometrie, Prüf- und Messtechnik für Reibungs-, Verschleiß- und Schmierungsvorgänge, Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, S. 24 und 29
- Kuhn, E. (2009). Zur Tribologie der Schmierfette. Renningen: Expert Verlag, S. 7
- Laukotka, E. M. (1997). 3 Tribologische Prüfung von Schmierstoffen im Mischreibungsbereich, in Bartz, W. J. (Hrsg.), Kontakt & Studium Band 547: Tribometrie, Prüf- und Messtechnik für Reibungs-, Verschleiß- und Schmierungsvorgänge, Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, S. 80-82
- Laukotka, E. M. (1997). 3 Tribologische Prüfung von Schmierstoffen im Mischreibungsbereich, in Bartz, W. J. (Hrsg.), Kontakt & Studium Band 547: Tribometrie, Prüf- und Messtechnik für Reibungs-, Verschleiß- und Schmierungsvorgänge, Renningen-Malmsheim: Expert Verlag, S. 84
- Muhs, D., Wittel, H., Jansch, D., Voßiek, J. (2005). Roloff/Matek Maschinenelemente. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 17., überarbeitete Auflage, S. 754-769
- Muhs, D., Wittel, H., Jansch, D., Voßiek, J. (2005). Roloff/Matek Maschinenelemente. Tabellen. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 17., überarbeitete Auflage, S. 215-216
- Rieg, F., Kaczmarek, M. (2006). Taschenbuch der Maschinenelemente. München Wien: Hanser Verlag. S. 523

Internetquellen:

- Arnold, D. (2005). Pyramidenbau. Alstergymnasium Henstedt-Ulzburg. <http://aegypten.abi2005-alstergymnasium.de/pyramiden.html>. Stand: 07.09.2011
- Clémenton, H. (2007). ABC der Schmierung – Aufbau, Verwendung und Eigenschaften von Schmierstoffen. Castrol AG. http://www.castrol.com/liveassets/bp_internet/castrol/castrol_switzerland/STAG_ING/local_assets/downloads/a/ABC_D_Mai_2009.pdf. Stand: 27.10.2011
- Czarnetzki, U. (2003). 07.11.2003. Vorlesung 11. Reibung I. Ruhr-Universität Bochum. <http://www.ep5.ruhr-uni-bochum.de/cz-physik1/Vorlesung11.pdf>. Stand: 08.09.2011
- Deters, L. (2004). Grundsätzliches zu Reibung und Verschleiss in der technischen Anwendung. Magdeburger Wissenschaftsjournal. Ausgabe 1/2004. <http://www.uni-magdeburg.de/MWJ/MWJ2004/deters.pdf>. Stand: 21.09.2011
- Exler, P. (2007). Ägypten Pyramiden, Die Cheops-Pyramide. <http://www.aegypten-hotels.com/aegypten-pyramiden.html>. Stand: 07.09.2011
- Kuhn, E. Rheologischer Verschleiß von Schmierfetten. Hochschule für Angewandte Wissenschaften. Labor für Maschinenelemente und Tribologie. <http://www.mp.haw-hamburg.de/tribologie/Grease.html#top>. Stand: 27.10.2011
- Lenke, I. Tribologie, Reibung und Verschleiß (Grundlagen). CeramTec AG. <http://www.keramverband.de/keramik/pdf/00/2000kap5.pdf>. Stand: 08.09.2011
- Lenke, I., Vitzthum, E. Maschinenbau. Keramische Gleitpaarungen und Tribologie. CeramTec AG. http://www.keramverband.de/keramik/pdf/03/sem03_3_01.pdf. Stand: 08.09.2011
- Löhner, F., Zuberbühler, T. (2006). Pyramidenbau mit Seilrollenböcken. Löhner, F., Zuberbühler, T. <http://www.cheops-pyramide.ch/loehner-seilrollenbock/print/schlitten-geleise.html>. Stand: 07.09.2011
- Meyer, E. Atomare Reibung. Nano-World: Portal für Nanowissenschaften. http://download.nccr-nano.org/study/lectures/archive/nano1_ws03/meyer-reibung_output.pdf. Stand: 08.09.2011
- Riemke, D., Fischer, P., Walla, F. (2005). Pyramidenbau. Alstergymnasium Henstedt-Ulzburg. <http://aegypten.abi2005-alstergymnasium.de/pyramiden.html>. Stand: 07.09.2011
- Roos, S. SHELL Vierkugelapparat. Swissroos.ch. http://www.swissroos.ch/SHELL_Vierkugelapparat.pdf. Stand: 31.10.2011

- Schleyer, R. (2003). Pyramiden, Ägypten. Schleyer, R. <http://www.neu-physik.de/altaegyp/pyramid.html>. Stand: 07.09.2011
- Seekircher, J. (2006). Wer waren die Erfinder des Rades?. Seekircher, J. <http://www.raderfinder.de/classic/Raderfinder.htm>. Stand: 07.09.2011
- Tischner, H. (2009). Die Erfindung des Rads. Tischner, H. <http://www.heinrich-tischner.de/33-ge/kultur/rad-erf.htm>. Stand: 07.09.2011

Anhang

Anhang I: Informationsblatt der Firma ME zum Drehmomentsensor TD70

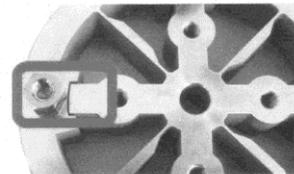
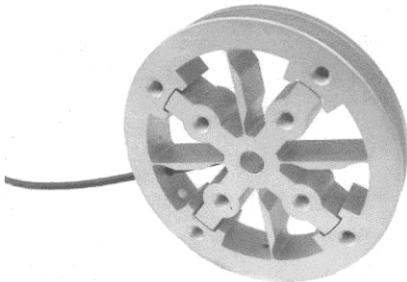


Drehmomentsensor TD70

Nennmomente $\pm 0,0025$ Nm, $\pm 0,025$ Nm, $\pm 0,05$ Nm, $\pm 0,15$ Nm, $\pm 0,30$ Nm

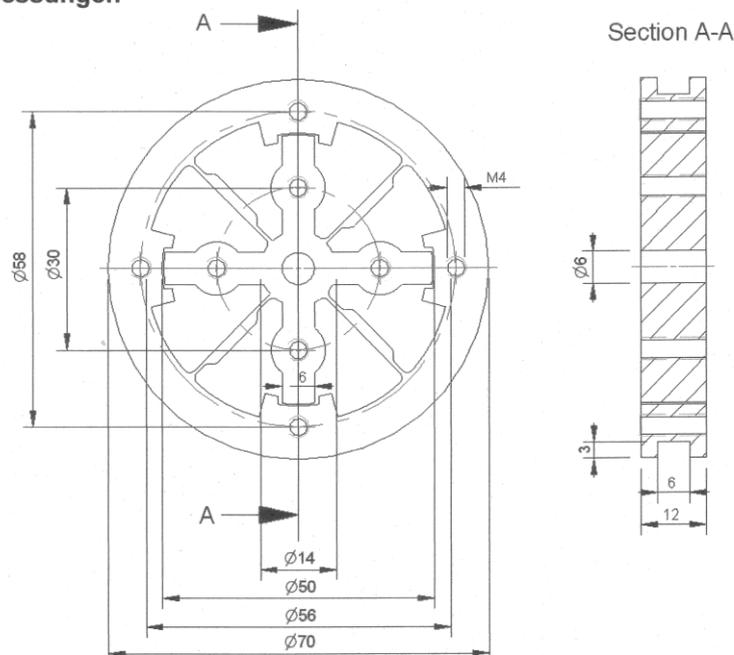
Der Drehmomentsensor besteht aus einem Außenflansch und einem Innenflansch, die über 4 s-Form Biegefedern miteinander verbunden sind. Außen- und Innenflansch haben jeweils 4 Gewinde M4 zur Einleitung des Drehmomentes.

Der Sensor eignet sich zur Messung des Reaktionsmomentes z.B. in der Uhrenindustrie, in der Aerodynamik z.B. in Windkanalwaagen sowie zur Messung von Reibkräften. Durch den integrierten Anschlag ist der Sensor robust gegen Überlast.



Achtung: Der Spalt zwischen Innen- und Außenring darf nicht blockiert werden.

Abmessungen



Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere, die vorliegende Arbeit selbstständig ohne fremde Hilfe verfasst und keine anderen Quellen und Hilfsmittel als die angegebenen benutzt zu haben. Die aus anderen Werken wörtlich entnommenen Stellen oder dem Sinn nach entlehnten Passagen sind durch Quellenangabe kenntlich gemacht.

Alexander Schmidt

Hamburg, den 11. November 2011