



Florian Mauhart, BSc

Entwicklung eines Dimensionierungstools zur Auslegung hydraulischer Motoren

Masterarbeit

ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

der Studienrichtung: Maschinenbau

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Betreuer

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler

Institut für Fertigungstechnik

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas

Graz, Mai 2019

Eidesstattliche Erklärung

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

Datum

Unterschrift

Abstract

The topic of this master thesis is the calculation and dimensioning of a new hydrostatic rotary motor. The aim is to get a dimensioning tool, that enables scaling the motor by the required torque, furthermore it provides a complete calculation of the motor.

The motor consists of two pistons which are sliding on a spline shaft in a housing. Each piston is toothed on both sides, as well as the housing. By applying pressure onto the pistons, the gear toothings transforms the linear movement of the pistons into a rotary movement of the spline shaft relative to the housing. This motor can be used to operate the booms of truck mounted concrete pumps.

The basic dimensioning of the motor is done by defining the ring gap area of the pistons (radius and width) as well as by choosing the tooth form (flank angle and number of teeth). Then dimensions for each mechanical part are proposed, reviewed and finalized by the constructor, taking the safeties into account. The latter is performed for the following parts: The spline shaft connections, the pin-shackle connection, all the screws, the conical pins and the bearings.

Furthermore, the static and dynamic safeties for the tothing, the wall thicknesses and lengths of the parts, the friction forces in the tothings, the spline shafts and the sealings and the efficiency of the whole motor are calculated.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	iii
1 Einleitung	1
1.1 Einführung Schwing Schwenkmotor	1
1.1.1 Mechanik des Schwenkmotors	2
1.2 Hydraulisches Konzept	6
1.2.1 Reguläre Schaltkreis	7
1.2.2 Notschaltkreis	8
1.3 Aufgabenstellung	8
2 Grundausslegung	10
2.1 Kräfte am Zahn	10
2.2 Auslegung der Kolbenfläche	12
2.3 Verzahnung	13
2.3.1 Flankenwinkel α	14
2.4 Berechnung von Durchfluss, Drehzahl und Drehmoment	14
2.5 Längenberechnung	15
3 Auslegung und Nachweis der Komponenten	17
3.1 Verzahnung	17
3.1.1 Flächenpressung	20
3.1.2 Statischer Nachweis nach Roloff-Matek 3.7.2	20
3.1.3 Dauerfestigkeit nach Roloff-Matek 3.7.3	24
3.1.4 Zeitfestigkeit nach Roloff-Matek 3.7.4	34
3.2 Rohrstücke auf Torsion	34
3.3 Keilverzahnungen	36
3.4 Außendurchmesser des Gehäuses durch Innendruck	37

Inhaltsverzeichnis

3.5	Reibungen	39
3.5.1	Verzahnung	39
3.5.2	Stangendichtung	39
3.5.3	Kolbendichtung	42
3.5.4	Keilverzahnung	43
3.6	Wirkungsgrad	43
3.7	Bolzen, Lasche nach Roloff-Matek 9.2	44
3.7.1	Vorauslegung Bolzen	44
3.7.2	Vorauslegung Augenlaschen	45
3.7.3	Festigkeitsnachweis der Bolzenverbindung	47
3.7.4	Nachweis für austauschbare Bolzen	50
3.7.5	Schweißverbindung Lasche - Gehäuse Vereinfachtes Verfahren	51
3.8	Schraubenverbindungen nach Roloff-Matek S.268	52
3.8.1	Vorwahl des Schraubendurchmesser	52
3.8.2	Ermittlung der Montagevorspannkraft	54
3.8.3	Erforderliches Anziehdrehmoment	57
3.8.4	Nachprüfung der Sicherheiten	57
3.8.5	Nachprüfung der Flächenpressung an der Auflage	58
3.9	Kegelstiftverbindung Verzahnungsbuchse - Gehäuse	58
3.9.1	Scherung	60
3.9.2	Flächenpressung	60
3.10	Lagerberechnung	62
4	Ergebnisse/Ausblick	65
	Appendix	67
	Literatur	75

Abbildungsverzeichnis

1.1	Autobetonpumpe S36X, Quelle: Schwing GmbH, 2019	1
1.2	Arbeitsbereich des Verteilmastes S36X, Quelle: Schwing GmbH, 2019 . .	2
1.3	Hauptkomponenten des Schwenkmotors Quelle: Schwing GmbH	3
1.4	Schnitt Verzahnungsebene, Quelle: Schwing GmbH	4
1.5	Zahnstangenmodell Verzahnung, Quelle: Jörg Edler	5
1.6	Bewegungsschema Kolben, Quelle: Ulbing, 2016	6
1.7	Schaltplan Hydraulik, Quelle: Schwing GmbH	7
1.8	Auszulegende Elemente des Schwenkmotors, Quelle: Schwing GmbH . . .	9
2.1	Kräfte-situation am halben Zahn, Quelle: eigene Darstellung	11
2.2	Nomenklatur Kolbenringfläche, Quelle: Schwing GmbH	12
2.3	Nomenklatur am Zahn, Quelle: eigene Darstellung	13
2.4	Übersetzung am Zahn, Quelle: eigene Darstellung	14
2.5	Berechnung der Längen, Quelle: Schwing GmbH	15
3.1	Querschnitt des idealen Zahnes, Quelle: eigene Darstellung	18
3.2	Geometrische Verrundung des Zahnes, Quelle: eigene Darstellung	18
3.3	Ablauf statischer Festigkeitsnachweis, Quelle: Bild 3-31 Roloff/Matek, 2015	20
3.4	Umrechnungsfaktoren Werkstoff-Festigkeitswerte, Quelle: TB 3-2 Roloff/Matek, 2015	21
3.5	Berechnung der korrigierten Streckgrenze und Zugfestigkeit, Quelle: (3.7) Ro- loff/Matek, 2015	21
3.6	Berechnung Größeneinflußfaktor, Quelle: TB 3-11a Roloff/Matek, 2015 . . .	22
3.7	Gleichwertiger Durchmesser, Quelle: TB 3-11e Roloff/Matek, 2015	22
3.8	Zulässige Spannungen, Quelle: (3.10) Roloff/Matek, 2015	23
3.9	Statischer Konstruktionsfaktor, Quelle: (3.11) Roloff/Matek, 2015	23

Abbildungsverzeichnis

3.10	Plastische Stützzahl, Quelle: (3.12) Roloff/Matek, 2015	23
3.11	Allgemeine Sicherheiten, Quelle: TB 3-14a Roloff/Matek, 2015	24
3.12	Flächenpressung-Weg Diagramm, Quelle: eigene Darstellung	25
3.13	Belastung Zahnfuß, Quelle: eigene Darstellung	25
3.14	Berechnung der Mittel- und Ausschlagsspannungen, Quelle: (3.4) Roloff/Matek, 2015	26
3.15	Überblick Dauerfestigkeitsberechnung, Quelle: Bild 3-32 Roloff/Matek, 2015	27
3.16	Überblick Berechnung Konstruktionsfaktoren, Quelle: Bild 3-27 Roloff/Matek, 2015	28
3.17	Formzahlen symmetrisch abgesetzter Flachstab, Quelle: TB 3-6b Roloff/Matek, 2015	28
3.18	Berechnung Kerbwirkungszahl, Quelle: (3.15b) Roloff/Matek, 2015	29
3.19	Stützzahl für Wälzstäbe, Quelle: TB 3-7a Roloff/Matek, 2015	29
3.20	Bezogenes Spannungsgefälle G' , Quelle: TB 3-7c Roloff/Matek, 2015	29
3.21	Geometrischer Größeneinflussfaktor, Quelle: TB 3-11c Roloff/Matek, 2015 .	30
3.22	Einflussfaktor Oberflächenrauheit, Quelle: TB 3-10a Roloff/Matek, 2015 . .	30
3.23	Einflussfaktor Oberflächenverfestigung, Quelle: TB 3-12 Roloff/Matek, 2015	31
3.24	Berechnung Konstruktionsfaktoren, Quelle: TB 3-16 Roloff/Matek, 2015 . .	31
3.25	Berechnung Gestaltwechselfestigkeiten, Quelle: (3.17) Roloff/Matek, 2015 .	32
3.26	Wechselfestigkeit Zug/Druck und Schub, Quelle: (3.8) Roloff/Matek, 2015	32
3.27	Wechselfestigkeit Biegung und Torsion, Quelle: (3.9) Roloff/Matek, 2015 . .	32
3.28	Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeiten, Quelle: (3.19) Roloff/Matek, 2015	33
3.29	Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit, Quelle: TB 3-13 Roloff/Matek, 2015	33
3.30	Berechnung der Vergleichsmittelspannung, Quelle: (3.20) Roloff/Matek, 2015	33
3.31	Berechnung der Gestaltausschlagsfestigkeit, Quelle: (3.18c) Roloff/Matek, 2015	33
3.32	Sicherheit auf Dauerfestigkeit, Quelle: (3.23) Roloff/Matek, 2015	34
3.33	Gestaltzeitfestigkeit für Zug/Druckbeanspruchung, Quelle: (3.32) Roloff/Matek, 2015	34

Abbildungsverzeichnis

3.34	Gestaltzeitfestigkeit für Torsionsbeanspruchung, Quelle: (3.33) Roloff/Matek, 2015	35
3.35	Sicherheit auf Zeitfestigkeit, Quelle: (3.43) Roloff/Matek, 2015	35
3.36	Torsionshauptgleichung für Hohlwellen mit Kreisquerschnitt, Quelle: (11.6) Roloff/Matek, 2015	35
3.37	Zulässige Torsionsspannung, Quelle: (3.26) Roloff/Matek, 2015	36
3.38	Verdrehung einer Hohlwelle, Quelle: (11.18) Roloff/Matek, 2015	36
3.39	Keilverzahnung Flankenzentrierung Anlehnung DIN ISO 14, vgl. TB 12-3 Roloff/Matek, 2015	36
3.40	Vorhandene mittlere Flächenpressung, Quelle: (12.2) Roloff/Matek, 2015	37
3.41	Zulässige Fugenpressung, Quelle: TB 12-1b Roloff/Matek, 2015	38
3.42	Stelle mit höchstem Öldruck, Quelle: Schwing GmbH	38
3.43	Rohr auf Innendruck, Quelle: (18.13) Roloff/Matek, 2015	39
3.44	Stangendichtung SKF S09-E X-Slide, Quelle: SKF-Gruppe, 2019	40
3.45	O-Ring SKF R13, Quelle: SKF-Gruppe, 2019	41
3.46	Kolbendichtung SKF Ko8-D X-Slide, Quelle: SKF-Gruppe, 2019	42
3.47	Axiale Reibdrücke an einem Kolben, Quelle: Schwing GmbH	43
3.48	Berechnung Bolzenkraft, Quelle: eigene Darstellung	45
3.49	Vorauslegung Bolzendurchmesser, Quelle: (9.1) Roloff/Matek, 2015	45
3.50	Standard Bolzen, Quelle: TB 9-2 Roloff/Matek, 2015	46
3.51	Auslegung Augenlasche, Quelle: (9.7) Roloff/Matek, 2015	46
3.52	Bolzenverbindung mit Augenstäben im Stahlbau, Quelle: Bild 9-4 Roloff/Matek, 2015	47
3.53	Bolzen: Einbaufall 1, Quelle: S.293 Roloff/Matek, 2015	48
3.54	Biegespannung Vollbolzen, Quelle: (9.2) Roloff/Matek, 2015	48
3.55	Größte Schubspannung Vollbolzen, Quelle: (9.3) Roloff/Matek, 2015	48
3.56	Flächenpressung Bolzen, Quelle: (9.4) Roloff/Matek, 2015	49
3.57	Größte Normalspannung im Wangenquerschnitt, Quelle: (9.5) Roloff/Matek, 2015	49
3.58	Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Lochleibung, Quelle: (9.12) Roloff/Matek, 2015	50
3.59	Lochleibungsspannung, Quelle: (9.13) Roloff/Matek, 2015	50

Abbildungsverzeichnis

3.60	Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Biegeversagen, Quelle: (9.14) Roloff/Matek, 2015	50
3.61	Maße Schweißnaht, Quelle: Schwing GmbH	51
3.62	Korrelationsbeiwert für Kehlnähte, Quelle: TB 6-7 Roloff/Matek, 2015	52
3.63	Vorwahl des Schraubendurchmesser, Quelle: (8.2) Roloff/Matek, 2015	53
3.64	Anziehungsfaktor abhängig vom Anziehverfahren, Quelle: TB 8-11 Roloff/Matek, 2015	53
3.65	Mittfedernde Einzelelemente einer Dehnschraube, Quelle: Bild 8-10 Roloff/Matek, 2015	54
3.66	Montagevorspannkraft, Quelle: (8.29) Roloff/Matek, 2015	54
3.67	Kraftverhältnis, Quelle: (8.17) Roloff/Matek, 2015	55
3.68	Krafteinleitungsfaktor je nach Krafteinleitung, Quelle: Bild 8-16 Roloff/Matek, 2015	55
3.69	Nachgiebigkeit Schraube, Quelle: (8.8) Roloff/Matek, 2015	55
3.70	Nachgiebigkeit verspannte Teile, Quelle: (8.9) Roloff/Matek, 2015	56
3.71	Ersatzquerschnitt Hohlzylinder, Quelle: (8.10) Roloff/Matek, 2015	56
3.72	Vorspannkraftverlust, Quelle: (8.19) Roloff/Matek, 2015	56
3.73	Richtwerte für Setzbeträge, Quelle: TB 8-10 Roloff/Matek, 2015	56
3.74	Erforderliches Anziehdrehmoment, Quelle: (8.26) Roloff/Matek, 2015	57
3.75	Statische Sicherheit Schrauben, Quelle: (8.35a) Roloff/Matek, 2015	57
3.76	Vergleichsspannung statische Sicherheit, Quelle: (8.35b) Roloff/Matek, 2015	57
3.77	Dynamische Sicherheit Schrauben, Quelle: (8.20b) Roloff/Matek, 2015	58
3.78	Ausschlagfestigkeit schlussvergütetes Gewinde, Quelle: (8.21) Roloff/Matek, 2015	58
3.79	Ausschlagsspannung Schrauben, Quelle: (8.20a) Roloff/Matek, 2015	58
3.80	Ausschlagkraft Schraube, Quelle: (8.15) Roloff/Matek, 2015	59
3.81	Flächenpressung an der Auflage, Quelle: (8.36) Roloff/Matek, 2015	59
3.82	Nomenklatur Kegelstift, Quelle: Schwing GmbH	59
3.83	Scherspannung Kegelstift, Quelle: (9.17) Roloff/Matek, 2015	60
3.84	Anwendungsfaktor K_A , Quelle: TB 3-5 Roloff/Matek, 2015	61
3.85	Flächenpressung Kegelstift, Quelle: (9.15) Roloff/Matek, 2015	61
3.86	Lagerstellen, Quelle: Schwing GmbH	62

Abbildungsverzeichnis

3.87	Berechnung Hertzsche Pressung, Quelle: (4.4) Roloff/Matek, 2015	63
4.1	Wirkungsgrad vereinfachte Formel, Quelle: eigene Darstellung	66
.2	Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau, Quelle: TB 1-1 Roloff/Matek, 2015	68
.3	Metrisches ISO-Gewinde, Quelle: TB 8-1 Roloff/Matek, 2015	69
.4	Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Sechskantschrauben, Quelle: TB 8-8 Roloff/Matek, 2015	70
.5	Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Sechskantschrauben, Quelle: TB 8-8 Roloff/Matek, 2015	71
.6	Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Zylinder- und Senkschrauben, Quelle: TB 8-9 Roloff/Matek, 2015	72
.7	Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Zylinder- und Senkschrauben, Quelle: TB 8-9 Roloff/Matek, 2015	73
.8	Spannkkräfte F_{sp} und Spannmomente M_{sp} , Quelle: TB 8-14 Roloff/Matek, 2015	74

1 Einleitung

Die Firma Schwing, welche ein Spezialist für Betonpumpen und Betonkräne ist, hat einen neuen hydraulischen Schwenkmotor entwickelt. Dieser wird in Autobetonpumpen bereits in den äußeren Gelenken anstatt der hydraulischen Zylinder verwendet. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Vordimensionierung und Berechnung dieses Schwenkmotors.

In diesem Kapitel wird in Abschnitt 1.1 der Schwenkmotor mit seiner Einbindung im LKW sowie die Mechanik des Schwenkmotors vorgestellt. In Abschnitt 1.2 wird das den Schwenkmotor betreffende hydraulische Konzept vorgestellt und in Abschnitt 1.3 die Aufgabenstellung der Masterarbeit erklärt.

Im Kapitel 2 erfolgt die grundlegende Dimensionierung und im Kapitel 3 die Auslegung und der Nachweis der einzelnen Komponenten des Schwenkmotors. Im Kapitel 4 werden Ergebnisse ausgewertet und ein Ausblick gegeben. Alle Berechnungen werden soweit wie möglich nach Roloff/Matek, 2015 durchgeführt.

1.1 Einführung Schwing Schwenkmotor



Abbildung 1.1: Autobetonpumpe S36X, Quelle: Schwing GmbH, 2019

Autobetonpumpen können Beton an entfernte Stellen einer Baustelle fördern. Normalerweise werden deren Ausleger durch Hydraulikzylinder betätigt, wobei der Schwenkwinkel der Auslegerarme durch die Kinematik der Hydraulikzylinder begrenzt ist (vgl. Ulbing, 2016).

1 Einleitung

„Des Weiteren erfordern die Anbindungen der Zylinder am Mast erhöhten Konstruktionsbedarf sowie aufwändig konstruierte Stahlbauteile. Zusätzlich ist die Krafteinleitung der Hydraulikzylinder in weiten Betriebsbereichen nicht ideal und somit ineffizient.“ (Ulbing, 2016)

Die Firma Schwing hat einen neuen Schwenkmotor entwickelt, der im Gelenk montiert ist und die oben angeführten Nachteile nicht besitzt (siehe Patent Johann Schabelreiter, 2013). Der letzte Ausleger kann sich unendlich drehen und der vorletzte Ausleger schafft einen Drehwinkel von 330° , weil der Drehwinkel am vorletzten Ausleger durch die Schlauchleitungen beschränkt ist. Ansonsten könnte dieser sich auch unendlich drehen.

In Abbildung 1.1 ist die Schwing Autobetonpumpe S36 X und in Abbildung 1.2 der herkömmliche Arbeitsbereich dieser Autobetonpumpe dargestellt. Mit dem neuen Schwenkmotor sind kompliziertere Armstellungen möglich, beziehungsweise können die Arme einfacher aus- und eingeklappt werden.

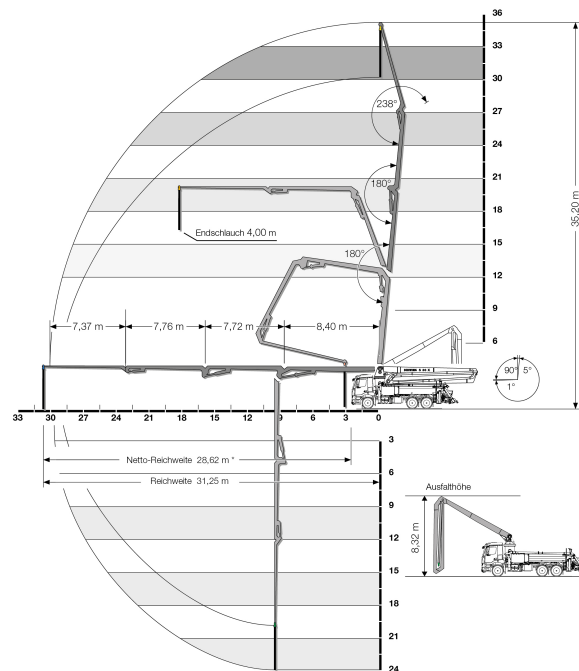


Abbildung 1.2: Arbeitsbereich des Verteilermastes S36X, Quelle: Schwing GmbH, 2019

1.1.1 Mechanik des Schwenkmotors

Der Motor besteht aus folgenden Hauptkomponenten, die in Abbildung 1.3 dargestellt sind.

1 Einleitung

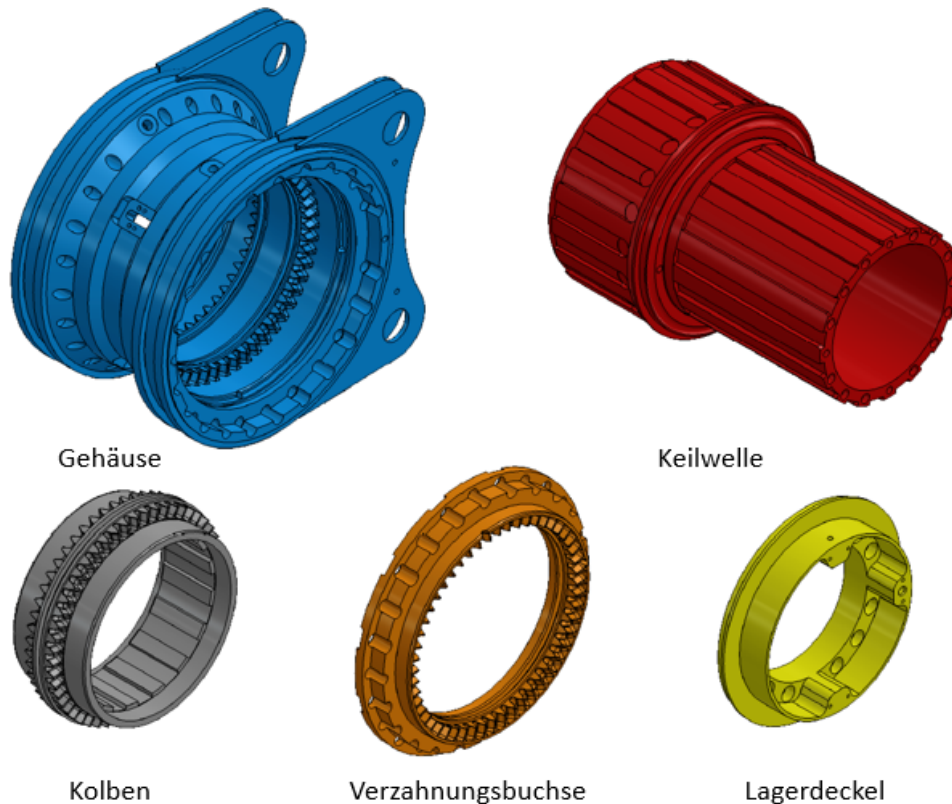


Abbildung 1.3: Hauptkomponenten des Schwenkmotors Quelle: Schwing GmbH

- zwei Kolben mit je zwei Außenverzahnungsreihen und Keilverzahnung
- Gehäuse mit zwei Innenverzahnungsreihen
- Keilwelle mit zwei Keilverzahnungen
- zwei Verzahnungsbuchsen mit jeweils einer Innenverzahnungsreihe
- Lagerdeckel

Des weiteren sind noch folgende Bauteile verbaut:

- zwei induktive Wegaufnehmer inklusive Gehäuse
- Verschraubung Verzahnungsbuchse - Gehäuse
- Verschraubung Keilwelle - Lagerdeckel
- Kegelstifte Verzahnungsbuchse - Gehäuse
- Kugeln zur Lagerung
- zwei Kolbendichtungen
- vier Stangendichtungen

„Damit beinhaltet der Motor vier Verzahnungspaare bestehend aus zusammengehörender Innen- und Außenverzahnung. Diese Verzahnungen sind als sogenannte Planverzahnun-

1 Einleitung

gen ausgeführt, daher zeigen die Zähne in Richtung der Drehachse der Komponenten. Zusätzlich werden die Kolben auf der Keilwelle mittels einer Keilverzahnung geführt, welche flankenzentriert ausgeführt ist. Für die Funktion des Motors sind einige wichtige konstruktive Merkmale erforderlich. Die Innenverzahnungen in Gehäuse und Verzahnungsbuchse bilden gemeinsam den Verzahnungsraum für den jeweiligen Kolben. Dabei sind die Verzahnungsreihen am Kolben symmetrisch angeordnet, die Verzahnung der Verzahnungsbuchse ist um einen halben Zahn versetzt zur Gehäuseverzahnung ausgerichtet. Eine Verschiebung des Kolbens auf der Keilwelle und damit auch innerhalb der Verzahnungen entspricht damit seinem Kolbenhub. Der Verzahnungsraum lässt, bedingt durch seine Größe, keine beliebige Kolbenbewegung zu, es gibt demnach auch keine Mittelstellung in welcher der Kolben aus beiden Innenverzahnungen ausfädeln könnte. Infolge der versetzten Verzahnungen ist jedoch eine „Zickzack“-Bewegung mit zugehöriger Rotation des Kolbens um seine Drehachse möglich.

Abbildung 1.4 zeigt einen Schnitt durch den zusammengebauten Motor mit der Schnittebene durch den Verzahnungsraum.“ Kriegl Daniel, 2018

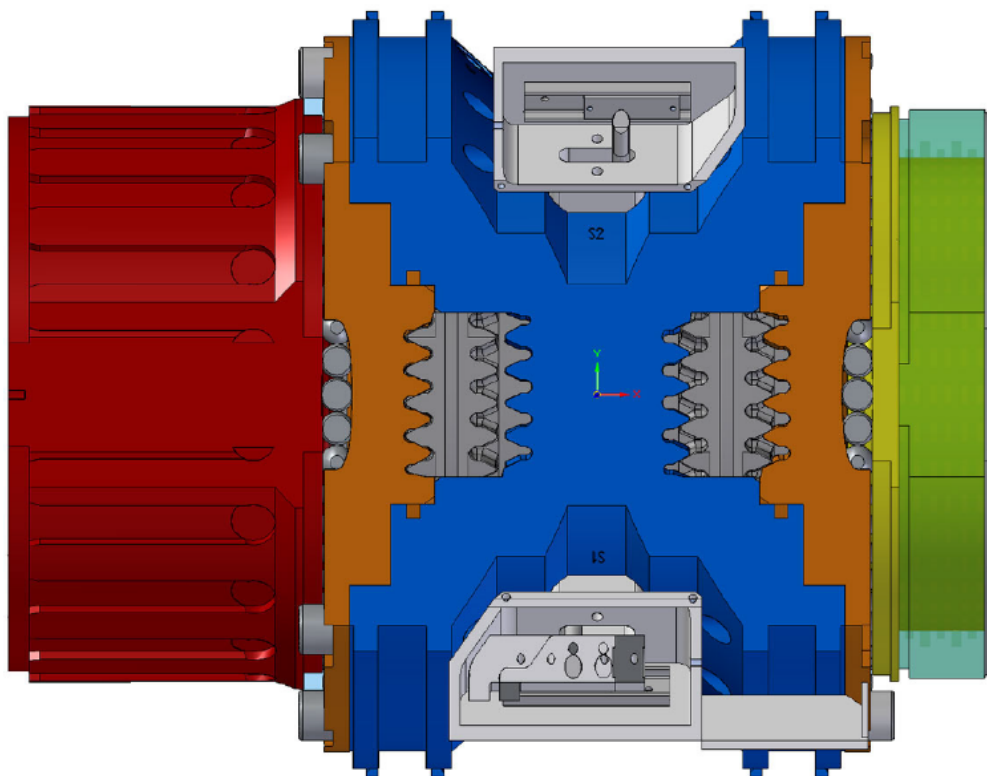


Abbildung 1.4: Schnitt Verzahnungsebene, Quelle: Schwing GmbH

„Der zweite wichtige Punkt ist die Keilverzahnung, über welche die beiden Kolben

1 Einleitung

drehstarr miteinander verbunden sind. Das heißt, die Kolben sind in ihrer Winkellage immer voneinander abhängig. Die Keilverzahnung der Kolben ist derart ausgeführt, dass die Kolben infolge ihrer zweiten Verzahnungspaarung nie einen symmetrischen Zustand im Motor erreichen können. Die Asymmetrie der Verzahnungen ist so gewählt, dass sich ein Kolben in Mittelstellung befinden muss, wenn der andere eine seiner Endpositionen einnimmt, wie in Abbildung 1.4 und Abbildung 1.5 erkennbar ist. Im später erklärten Zyklus bedeutet das eine Phasenverschiebung der Bewegungsabfolgen der beiden Kolben um 90 Grad. Abstrahiert man die funktionalen Eigenschaften der Konstruktion, so erhält man ein Zahnstangenmodell in der Ebene, wie in Abbildung 1.5 dargestellt.“ Kriegl Daniel, 2018

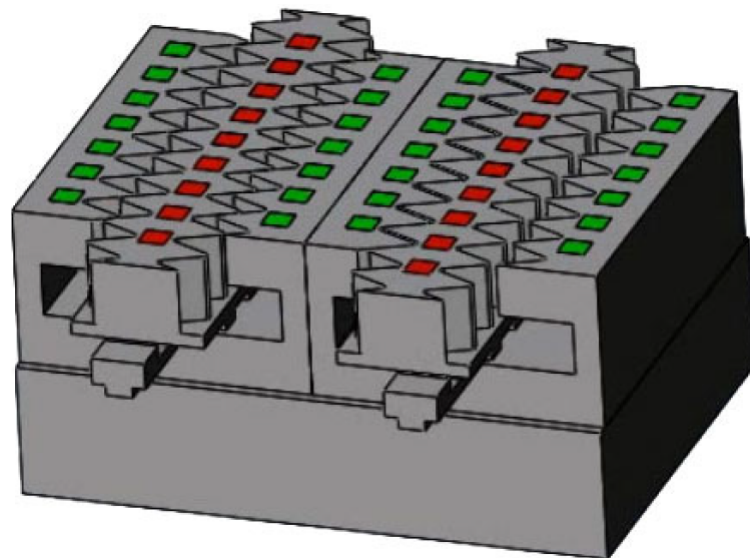


Abbildung 1.5: Zahnstangenmodell Verzahnung, Quelle: Jörg Edler

„Ein weiterer konstruktiv wichtiger Punkt ist die Form der Flanken der Planverzahnungen. Dabei handelt es sich um gerade geschlossene Schraubflächen, also Schraubflächen mit einer Erzeugenden, welche die Schraubachse schneidet und rechtwinkelig auf sie steht. Infolge des großen Verhältnisses von Steigung zu Durchmesser handelt es sich bei der Zahnflanke um eine Gewindefläche für Bewegungsgewinde. Damit wird im Motor aus einer linearen Hubbewegung eine Rotationsbewegung erzeugt. Diese Hubbewegung und die oben erwähnte Phasenverschiebung ermöglichen im Betrieb eine fortlaufende endlose Drehbewegung mit beliebiger Drehrichtung, unabhängig vom anliegenden Moment. Der Bewegungszyklus für die Drehbewegung wird in Abbildung 1.6 beispielhaft für eine Drehrichtung dargestellt.“ Kriegl Daniel, 2018

1 Einleitung

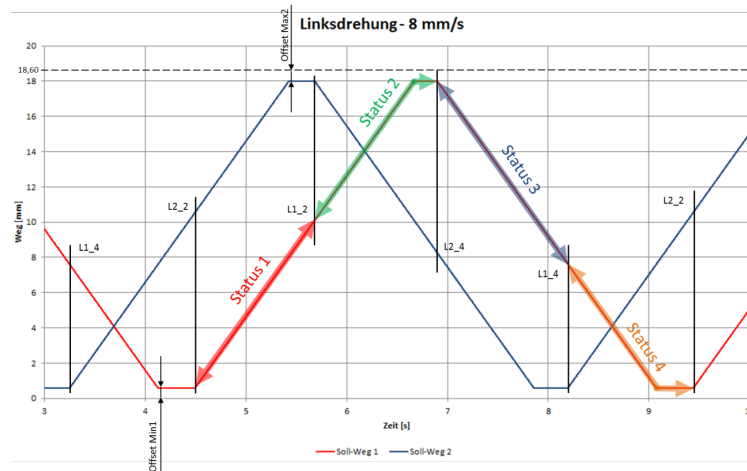


Abbildung 1.6: Bewegungsschema Kolben, Quelle: Ulbing, 2016

Von diesem Schwenkmotor sind schon zwei Modelle gebaut und in Vorserie. Deren wichtigsten Daten sind in Tabelle 1.1.1 dargestellt. Der D-Motor ist im letzten und der C-Motor im vorletzten Gelenk der Autobetonpumpe S36X platziert.

Bezeichnung	Variable	Einheit	C-Motor	D-Motor
gefordertes Drehmoment	M	kNm	170	50
Außendurchmesser Kolbenring	D	mm	372	272
Innendurchmesser Kolbenring	d	mm	320	237
mittlerer Radius Kolbenring	r_m	mm	174	127,5
Kolbenringbreite	b	mm	26	17,5
Zähnezahl	z	-	20	16
Flankenwinkel	α	°	52	52
Zahnhöhe	h	mm	20	16

1.2 Hydraulisches Konzept

In diesem Abschnitt wird das hydraulische Konzept des C und D-Motors vorgestellt. In Abbildung 1.7 ist der hydraulische Schaltplan des Schwenkmotors dargestellt. Die Systemgrenze des Hydraulikblockes ist strichpunktiert. Der Plan besteht aus zwei Schaltkreisen: dem regulären Schaltkreis mit den zwei Regelventilen auf der linken Seite und dem Notkreislauf mit den zwei 4/3 Wegeschaltventilen auf der rechten Seite. Jeder Kreis hat seine eigene Druck- und Tankleitung. Das System wird von einer Druck und Förderstrom geregelten Axialkolbenpumpe mit Druck versorgt, wobei die Funktion der

Förderstromregelung deaktiviert ist. Die beiden Kolben des Motors sind in der Abbildung oben dargestellt. An den Kolbenstangen sind die induktiven Wegmessensoren dargestellt. Diese geben den Ist-Wert für die Regelung der proportionalen Regelventile zurück. Vor der Kolbenkammer befindet sich noch eine Rückschlagventil-Filter Schaltung, die gewährleistet, dass das Öl beim Einströmen in die Kolbenkammer nicht gefiltert und beim Ausströmen zum Regelventil gefiltert wird. Die Filter sind verantwortlich dafür, dass keine zu großen Partikel zu den Steuerkanten an den Regelventilen durchdringen können.

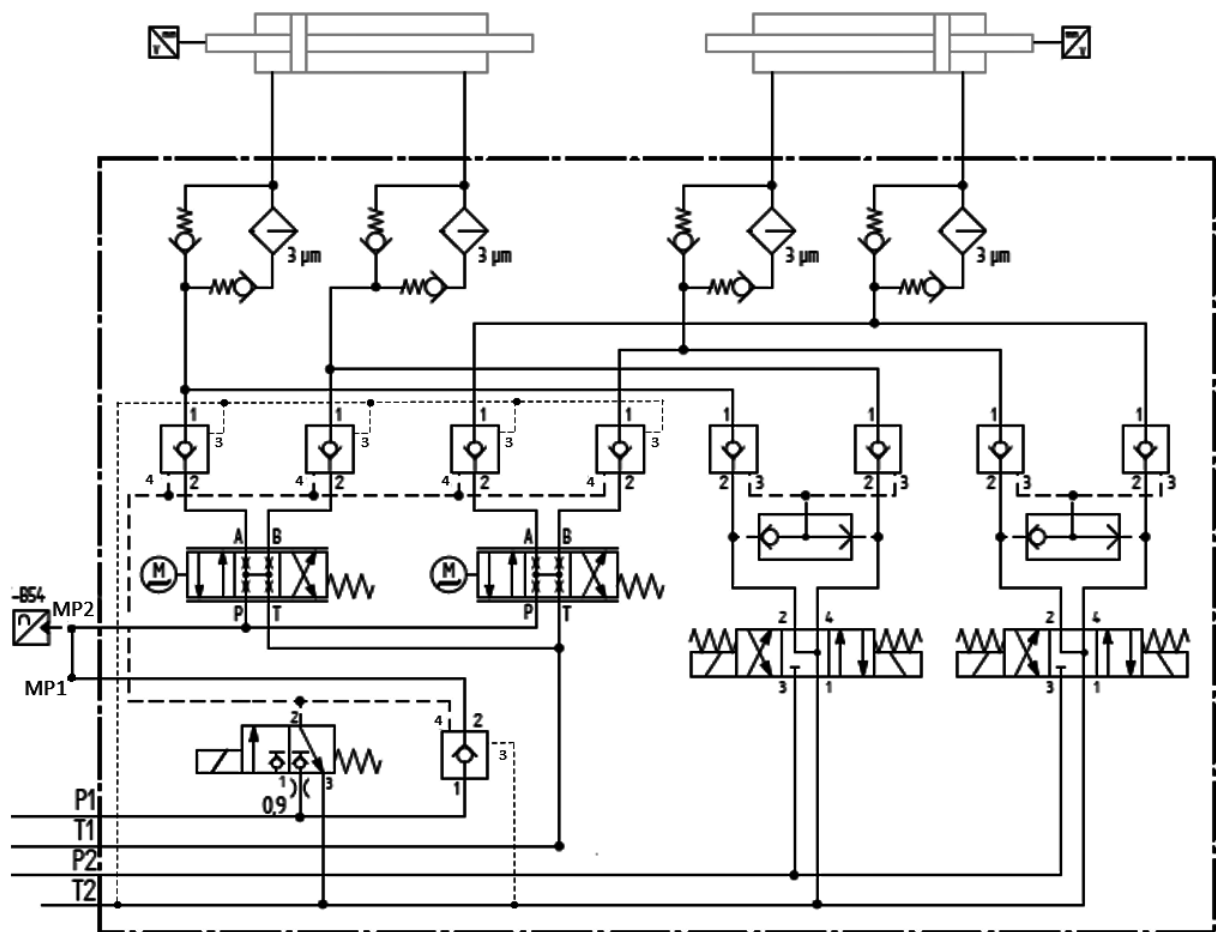


Abbildung 1.7: Schaltplan Hydraulik, Quelle: Schwing GmbH

1.2.1 Reguläre Schaltkreis

Damit die Kolben sich nicht unbeabsichtigt bewegen können, sind die Leitungen zu den Kolben und die Druckleitung mit entsperrbaren Rückschlagventilen versperrt. Sobald das 3/2-Wege Sicherheitsfreigabeventil am Zufluss von P1 geschaltet wird, entsperrt

dieses die Rückschlagventile. Die zwei proportionalen Regelventile werden von der speicherprogrammierbaren Steuerung SPS mit den Werten vom induktiven Lagesensor am Kolben als Istwert gesteuert. Am Punkt MP2 ist noch ein Drucksensor positioniert, der zur Druckmessung dient.

1.2.2 Notschaltkreis

Falls der reguläre Schaltkreis einen Defekt haben sollte, können mit dem Notschaltkreis die Kolben noch einfach betätigt werden. Dies kann dazu dienen die Ausleger des defekten Lastkraftwagens noch bei der Baustelle einzufahren zu können. Ein einfaches 4/3-Wege Schaltventil schaltet die Bewegungsrichtung des Kolben um. Mit einer ODER Schaltung können die entsperrbaren Rückschlagventile entsperrt werden.

1.3 Aufgabenstellung

Für den Entwicklungsingenieur ist es ein hoher Aufwand für eine Baugrößenänderung den gesamten Motor neu zu berechnen. Mit dieser Arbeit soll ein Tool geschaffen werden, das dem Ingenieur hilft eine neue Baugröße in kurzer Zeit vordimensionieren und nachzuweisen zu können.

Ziel der Diplomarbeit ist es den Schwenkmotor auf das Drehmoment skalierbar voranzulegen. Des Weiteren sollen alle maschinenbaulichen Komponenten dimensioniert und die Ergebnisse in Berichtform ausgewertet werden. Die Berechnungen und der Bericht sind in Excel zu erstellen. Zu dimensionieren sind folgende Komponenten:

- Ringkolbengeometrie (Innen-, Außendurchmesser und Länge)
- Verzahnung (erforderliche Kolbenhub, Zähnezah, Flankenwinkel)
- Berechnung der Keilwellenlänge
- Wandstärken (Kolbenhohlwelle, Keilwelle, Außendurchmesser)
- Keilwellenverbindung (Keilwelle - Kolben und Keilwelle - Ausleger)
- Dichtungsabmessungen
- Bolzen - Lasche Verbindung
- Schraubenverbindungen (Lagerdeckel zur Keilwelle und Verzahnungsbuche zum Gehäuse)

1 Einleitung

- Kegelstiftverbindung
- Lagerung

Zusätzlich ist die Zeit- und Dauerfestigkeit der Verzahnung nachzuweisen. Auch sind die Reibkräfte zu berechnen und es ist eine Wirkungsgradberechnung aufzustellen. In Abbildung 1.8 ist ein Schnitt des Schwenkmotors mit einigen zu dimensionierenden Komponenten zur Veranschaulichung dargestellt.

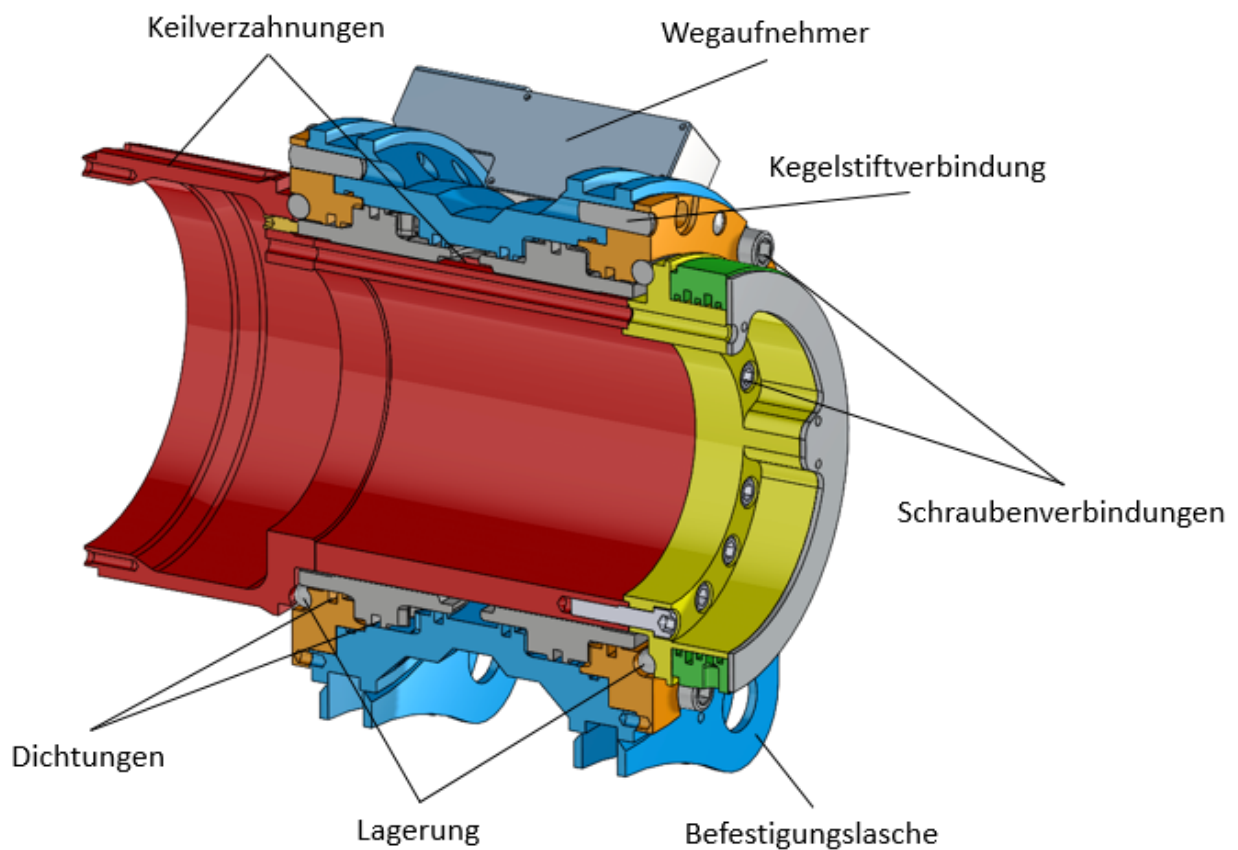


Abbildung 1.8: Auszulegende Elemente des Schwenkmotors, Quelle: Schwing GmbH

2 Grundausslegung

In diesem Kapitel wird erklärt wie ausgehend von einer Druckdifferenz am Kolben das geforderte Drehmoment an der Keilwelle berechnet werden kann. Mit diesen Zusammenhängen kann der Ringkolben dimensioniert werden. Ausgehend davon können die Zahnhöhe, der Durchfluss und die Drehzahl berechnet werden. Zuletzt werden die Längen des Kolben und der Keilwelle vordimensioniert.

2.1 Kräfte am Zahn

Als Annahme zur Berechnung der Kräfte am Kolben überträgt ein Kolben das gesamte Drehmoment und der Arm wird angehoben. Am Kolben mit der Ringfläche A greift der durch das Servoventil geregelte Differenzdruck Δp an und bewirkt die Kolbenkraft $F_K = \Delta p \cdot A$. Diese bewirkt über die Zahnflanke mit dem Zahnflankenwinkel α die Normalkraft F_N und die Reibkraft $F_R = \mu \cdot F_N$ entgegen der Bewegungsrichtung (Abbildung 2.1). Nachfolgend werden die zur Herleitung der Kräfte am Zahn nötigen Gleichungen gezeigt. F_{Rax} und F_{Ru} sind die Axial- und Umfangskomponente der Reibkraft.

$$F_K - F_{ax} - F_{Rax} = 0 \quad (2.1)$$

$$F_t - F_{Ru} - F_u = 0 \quad (2.2)$$

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (2.3)$$

$$F_{Rax} = F_R \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.4)$$

$$F_{Ru} = F_R \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.5)$$

2 Grundausslegung

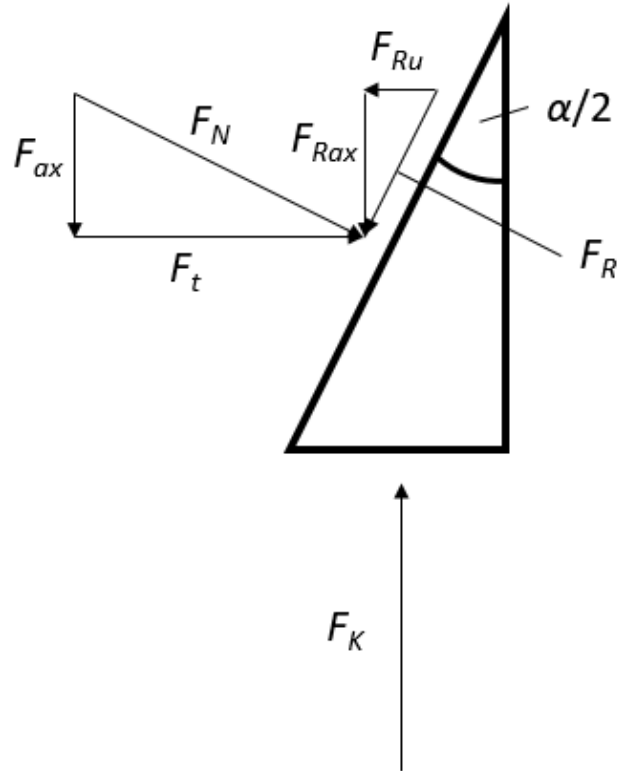


Abbildung 2.1: Kräftesituation am halben Zahn, Quelle: eigene Darstellung

$$F_t = F_N \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.6)$$

$$F_{ax} = F_N \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.7)$$

Mit obigen Gleichungen (2.1) - (2.7) können die Kräfte am Zahn berechnet werden. Die Ergebnisse sind nachfolgend (2.8) - (2.12) dargestellt. F_u (Gleichung (2.12)) ist jene Kraft die für die Erzeugung des Momentes verantwortlich ist. F_{ax} und F_t sind die Axial- und die Umfangskraft am Zahn.

$$F_{Rax} = F_K \frac{\mu}{\mu + \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.8)$$

$$F_{Ru} = F_K \frac{\mu \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\mu + \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.9)$$

$$F_{ax} = F_K \frac{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\mu + \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.10)$$

$$F_t = F_K \frac{1}{\mu + \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.11)$$

$$F_u = F_t - F_{Ru} = F_K \frac{1 - \mu \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\mu + \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.12)$$

2.2 Auslegung der Kolbenfläche

Der Durchmesser der Lauffläche der Kolbendichtung ist der Kolbenringaußendurchmesser D , der Durchmesser der Lauffläche der Stangendichtung ist der Kolbeninnendurchmesser d . Der mittlere Wirkradius ergibt sich mit $r_m = \frac{D+d}{4}$ und die Kolbenringbreite ergibt sich mit $b = (D - d)/2$.

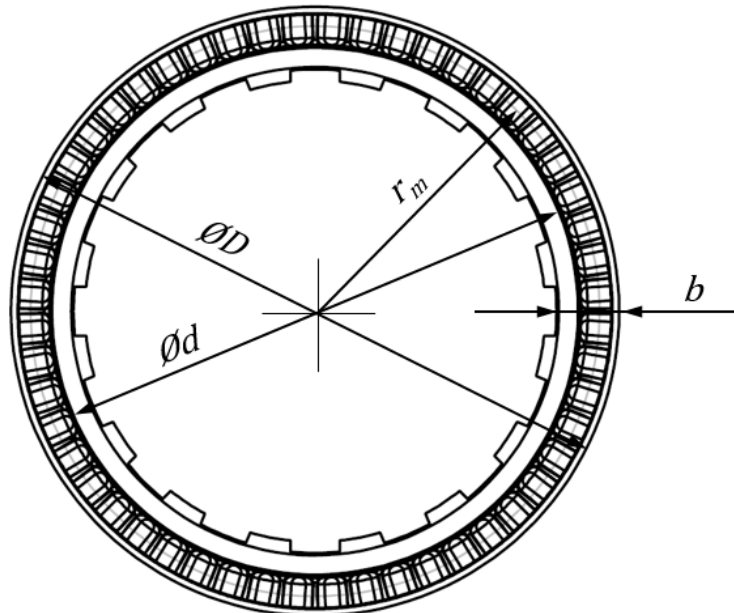


Abbildung 2.2: Nomenklatur Kolbenringfläche, Quelle: Schwing GmbH

Um die Kolbenfläche dimensionieren zu können, werden die mathematischen Zusammenhänge vom Druck am Kolben bis zum erzeugten Nenndrehmoment in eine Formel gebracht. Mit dem gewünschten Nenndrehmoment $M = F_u \cdot r_m$, der Umfangskraft F_u siehe Gleichung (2.12), der Kolbenkraft $F_K = \Delta p \cdot A$ und der Ringspaltfläche $A = 2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot b$ ergibt sich Gleichung (2.13).

$$M = \frac{2 \cdot \pi \cdot b \cdot \Delta p \cdot r_m^2 \cdot \left(1 - \mu \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right)}{\mu + \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.13)$$

Bei bekanntem Reibbeiwert μ in der Verzahnung, Flankenwinkel α , bekanntem geforderten Nenndrehmoment M und bekannter Druckdifferenz Δp , kann Gleichung (2.13) auf Gleichung (2.14) umgeformt werden. In dieser Gleichung ist die rechte Seite konstant.

$$r_m^2 \cdot b = \frac{M \cdot (\mu + \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right))}{2 \cdot \pi \cdot \Delta p \cdot (1 - \mu \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right))} \quad (2.14)$$

Somit können bei einem bestimmten Verhältnis von $\frac{r_m}{b}$, die den Kolbenringspalt bildenden Geometrien r_m und b bestimmt werden. In Gleichung (2.14) steht r_m quadratisch und b einfach. Damit ändert sich das übertragene Moment mit dem mittleren Wirkradius quadratisch und zur Kolbenringbreite proportional.

2.3 Verzahnung

Die Zahnhöhe h , die Zahnbreite b und der Flankenwinkel α sind zur besseren Verständnis in Abbildung 2.3 am vereinfachten Zahn dargestellt.

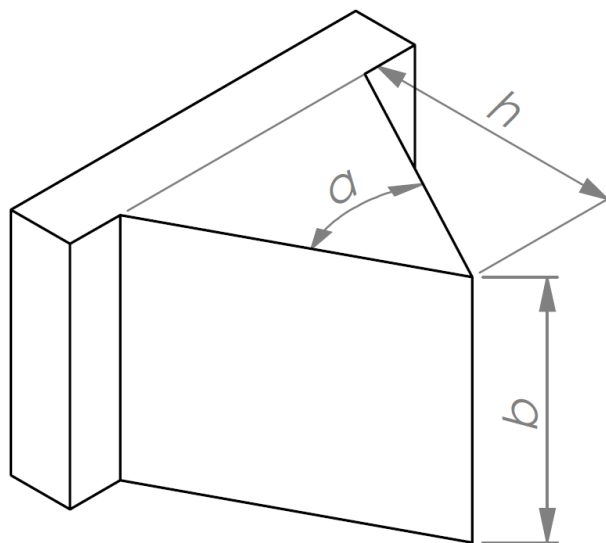


Abbildung 2.3: Nomenklatur am Zahn, Quelle: eigene Darstellung

Durch eine Berechnung des Umfanges am Wirkradius r_m mit der Zähnezahl z , der Zahnhöhe h und dem Flankenwinkel α wird die Zahnhöhe h nach Formel (2.15) erhalten.

$$h = \frac{r_m \cdot \pi}{z \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.15)$$

2.3.1 Flankenwinkel α

Der Flankenwinkel α ist ein Maß für die geometrische Übersetzung von Umfangskraft zu Axialkraft. Siehe Gleichung (2.12) und Abbildung 2.4.

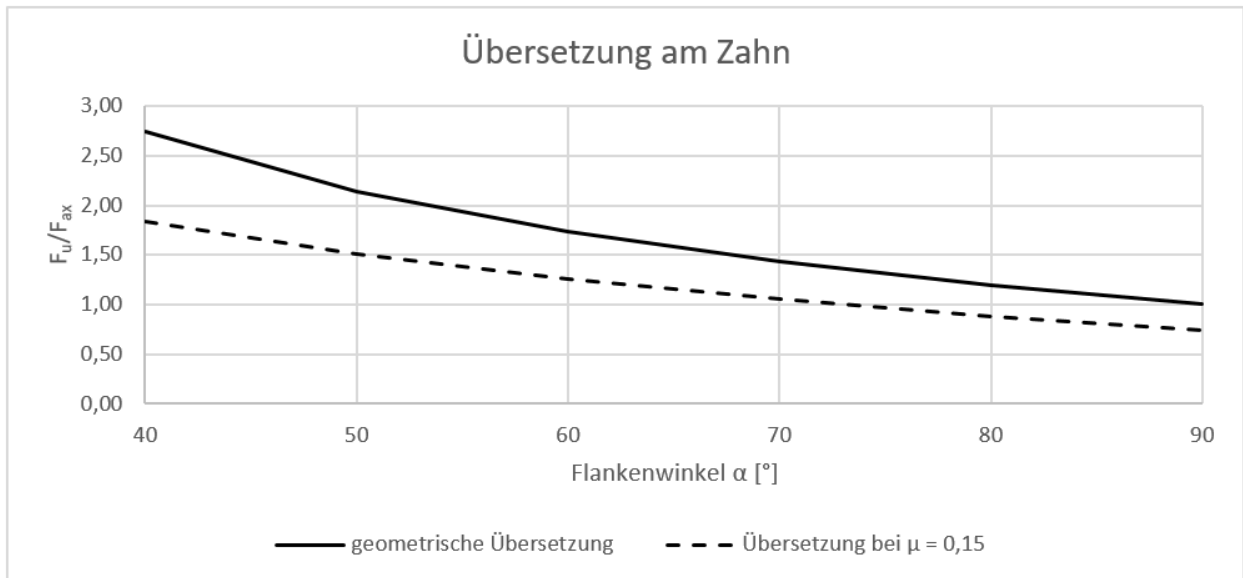


Abbildung 2.4: Übersetzung am Zahn, Quelle: eigene Darstellung

Für die gebauten C- und D-Motoren wurde ein Flankenwinkel von 52° gewählt. Das ergibt eine geometrische Übersetzung von $F_u = 2,0503 \cdot F_{ax}$. Die tatsächliche Übersetzung bei einem Reibbeiwert von $\mu = 0,15$ ist durch die Reibverluste an der Verzahnung deutlich geringer.

2.4 Berechnung von Durchfluss, Drehzahl und Drehmoment

Nach Gleichung (2.16) errechnet sich der Durchfluss Q eines Kolben durch das Produkt aus Kolbenringfläche A und Kolbengeschwindigkeit v .

$$Q = A \cdot v \quad (2.16)$$

Die Drehzahl der Keilwelle berechnet sich nach Gleichung (2.17) in U/min.

$$n = \frac{30 \cdot v}{z \cdot h} \quad (2.17)$$

Das erreichte Drehmoment kann, sobald die Geometrie der Ringkolbenfläche festgelegt ist nach Gleichung (2.13) berechnet werden.

2.5 Längenberechnung

In diesem Abschnitt wird erklärt, wie die Längen der Keilwelle und des Kolbens vorausgelegt werden können.

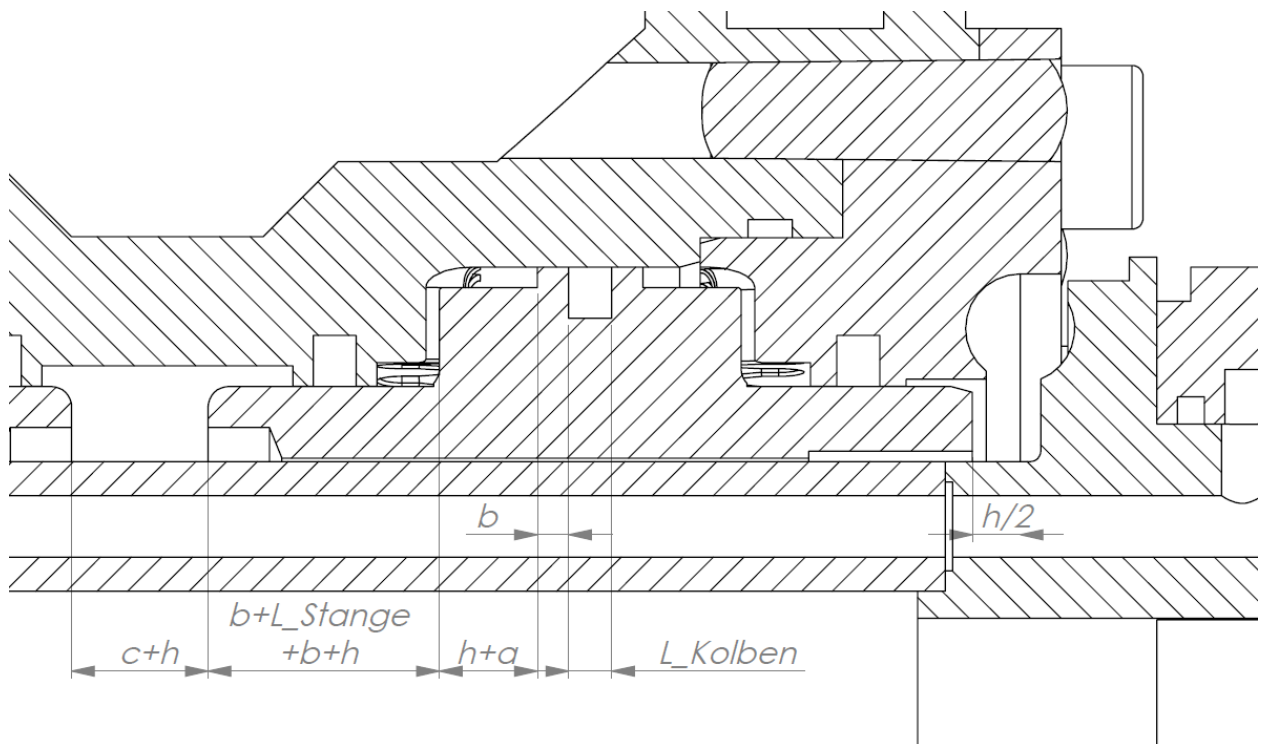


Abbildung 2.5: Berechnung der Längen, Quelle: Schwing GmbH

Von den in Abbildung 2.5 dargestellten Größen ist c die Breite des Messtasters, h die zur Längenberechnung verwendete Zahnhöhe, b die Breite des Dichtungsabsatzes und a der Abstand Verzahnungsgrund-Absatz Dichtung.

Zur Längenabschätzung wird nicht die berechnete Zahnhöhe, sondern die Zahnhöhe von der Zahnspitze bis zum Grund der Fußfräsung verwendet. Die Zahngeometrie mit ihren Größen ist im Kapitel 3.1 dargestellt siehe Abbildung 3.1.

$$h_l = h + s + R_{Fu\beta} \cdot \left(1 - \frac{1}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right) \quad (2.18)$$

2 Grundausslegung

Damit berechnen sich die Länge l des Kolben nach Gleichung (2.19) und die Länge L der Keilwelle nach Gleichung (2.20) folgendermaßen.

$$l = 2 \cdot L_{\text{Stangendichtung}} + L_{\text{Kolbendichtung}} + 6 \cdot (a + b) + 4 \cdot h_l \quad (2.19)$$

$$L = 2 \cdot l + 1,5 \cdot h_l + c \quad (2.20)$$

Somit sind die Ringkolbenfläche und die Verzahnung definiert und damit auch das Drehmoment und die Drehzahl.

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

In diesem Kapitel werden einerseits die Komponenten des Schwenkmotors vordimensioniert und nachgewiesen als auch eine Reibkraft- und Wirkungsgradberechnung aufgestellt. Dies erfolgt in folgender Reihenfolge.

- Verzahnung
- Rohrstücke auf Torsion
- Keilverzahnungen
- Außendurchmesser des Gehäuses
- Reibung
- Wirkungsgrad
- Bolzen, Lasche
- Schraubenverbindung
- Kegelstiftverbindung
- Kugellagerung

3.1 Verzahnung

Die Verzahnung wird auf Flächenpressung an den Flanken und der Zahnfuß auf statische Sicherheit, Dauerfestigkeit und wie gefordert auch auf Zeitfestigkeit überprüft.

Vereinfachend wird angenommen, dass die Verzahnung des Gehäuses und der Verzahnungsbuchsen außenseitig und die Verzahnung der Kolben innenseitig freigestellt sind und somit der Zahn als Biegeträger berechnet werden kann. Der am meisten gefährdete Querschnitt wird an jener Stelle angenommen, an der eine 30° Tangente den Zahnfuß schneidet siehe Abbildung 3.1 (vgl. Roloff/Matek, 2015, S.783).

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

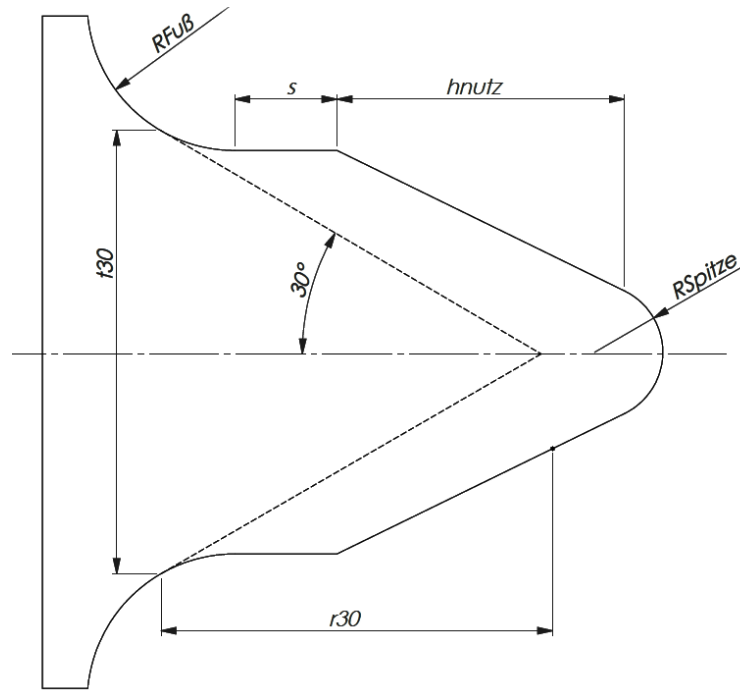


Abbildung 3.1: Querschnitt des idealen Zahnes, Quelle: eigene Darstellung

Um die Flächenpressung berechnen zu können, muss die ideale Zahnhöhe h um die Verrundungen an der Zahnspitze und am Zahnfuß verringert werden. Somit ergibt sich die nutzbare Flächenpressungslänge h_{nutz} , siehe Gleichung (3.1). Die Verrundungen ergeben sich nach den geometrischen Zusammenhängen in Abbildung 3.2. $R_{Fu\beta}$ ist der Verrundungsradius im Zahnfuß, s die Fräservorschublänge und R_{Spitze} der Verrundungsradius in der Zahnspitze.

$$h_{nutz} = h - \frac{R_{Fu\beta} + R_{Spitze} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (3.1)$$

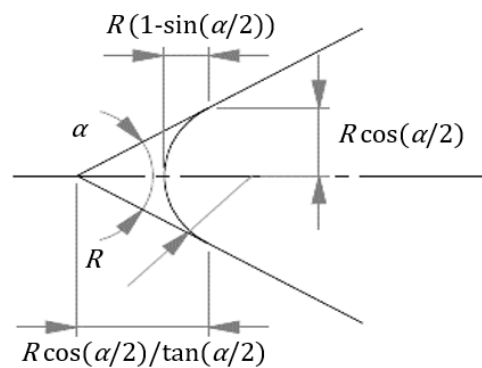


Abbildung 3.2: Geometrische Verrundung des Zahnes, Quelle: eigene Darstellung

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

Die Verzahnung greift idealerweise zu $X = 50\%$ in die Gegenverzahnung ein. Damit berechnet sich der Wirkabstand r_{30} Eingriff - gefährdete Stelle nach Gleichung (3.2).

$$r_{30} = h_{nutz} \cdot \left(1 - \frac{X}{2}\right) + s + R_{Fu\beta} \cdot \sin(30) \quad (3.2)$$

Mit der Stärke t_{30} des gefährdeten Querschnittes und der um den Absatz Zahn - Kolbenaußendurchmesser a_{Zahn} reduzierte Zahnbreite $b_{Zahn} = b - a_{Zahn}$ können die Querschnittsfläche A_{30} (3.4) und das Biege widerstandsmoment W (3.5) berechnet werden.

$$t_{30} = 2 \cdot \left(h \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) - R_{Fu\beta} \cdot \cos(30)\right) \quad (3.3)$$

$$A_{30} = b_{Zahn} \cdot t_{30} \quad (3.4)$$

$$W = \frac{b_{Zahn} \cdot t_{30}^2}{6} \quad (3.5)$$

Als genereller Grundwerkstoff wurde der Feinkornbaustahl S690 gewählt. Dessen Oberfläche ist Gasnitrocarburiert. Die Werkstoffdaten wie die Zugfestigkeit R_{mN} , die Streckgrenze R_{eN} , die Bruchdehnung A_{Bruch} , die zulässige Torsionswechselspannung τ_{twN} und die zulässige Biege wechselspannung σ_{bwN} sind im Appendix Abbildung .2 zu finden.

Die Umfangskraft pro Zahn F_{uZahn} berechnet sich nach Formel (3.6). Das Eingriffverhältnis $f_{Eingriff}$ berücksichtig, dass eventuell nicht alle Zähne gleichzeitig im Eingriff sind.

$$F_{uZahn} = \frac{M}{r_m \cdot z \cdot f_{Eingriff}} \quad (3.6)$$

Die Biegespannung σ_b berechnet sich nach Gleichung (3.7) und die Querkraftschubspannung τ_Q nach Gleichung (3.8) mit dem Faktor $k_s = 1,5$ für einen rechteckigen Querschnitt (vgl. Bild 3-2 Roloff/Matek, 2015).

$$\sigma_b = \frac{F_{uZahn} \cdot r_{30}}{W} \quad (3.7)$$

$$\tau_Q = \frac{k_s \cdot F_{uZahn}}{t_{30}} \quad (3.8)$$

3.1.1 Flächenpressung

Die höchste Flächenpressung (3.10) besteht, wenn die Verzahnung im Mindesteingriff von $X = 50\%$ ist. Bei der Berechnung der Pressungsfläche A_{FP} (3.9) muss die nutzbare Zahnhöhe h_{nutz} über den $\cos(\frac{\alpha}{2})$ in eine Flankenlänge umgewandelt werden. Die zulässige Flächenpressung ergibt sich über die Härte des Werkstoffes.

$$A_{FP} = \frac{X \cdot h_{nutz} \cdot b_{Zahn}}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (3.9)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{F_{uZahn}}{A_{FP}} \quad (3.10)$$

$$S_{FP} = \frac{\sigma_{FPzul}}{\sigma_{FP}} \quad (3.11)$$

3.1.2 Statischer Nachweis nach Roloff-Matek 3.7.2

Die statische Festigkeit wird wegen der Annahme als Biegeträger und wegen der einfacheren Berechnung nur auf Biegung berechnet. Die statische Festigkeitsberechnung erfolgt nach Abbildung 3.3 unter Ausnutzung der vollen Tragreserven nach Abbildung 3.8.

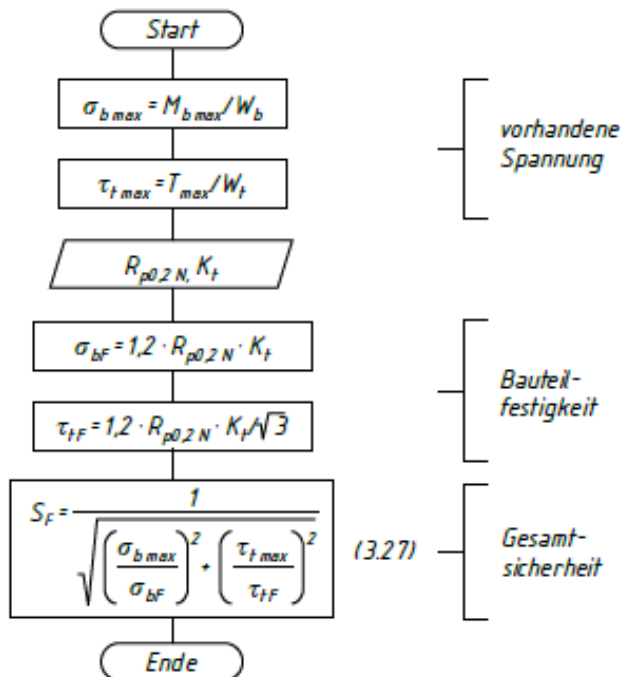


Bild 3-31
Vereinfachter statischer Festigkeitsnachweis gegen Fließen (duktile Rundstäbe; Biegung und Torsion)

Abbildung 3.3: Ablauf statischer Festigkeitsnachweis, Quelle: Bild 3-31 Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

Aus Abbildung 3.4 werden die Werte in der Spalte Stahl außer unter *genannten verwendet. Die Zugfestigkeit R_{mN} sowie die Streckgrenze R_{eN} sind auf den glatten Probestab bezogen. Diese Größen können mit dem technologischen Größeneinflussfaktor K_t siehe Abbildung 3.6 (für Nitrierstähle) nach Abbildung 3.5 berechnet werden. Der gleichwertige Durchmesser zur Berechnung von K_t wird nach Abbildung 3.7 (Rechteckquerschnitt für Nitrierstähle) bestimmt.

TB 3-2 Umrechnungsfaktoren zur Berechnung der Werkstoff-Festigkeitswerte (nach FKM-Richtlinie)

Werkstoffgruppe	* Einsatzstahl Schmiedestahl nichtrost. Stahl	Stahl außer unter *genannten	GS	GJS	GJM	GJL
Zugdruckfestigkeit f_σ	1	1	1	1 (1,3) ¹⁾	1 (1,5) ¹⁾²⁾	1 (2,5) ¹⁾²⁾
Schubfestigkeit f_τ	0,58	0,58	0,58	0,65	0,75 ²⁾	0,85 ²⁾
Wechselfestigkeit $f_{w\sigma}$	0,40	0,45 ³⁾	0,34	0,34	0,30	0,30
Wechselfestigkeit $f_{w\tau}$	0,58	0,58	0,58	0,65	0,75	0,85

¹⁾ Klammerwert gilt für Druck

²⁾ gültig für Nachweis mit örtlichen Spannungen

³⁾ nach DIN 743 $f_{w\sigma} = 0,40$

Abbildung 3.4: Umrechnungsfaktoren Werkstoff-Festigkeitswerte, Quelle: TB 3-2 Roloff/Matek, 2015

$$\begin{cases} R_m = K_t \cdot R_{mN} \\ R_p = K_t \cdot R_{pN} \end{cases} \quad (3.7)$$

K_t technologischer Größeneinflussfaktor für Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze, Werte aus **TB 3-11a** und **b**
Beachte: Bei einigen Werkstoffen ist K_t für Zugfestigkeit und Streckgrenze unterschiedlich!

R_{mN}, R_{pN} für den Normdurchmesser (Durchmesser d_N) gültige Zugfestigkeit bzw. Streckgrenze (Normwerte); Werte nach **TB 1-1** bis **TB 1-2**

Abbildung 3.5: Berechnung der korrigierten Streckgrenze und Zugfestigkeit, Quelle: (3.7) Roloff/Matek, 2015

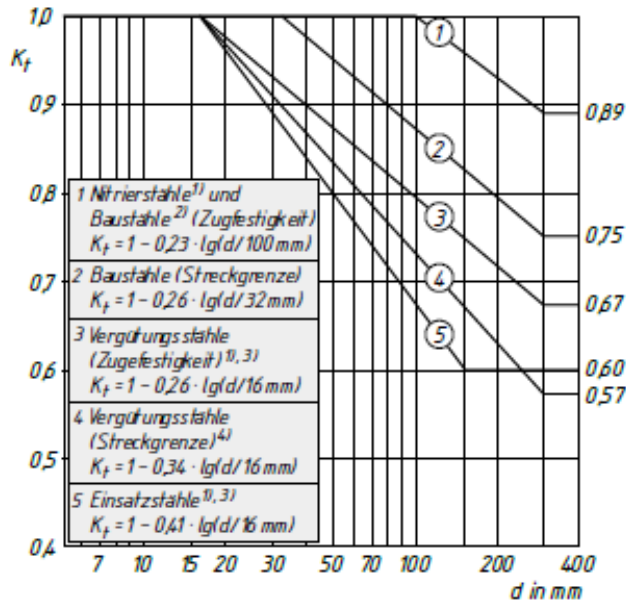
Die zulässigen Spannungen zur statischen Festigkeitsberechnung ergeben sich nach Abbildung 3.8.

Der statische Konstruktionsfaktor (Abbildung 3.9) errechnet sich mit der plastischen Stützzahl (Abbildung 3.10).

Damit können die statischen Sicherheiten gegen Fließen und Bruch nach Gleichung (3.12) und (3.13) gebildet werden.

TB 3-11 Faktoren K für den Größeneinfluss

a) Technologischer Größeneinflussfaktor K_t für Walzstahl



- 1) Bei Nitrier- und Einsatzstählen ist K_t für die Zugfestigkeit und Streckgrenze gleich.
- 2) ist auch für dynamische Festigkeitswerte zu verwenden.
- 3) für Cr-Ni-Mo-Einsatzstähle gelten die Werte der Vergütungsstähle nach Kurve 3 für die Zugfestigkeit und Streckgrenze.
- 4) gilt auch für spezielle Baustähle im vergüteten Zustand.

Abbildung 3.6: Berechnung Größeneinflussfaktor, Quelle: TB 3-11a Roloff/Matek, 2015

TB 3-11 Fortsetzung

e) gleichwertiger Durchmesser für andere Bauteilquerschnitte

Form des Querschnitts					
$d = 1)$	d	t	t	b	t
$d = 2)$	d	$2t$	$2t$	b	$\frac{2b \cdot t}{b+t}$

- 1) Für unlegierte Baustähle, Feinkornstähle, normalgeglühte Vergütungsstähle und Stahlguss.
- 2) Für vergüteten Vergütungsstahl, Einsatzstahl, Nitrierstahl, Vergütungsstahlguss, GJS, GJL, GJMB, GJMW, Schmiedestücke.

Abbildung 3.7: Gleichwertiger Durchmesser, Quelle: TB 3-11e Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$\begin{array}{l} \text{Fließen} \quad \sigma_F = f_\sigma \cdot R_p / K_B \quad \text{bzw.} \quad \tau_F = f_\tau \cdot R_p / K_B \\ \text{Bruch} \quad \sigma_B = f_\sigma \cdot R_m / K_B \quad \text{bzw.} \quad \tau_B = f_\tau \cdot R_m / K_B \end{array} \quad (3.10)$$

f_σ, f_τ Faktoren zur Berechnung der Werkstofffestigkeitswerte, Werte s. **TB 3-2**
 R_p, R_m Fließgrenze bzw. Zugfestigkeit
 K_B statischer Konstruktionsfaktor

Abbildung 3.8: Zulässige Spannungen, Quelle: (3.10) Roloff/Matek, 2015

$$K_B = 1/n_{pl} \quad (3.11)$$

Abbildung 3.9: Statischer Konstruktionsfaktor, Quelle: (3.11) Roloff/Matek, 2015

$$n_{bpl} = \sqrt{\frac{R_{pmax}}{R_p}} \leq \alpha_{bp} \quad (3.12)$$

E Elastizitätsmodul, Werte aus **TB 1-1** bis **TB 1-2**
 ϵ_{entr} ertragbare Gesamtdehnung; $\epsilon_{entr} = 5\%$ für Stahl und GS; $\epsilon_{entr} = 2\%$ für EN-GJS und EN-GJM
 R_p Fließgrenze, Werte mit Gl. (3.7) berechnen
 α_{bk} Kerbformzahl für Biegung, s. 3.5.1; Werte nach **TB 3-6**
 α_{bp} plastische Formzahl für das Bauteil ohne Kerbe; Werte nach **TB 3-3**
 R_{pmax} maximale Streckgrenze; $R_{pmax} = 1050 \text{ N/mm}^2$ für Stahl und GS, $R_{pmax} = 320 \text{ N/mm}^2$ für EN-GJS

Hinweise:

- Gl. (3.12) gilt für Biegung; bei Torsion ist der Index b durch t zu ersetzen. Für Zug, Druck und Schub ist aufgrund der gleichmäßigen Spannungsverteilung $n_{pl} = 1$.
- Für EN-GJL- sowie EN-GJM- und EN-GJS-Werkstoffe mit Bruchdehnungen $A_3 < 8\%$ bzw. $A_5 < 8\%$ ist wegen des spröden Werkstoffverhaltens $n_{pl} = 1$ zu setzen. Dies gilt auch für randschichtgehärtete Bauteile.
- Aufgrund der hohen zulässigen plastischen Verformung kann ein Verformungsnachweis des Bauteils erforderlich werden¹⁾.

Abbildung 3.10: Plastische Stützzahl, Quelle: (3.12) Roloff/Matek, 2015

$$S_{bF} = \frac{\sigma_F}{\sigma_b \cdot \alpha_{kb}} \quad (3.12)$$

$$S_{FP} = \frac{\sigma_B}{\sigma_b \cdot \alpha_{kb}} \quad (3.13)$$

Die Nennbiegespannungen σ_b werden noch um die Kerbformzahl α_{kb} (Abbildung 3.17) erhöht. Die Mindestsicherheiten sind in Abbildung 3.11 (Walz- und Schmiedestähle) dargestellt.

TB 3-14 Sicherheiten, Mindestwerte

a) Allgemeine Sicherheiten

	Walz- und Schmiedestähle	duktile Eisengusswerkstoffe	
		nicht geprüft	zerstörungsfrei geprüft
S_F	1,5	2,1	1,9
S_B	2,0	2,8	2,5
S_D	1,5	2,1	1,9

Abbildung 3.11: Allgemeine Sicherheiten, Quelle: TB 3-14a Roloff/Matek, 2015

3.1.3 Dauerfestigkeit nach Roloff-Matek 3.7.3

Da die Verzahnungen nicht nur rein statisch sondern vorwiegend dynamisch beansprucht werden, wird die Verzahnung auf Dauerfestigkeit überprüft.

Vorhandene Spannungen

Eine Verzahnungsreihe wird nach folgendem Verlauf (Abbildung 3.12) belastet. Die linke Verzahnung fährt auf halben Weg der Zahnhöhe ein, legt sich an, überträgt die Kraft von Punkt zwei zu drei und ist danach wieder unbelastet.

Dieser Zyklus wird vereinfacht als sinusförmige Schwellbelastung mit der minimalen Spannung von Null betrachtet. In Abbildung 3.13 sind die tatsächliche und die berechnete Belastung beispielhaft für eine Verzahnung mit 10 Zähnen dargestellt. Die Wechselbelastung wird aufgrund der geringen Amplitude im Wechsellastpunkt vernachlässigt. Für die Berechnung der Dauerfestigkeit wird die Verzahnung wieder als Biegeträger angenommen und auf Biegung und Schub berechnet.

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

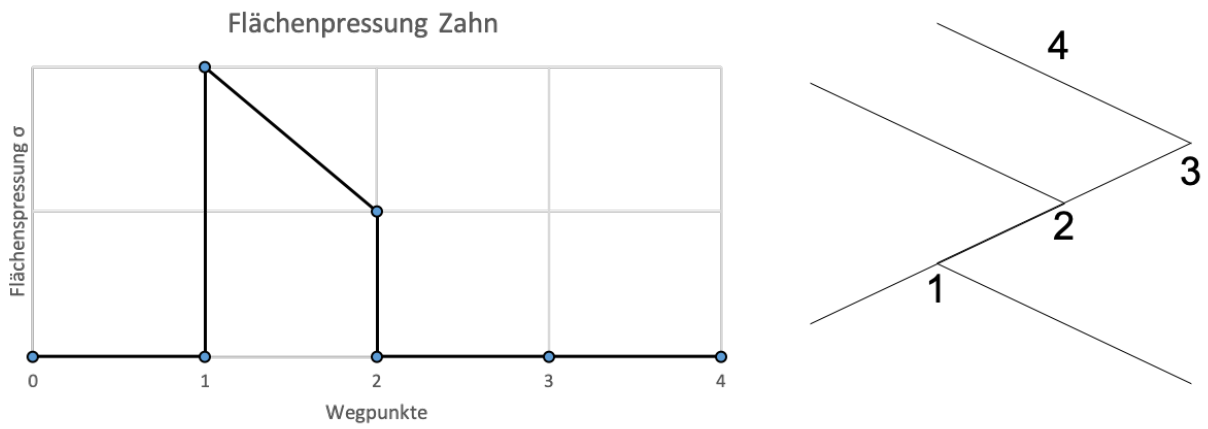


Abbildung 3.12: Flächenpressung-Weg Diagramm, Quelle: eigene Darstellung

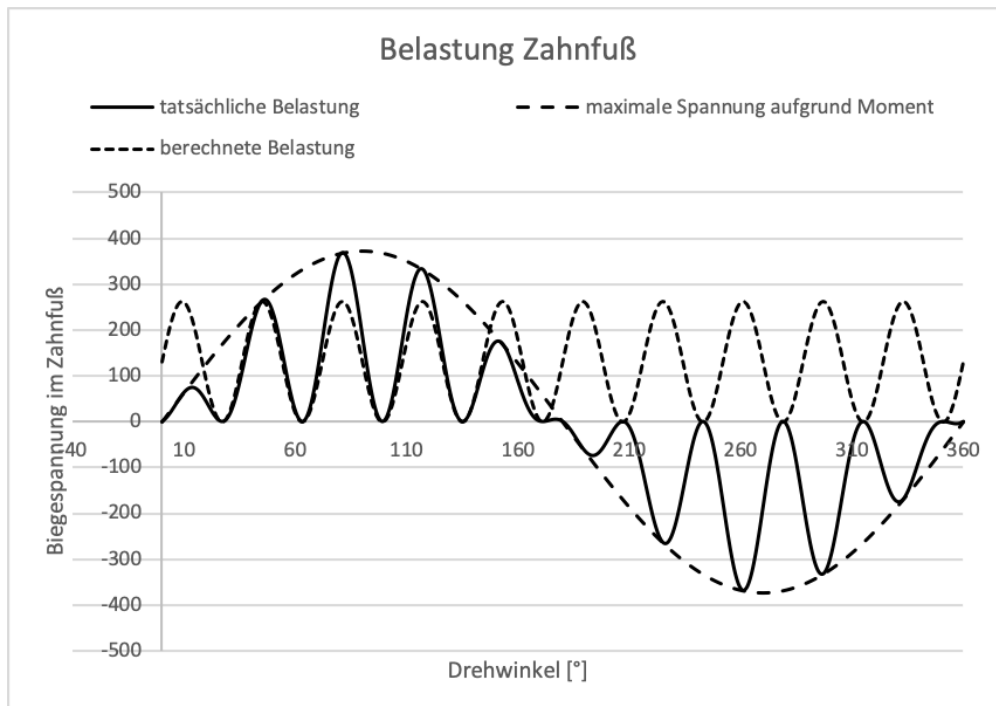


Abbildung 3.13: Belastung Zahnfuß, Quelle: eigene Darstellung

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

Real ändert sich der Maximalwert der Spannung mit dem Hebelsarm des Auslegers. Hier ist der Maximalwert der berechneten Belastung der Effektivwert der tatsächlichen Belastung und er ist konstant.

$$\sigma_o = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}} \quad (3.14)$$

$$\tau_o = \frac{\tau_q}{\sqrt{2}} \quad (3.15)$$

Die Mittel und Ausschlagsspannungen berechnen sich nach Abbildung 3.14.

<i>Spannungsamplitude</i>	$\sigma_a = \sigma_o - \sigma_m$
	$\sigma_a = (\sigma_o - \sigma_u)/2$
<i>Mittelspannung</i>	$\sigma_m = (\sigma_o + \sigma_u)/2$
<i>Spannungsverhältnis</i>	$\kappa = \sigma_u/\sigma_o$

(3.4)

Abbildung 3.14: Berechnung der Mittel- und Ausschlagsspannungen, Quelle: (3.4) Roloff/Matek, 2015

Der Ablauf der Berechnung der Dauerfestigkeit ist in Abbildung 3.15 ersichtlich.

Berechnung Konstruktionsfaktoren

Die Berechnung der Konstruktionsfaktoren K_{Db} und K_{Ds} erfolgt überblicksmäßig nach Abbildung 3.16.

Die Formzahlen α_k werden nach Abbildung 3.17 berechnet. Als b wird der gefährdete Querschnitt t_{30} , $B = 2 \cdot h \cdot \tan(\alpha/2)$ und für r wird $R_{Fuß}$ eingesetzt.

Mit den Formzahlen aus Abbildung 3.17 und der Stützzahl aus Abbildung 3.19 können die Kerbwirkungszahlen nach Abbildung 3.18 berechnet werden. Das zur Berechnung der Stützzahl notwendige Spannungsgefälle G' und ϕ sind in Abbildung 3.20 dargestellt (dritte Bauform).

Mit dem geometrischen Größeneinflussfaktor für Biegung (Abbildung 3.21), dem Einflussfaktor Oberflächenrauheit von Wälzstählen von feinbearbeiteten Oberflächen (Abbildung 3.22) und dem Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung bei einer Nitriertiefe von 0,3 mm (Abbildung 3.23) können die Konstruktionsfaktoren für Biegung und Schub (Abbildung 3.24) berechnet werden.

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

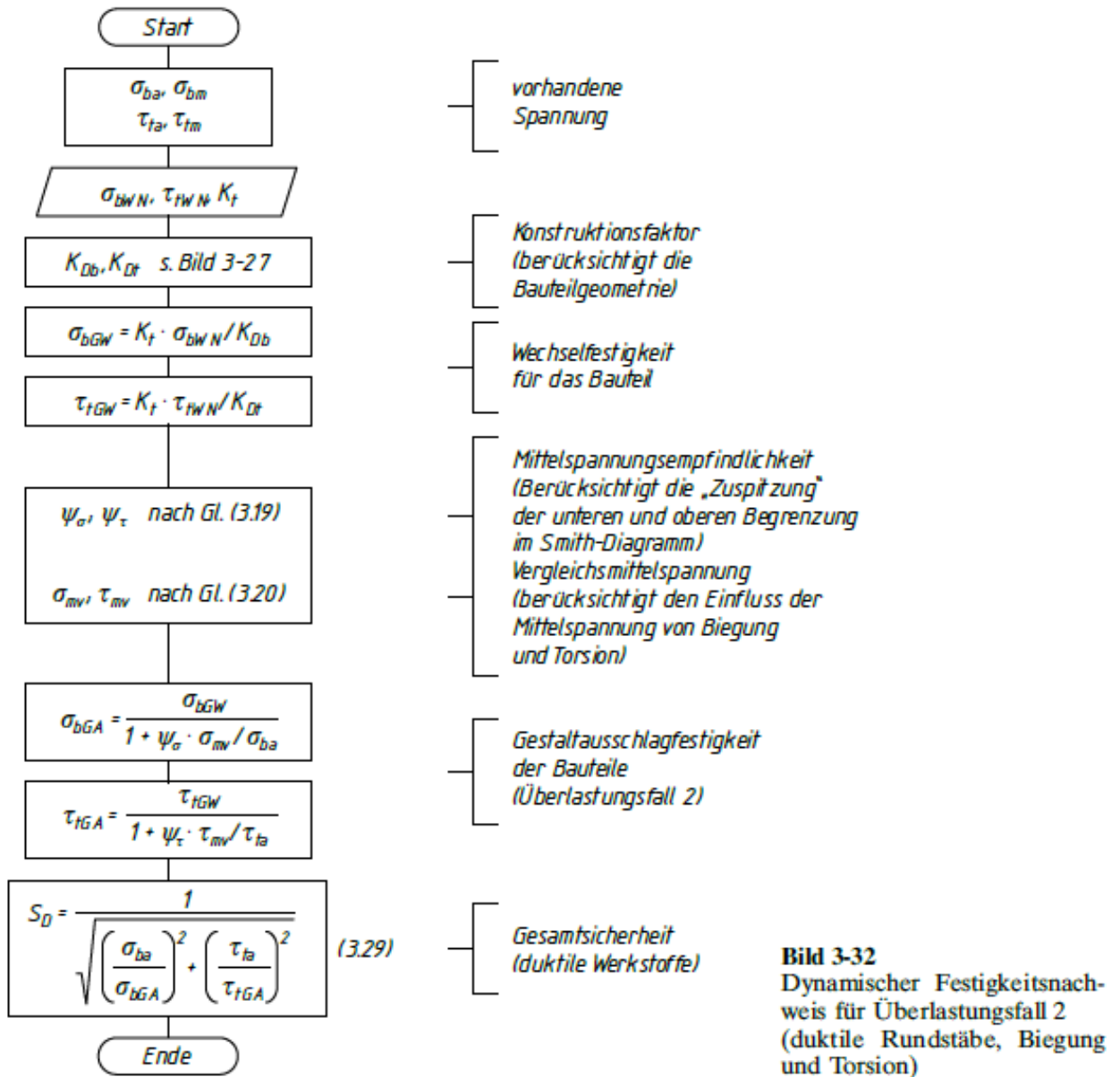


Abbildung 3.15: Überblick Dauerfestigkeitsberechnung, Quelle: Bild 3-32 Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

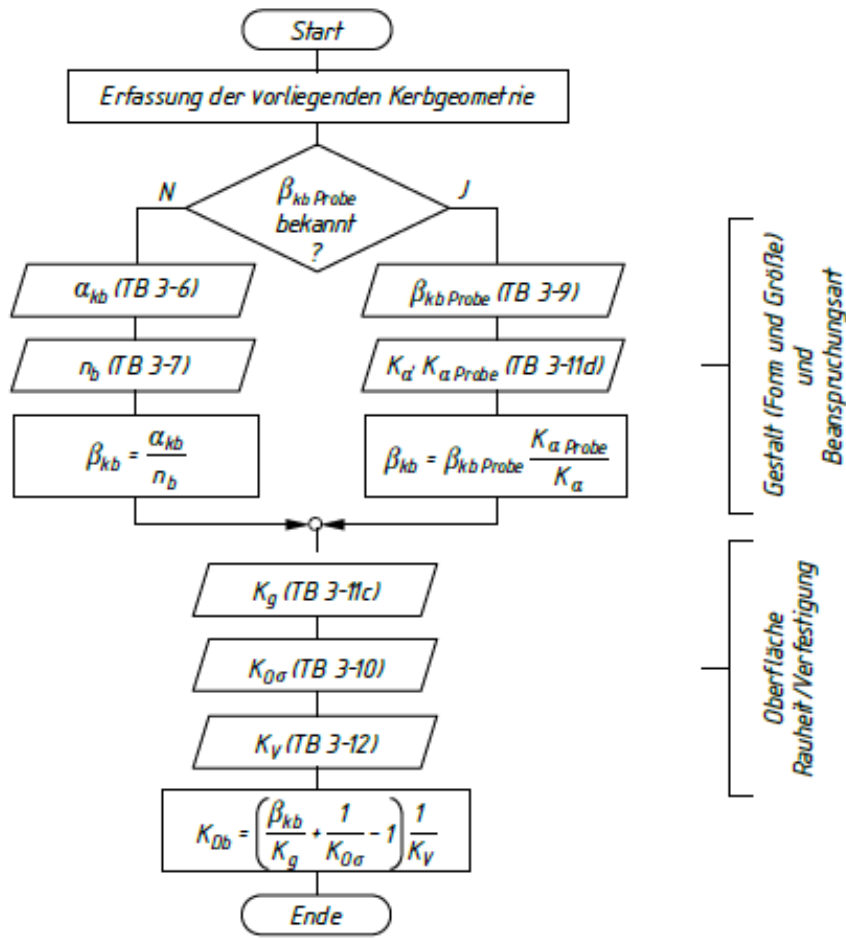


Bild 3-27
Ablaufplan zur Berechnung des Konstruktionsfaktors K_{Db} für Biegung

Abbildung 3.16: Überblick Berechnung Konstruktionsfaktoren, Quelle: Bild 3-27 Roloff/Matek, 2015

b) symmetrisch abgesetzter Flachstab

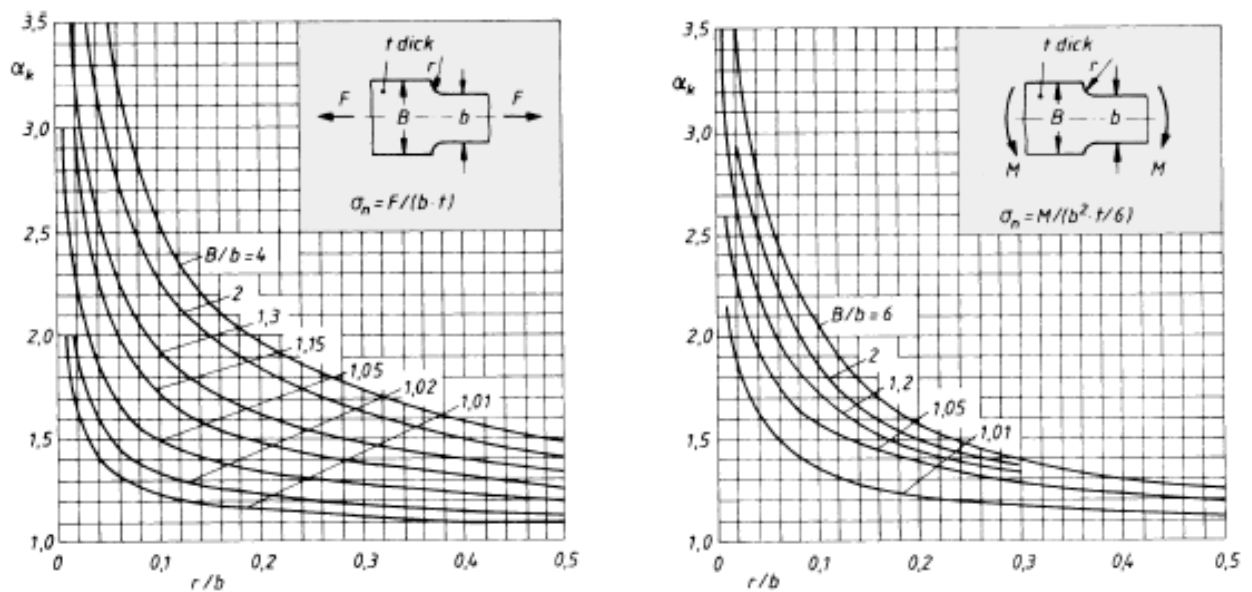


Abbildung 3.17: Formzahlen symmetrisch abgesetzter Flachstab, Quelle: TB 3-6b Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{n_0 \cdot n} \quad (3.15 b)$$

n_0, n Stützzahl für das ungekerbte bzw. für das gekerbte Bauteil; Werte nach TB 3-7

α_k Kerbformzahl; Werte nach TB 3-6

Hinweis: Es gilt $n_0 = 1$, wenn die Stützwirkung bei Biegung und Torsion über den geometrischen Größeneinflussfaktor K_g berücksichtigt wird!

Abbildung 3.18: Berechnung Kerbwirkungszahl, Quelle: (3.15b) Roloff/Matek, 2015

TB 3-7 Stützzahl

a) Stützzahl für Walzstäbe (nach DIN 743)

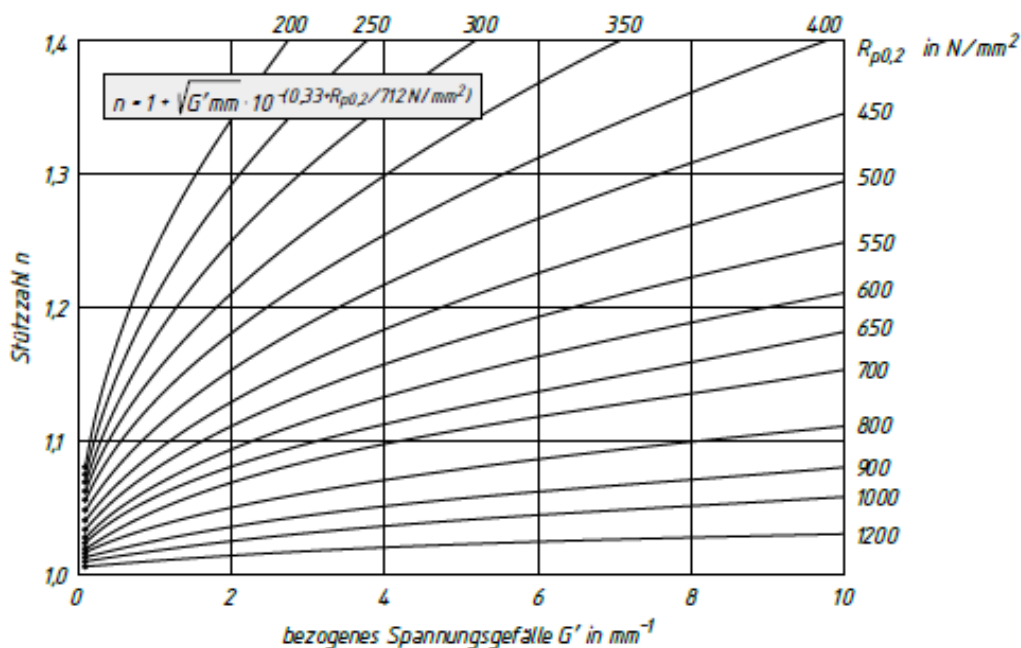


Abbildung 3.19: Stützzahl für Walzstäbe, Quelle: TB 3-7a Roloff/Matek, 2015

c) bezogenes Spannungsgefälle G'

Form des Bauteils					
Zug/Druck Biegung	$G' = \frac{2,3}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2,3}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2}{r}(1 + \varphi)$	$G' = \frac{2}{d}$
Torsion	$G' = \frac{1,15}{r}$	$G' = \frac{1}{r}$	-	-	$G' = \frac{2}{d}$
Für $(D - d)/d \leq 0,5$ ist $\varphi = 1/(\sqrt{8(D - d)/r + 2})$ bzw. für $(B - b)/b \leq 0,5$ ist $\varphi = 1/(\sqrt{8(B - b)/r + 2})$; sonst ist $\varphi = 0$ Rundstäbe mit Längsbohrung können näherungsweise wie volle Rundstäbe berechnet werden.					

Abbildung 3.20: Bezogenes Spannungsgefälle G' , Quelle: TB 3-7c Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

c) Geometrischer Größeneinflussfaktor K_g

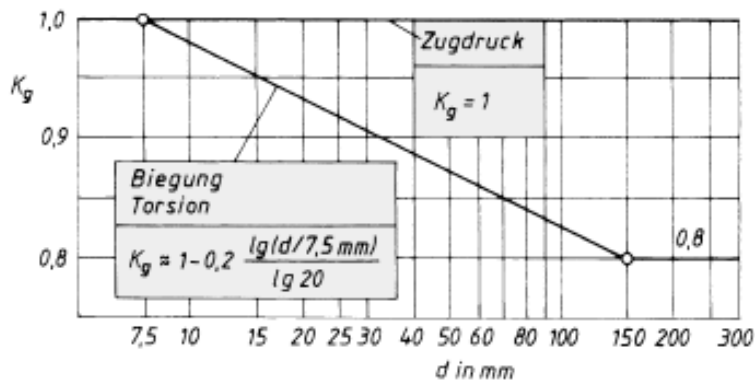
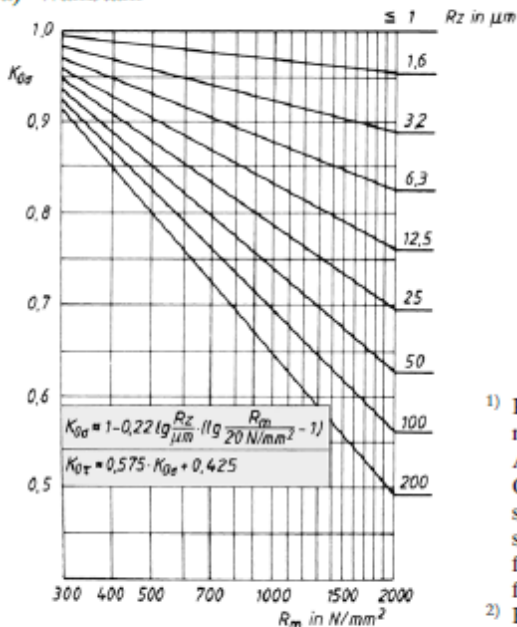


Abbildung 3.21: Geometrischer Größeneinflussfaktor, Quelle: TB 3-11c Roloff/Matek, 2015

TB 3-10 Einflussfaktor der Oberflächenrauheit $K_{0\sigma}$ ^{1),2)}

a) Walzstahl



b) Gusswerkstoffe

Stahlguss	$K_{0\sigma} = 1 - 0,20 \lg \frac{R_z}{\mu\text{m}} \left(\lg \frac{R_m}{20 \text{ N/mm}^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,575 \cdot K_{0\sigma} + 0,425$
Grauguss, Kugelgrafit	$K_{0\sigma} = 1 - 0,16 \lg \frac{R_z}{\mu\text{m}} \left(\lg \frac{R_m}{20 \text{ N/mm}^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,35 \cdot K_{0\sigma} + 0,65$
Temperguss	$K_{0\sigma} = 1 - 0,12 \lg \frac{R_z}{\mu\text{m}} \left(\lg \frac{R_m}{17,5 \text{ N/mm}^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,25 \cdot K_{0\sigma} + 0,75$
Grauguss, Lamellengrafit	$K_{0\sigma} = 1 - 0,06 \lg \frac{R_z}{\mu\text{m}} \left(\lg \frac{R_m}{5 \text{ N/mm}^2} - 1 \right)$	$K_{0\tau} = 0,15 \cdot K_{0\sigma} + 0,85$

¹⁾ Rautiefe R_z entsprechend dem Herstellverfahren nach TB 2-12

Allgemein kann gesetzt werden:

Guss-, Schmiede- und Walzhautoberflächen $R_z \approx 200 \mu\text{m}$
 schruppbearbeitete Oberflächen $R_z = 40 \dots 200 \mu\text{m}$
 schlichtbearbeitete Oberflächen $R_z = 6,3 \dots 100 \mu\text{m}$
 feinbearbeitete Oberflächen $R_z = 1 \dots 12,5 \mu\text{m}$
 feinstbearbeitete Oberflächen $R_z = <1 \dots 1,6 \mu\text{m}$

²⁾ Bestimmung von $K_{0\sigma}$ bei Verwendung experimentell ermittelter Kerbwirkungszahlen und bekannter Oberflächenrauheit:

$$K_{0\sigma} = \frac{K_{0\sigma \text{ Bauteil}}}{K_{0\sigma \text{ Probe}}}$$

Abbildung 3.22: Einflussfaktor Oberflächenrauheit, Quelle: TB 3-10a Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

TB 3-12 Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung K_V ; Richtwerte für Stahl

Verfahren	Probe		$K_V^{1)}$	Verfahren	Probe		$K_V^{1)}$
	Art	d in mm			Art	d in mm	
Chemisch-thermische Verfahren				Mechanische Verfahren			
Nitrieren Nitrierhärte­tiefe: 0,1 bis 0,4 mm Oberflächen­härte: 700 bis 1000 HV10	u	8 ... 25 25 ... 40	1,15 (1,25) 1,10 (1,15)	Festwalzen	u	7 ... 25 25 ... 40	1,2 (1,4) 1,1 (1,25)
	g	8 ... 25 25 ... 40	1,5 (2,5) 1,2 (2,0)		g	7 ... 25 25 ... 40	1,5 (2,2) 1,3 (1,8)
Einsatzhärten Einsatzhärte­tiefe: 0,2 bis 0,8 mm Oberflächen­härte: 670 bis 750 HV10	u	8 ... 25 25 ... 40	1,2 (2,1) 1,1 (1,5)	Kugelstrahlen	u	7 ... 25 25 ... 40	1,1 (1,3) 1,1 (1,2)
	g	8 ... 25 25 ... 40	1,5 (2,5) 1,2 (2,0)		g	7 ... 25 25 ... 40	1,4 (2,5) 1,1 (1,5)
Karbonierhärten Härte­tiefe: 0,2 bis 0,4 mm Oberflächen­härte: mind. 670 HV10				Thermische Verfahren			
	u	8 ... 25 25 ... 40	1,1 (1,9) 1 (1,4)	Induktivhärten Flammhärten Härte­tiefe: 0,9 bis 1,5 mm Oberflächen­härte: 51 bis 64 HRC	u	7 ... 25 25 ... 40	1,2 (1,6) 1,1 (1,4)
	g	8 ... 25 25 ... 40	1,4 (2,25) 1,1 (1,8)		g	7 ... 25 25 ... 40	1,4 (2,0) 1,2 (1,8)
Alle Verfahren	u	>40	1,0	Alle Verfahren	g	40 ... 250 >250	1,1 1,0

¹⁾ Wert in () dient zur Orientierung und muss experimentell bestätigt werden.

Für ungekerbte Wellen ist bei Zug/Druck $K_V = 1$. Erfolgt die Berechnung über Stützzahlen, die für verfestigte Werkstoffe gelten oder mit experimentell bestimmten Kerbwirkungszahlen, gültig für den verfestigten Zustand, ist ebenfalls $K_V = 1$ zu setzen.

u ungekerbt g gekerbt

Abbildung 3.23: Einflussfaktor Oberflächenverfestigung, Quelle: TB 3-12 Roloff/Matek, 2015

$$\begin{array}{l}
 \text{Zug/Druck } K_{Dzd} = \left(\frac{\beta_{kzd}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \quad \text{Schub } K_{Ds} = \left(\frac{\beta_{ks}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \\
 \text{Biegung } K_{Db} = \left(\frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} \quad \text{Torsion } K_{Dt} = \left(\frac{\beta_{kt}}{K_g} + \frac{1}{K_{O\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_V}
 \end{array} \quad (3.16)$$

K_g geometrischer Größeneinflussfaktor, Werte nach TB 3-11 c

$K_{O\sigma}, K_{O\tau}$ Oberflächeneinflussfaktor; Werte nach TB 3-10

K_V Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung; Werte nach TB 3-12

β_{kb}, β_{kt} Kerbwirkungszahl; Werte nach TB 3-9 oder über die Kerbformzahl α_k

Abbildung 3.24: Berechnung Konstruktionsfaktoren, Quelle: TB 3-16 Roloff/Matek, 2015

Gestaltwechselfestigkeiten

Die Gestaltwechselfestigkeiten (Abbildung 3.25) können mit den Wechselfestigkeiten für Schub (Abbildung 3.26) und Biegung (Abbildung 3.27) berechnet werden.

$$\sigma_{bGW} = \frac{\sigma_{bW}}{K_{Db}} \quad \text{bzw.} \quad \tau_{tGW} = \frac{\tau_{tW}}{K_{Dt}} \quad 1) \quad (3.17)$$

σ_W, τ_W Dauerwechselfestigkeitswerte aus **TB 1-1** und Gl. (3.9) bzw. Gl. (3.8)
 K_{Db}, K_{Dt} Konstruktionsfaktor nach **Bild 3-27** bzw. Gl. (3.16)

Abbildung 3.25: Berechnung Gestaltwechselfestigkeiten, Quelle: (3.17) Roloff/Matek, 2015

$$\begin{array}{l} \text{Zug/Druck} \quad \sigma_{zdW} \approx f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN} \\ \text{Schub} \quad \tau_{sW} \approx f_{W\tau} \cdot f_{W\sigma} \cdot K_t \cdot R_{mN} \end{array} \quad (3.8)$$

$f_{W\sigma}, f_{W\tau}$ Faktoren zur Berechnung der Werkstoff-Festigkeitswerte, Werte s. **TB 3-2**
 K_t technologischer Größeneinflussfaktor für Zugfestigkeit, Werte s. **TB 3-11a** und **b**
 R_{mN} für den Normdurchmesser (Durchmesser d_N) gültige Zugfestigkeit; Werte s. **TB 1-1** bis **TB 1-2**

Abbildung 3.26: Wechselfestigkeit Zug/Druck und Schub, Quelle: (3.8) Roloff/Matek, 2015

$$\sigma_{bW} = K_t \cdot \sigma_{bWN} \quad \text{bzw.} \quad \tau_{tW} = K_t \cdot \tau_{tWN} \quad 1) \quad (3.9a)$$

Abbildung 3.27: Wechselfestigkeit Biegung und Torsion, Quelle: (3.9) Roloff/Matek, 2015

Gestaltausschlagsfestigkeit

Die Mittelspannungsempfindlichkeiten ψ_σ und ψ_τ (Abbildung 3.28) werden mit den Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit für Walzstahl (Abbildung 3.29) berechnet.

Die Vergleichsmittelspannungen (Abbildung 3.30) werden nach der Gestaltänderungshypothese GEH berechnet. Damit können die Gestaltauschlagsfestigkeiten für den Überlastungsfall 3 ($\sigma_u = \text{konstant}$) (Abbildung 3.31) berechnet werden.

Die Sicherheit auf Dauerfestigkeit (3.32) wird nach der GEH berechnet und sollte zumindest die Sicherheiten nach Abbildung 3.11 erreichen.

Zusätzlich ist noch für jede Spannungsart ein eigener Festigkeitsnachweis zu führen (vgl: S.68 Roloff/Matek, 2015). Siehe (3.16) und (3.17).

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$\begin{cases} \Psi_{\sigma} = a_M \cdot R_m + b_M \\ \Psi_{\tau} = f_{\tau} \cdot \Psi_{\sigma} \end{cases} \quad (3.19)$$

σ_{bGW}, τ_{tGW} Gestaltwechselfestigkeit; siehe Gl. (3.17)
 σ_{mv}, τ_{mv} Vergleichsmittelspannung; siehe Gl. (3.20)
 a_M, b_M Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit, Werte s. TB 3-13
 f_{τ} Faktor zur Berechnung der Schubfestigkeit, Werte s. TB 3-2
 R_m Zugfestigkeit; Werte nach TB 1-1 bis TB 1-2 und Gl. (3.7)

Abbildung 3.28: Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeiten, Quelle: (3.19) Roloff/Matek, 2015

TB 3-13 Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit

Werkstoffgruppe	Walzstahl	GS	GJS	GJM	GJL
a_M mm ² /N	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035	0
b_M	-0,1	0,05	0,08	0,13	0,5

Abbildung 3.29: Faktoren zur Berechnung der Mittelspannungsempfindlichkeit, Quelle: TB 3-13 Roloff/Matek, 2015

$$\begin{aligned} \text{GEH} \quad \sigma_{mv} &= \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} \\ \tau_{mv} &= f_{\tau} \cdot \sigma_{mv} \\ \text{NH} \quad \sigma_{mv} &= 0,5 \cdot [(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm}) + \sqrt{(\sigma_{zdm} + \sigma_{bm})^2 + 4 \cdot \tau_{tm}^2}] \\ \tau_{mv} &= f_{\tau} \cdot \sigma_{mv} \end{aligned} \quad (3.20)$$

σ, τ Normalspannungen (resultierende Spannung aus Zug/Druck und Biegung), Torsionsspannung
 f_{τ} s. Gl. (3.19)

Abbildung 3.30: Berechnung der Vergleichsmittelspannung, Quelle: (3.20) Roloff/Matek, 2015

Überlastungsfall 3 ($\sigma_u = \text{konst}$):

$$\begin{cases} \sigma_{bGA} = \frac{\sigma_{bGW} - \Psi_{\sigma} \cdot (\sigma_{mv} - \sigma_{ba})}{1 + \Psi_{\sigma}} \\ \tau_{tGA} = \frac{\tau_{tGW} - \Psi_{\tau} \cdot (\tau_{mv} - \tau_{ta})}{1 + \Psi_{\tau}} \end{cases} \quad (3.18c)$$

Abbildung 3.31: Berechnung der Gestaltausschlagsfestigkeit, Quelle: (3.18c) Roloff/Matek, 2015

$$\begin{array}{l}
 \text{GEH} \quad S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{sa}}{\tau_{sGA}} + \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2}} \\
 \text{NH} \quad S = \frac{1}{0,5 \left[\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right) + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGA}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGA}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{\tau_{sa}}{\tau_{sGA}} + \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGA}}\right)^2} \right]}
 \end{array} \quad (3.23)$$

Abbildung 3.32: Sicherheit auf Dauerfestigkeit, Quelle: (3.23) Roloff/Matek, 2015

$$S_b = \frac{\sigma_{bGA}}{\sigma_a} \quad (3.16)$$

$$S_s = \frac{\tau_{sGA}}{\tau_a} \quad (3.17)$$

3.1.4 Zeitfestigkeit nach Roloff-Matek 3.7.4

Für den Schwenkmotor wird eine Lebensdauer von 7000 Umdrehungen angenommen. Nur wenn der Ausleger sich in der höchsten oder niedrigsten Stellung befindet, ergibt sich eine Wechselbelastung für die Verzahnung. Das Drehmoment sowie der Hebelsarm sind zu diesem Zeitpunkt Null. Damit kann die Wechselbelastung vernachlässigt werden. Die Schwellbelastung hat somit $7000 \cdot (z - 2)$ Lastwechsel. Hier ist z die Zähnezahl. Mit den Gestaltzeitfestigkeiten (Abbildung 3.33 und 3.34) kann die Sicherheit auf Zeitfestigkeit (Abbildung 3.35) berechnet werden. Diese sollte mindestens $S_{Dmin} = 1,2$ betragen (vgl. S.73 Roloff/Matek, 2015).

$$\sigma_{zd,bGZ} = \sqrt[qs]{\frac{N_D}{N_L}} \cdot \sigma_{zd,bGA} \quad (3.32)$$

Abbildung 3.33: Gestaltzeitfestigkeit für Zug/Druckbeanspruchung, Quelle: (3.32) Roloff/Matek, 2015

3.2 Rohrstücke auf Torsion

Um auf einen Wandstärkenvorschlag zu kommen sowie die gebauten Modelle vergleichen zu können, werden der Kolben, die Keilwelle und die Auslegerkeilwelle als Rohre

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$\tau_{tGZ} = \sqrt[q_\tau]{\frac{N_D}{N_L}} \cdot \tau_{tGA} \quad (3.33)$$

N_D	Schwingspielzahl am Knickpunkt der Wöhlerlinie zwischen Zeit- und Dauerfestigkeit
N_L	auf tretende Schwingspielzahl
$\sigma_{zd,bGA}, \tau_{tGA}$	Gestaltauschlagfestigkeit für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung
$\sigma_{zd,bGZ}, \tau_{tGZ}$	Gestaltzeitfestigkeit für Zug/Druck-, Biege- bzw. Torsionsbeanspruchung
q_σ, q_τ	Wöhlerlinienexponent für Normal- bzw. Schubspannungen, $q_\sigma = 5, q_\tau = 8$

Abbildung 3.34: Gestaltzeitfestigkeit für Torsionsbeanspruchung, Quelle: (3.33) Roloff/Matek, 2015

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zdGZ}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bGZ}}\right]^2 + \left[\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tGZ}}\right]^2}} \leq S_{Zmin} \quad (3.43)$$

Abbildung 3.35: Sicherheit auf Zeitfestigkeit, Quelle: (3.43) Roloff/Matek, 2015

betrachtet und auf Torsion berechnet. Aus der umgeformten Torsionshauptgleichung für Keilwellen (Abbildung 3.36) lässt sich Gleichung (3.18) ableiten. Diese berechnet für einen gegebenen Außendurchmesser d_a bei einer geforderten Sicherheit S , einer zulässigen Spannung τ_{tzul} und dem gegebenen Drehmoment T den Innendurchmesser des Rohres d_i . Der Sicherheitsnachweis auf Torsion erfolgt durch Vergleich der zulässigen Schubspannung τ_D zur berechneten Spannung (3.18) umgeformt auf τ_{tzul}/S . Die zulässige Torsionsspannung findet sich nach Abbildung 3.37 in TB 1-1. im Appendix

Aus der Torsionshauptgleichung lässt sich für *Hohlwellen mit Kreisquerschnitt* für $W_t = (\pi/16) \cdot (d_a^4 - d_i^4)/d_a$ und dem Durchmesser Verhältnis $k = d_i/d_a$ und somit $W_t = (\pi/16) \cdot d_a^3 \cdot (1 - k^4)$ der *Außendurchmesser* ermitteln aus

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot (1 - k^4) \cdot \tau_{tzul}}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{(1 - k^4) \cdot \tau_{tzul}}} \quad (11.6)$$

T	das von der Welle zu übertragende größte Torsionsmoment
τ_{tzul}	zulässige Torsionsspannung nach Angaben zu Gl. (3.26); $\tau_{tzul} = \tau_{tD}/S_{Dmin}$
k	s. zu Gl. (11.3)

Abbildung 3.36: Torsionshauptgleichung für Hohlwellen mit Kreisquerschnitt, Quelle: (11.6) Roloff/Matek, 2015

$$d_i = d_a \cdot \sqrt[4]{1 - \frac{16 \cdot T}{\tau_{tzul} \cdot \pi \cdot d_a^3} \cdot S} \quad (3.18)$$

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$\sigma \leq \sigma_{zul} = \sigma_D / S_{Dmin} \quad \text{bzw.} \quad \tau \leq \tau_{zul} = \tau_D / S_{Dmin} \quad (3.26)$$

$S_{Dmin} = 3 \dots 4$ erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch
 σ_D, τ_D Dauerfestigkeitswerte aus **TB 1-1**

Abbildung 3.37: Zulässige Torsionsspannung, Quelle: (3.26) Roloff/Matek, 2015

Weiters wird die Verdrehung einer Hohlwelle (Abbildung 3.38) mit dem Drehmoment T , der Wellenlänge l , dem Schubmodul $G = 81000 \text{ N/mm}^2$ und dem polaren Flächenmoment 2. Grades $I_t = (\pi/32) \cdot d^4$ berechnet. Ein Verdrehwinkel von $0,25^\circ$ je Meter Wellenlänge sollte nicht überschritten werden (vgl. S381 Roloff/Matek, 2015).

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{l \cdot \tau_t}{r \cdot G} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot I_t} \quad (11.18)$$

Abbildung 3.38: Verdrehung einer Hohlwelle, Quelle: (11.18) Roloff/Matek, 2015

3.3 Keilverzahnungen

Es werden Keilverzahnungen mit Flankenzentrierung nach DIN ISO 14 leichte Reihe verwendet. Bei Verwendung von Werten über dem Durchmesser 120, muss auf jeden Fall die Flächenpressung überprüft werden.

Außendurchmesser	Innendurchmesser	Keilbreite	Keilanzahl
D [mm]	d [mm]	b [mm]	n [-]
36	32	6	8
40	36	7	8
46	42	8	8
50	46	9	8
58	52	10	8
62	56	10	8
68	62	12	8
78	72	12	10
88	82	12	10
98	92	14	10
108	102	16	10
120	112	18	10

Abbildung 3.39: Keilverzahnung Flankenzentrierung Anlehnung DIN ISO 14, vgl. TB 12-3 Roloff/Matek, 2015

Bei gegebenen Außendurchmesser d_a wird der Innendurchmesser der Keilverzahnung d_i durch Umformung der Formel für die vorhandene mittlere Flächenpressung p_m (Abbildung 3.40) nach Gleichung (3.19) erhalten. Dabei werden die Fasen mit $f = 0$

angenommen. Der Nachweis auf Flächenpressung erfolgt nach Abbildung 3.40 mit p_{zul} aus Abbildung 3.41. S_F ist für eine unter Last verschiebbare Nabe zu wählen. Es werden axiale Spalte von 0,5 mm vorgesehen.

$$d_i = \sqrt{d_a^2 - \frac{8 \cdot T \cdot S}{R_e \cdot 0,75 \cdot n}} \quad (3.19)$$

$$p_m \approx \frac{2 \cdot T}{d_m \cdot L \cdot h' \cdot 0,75 \cdot n} \leq p_{zul} \quad (12.2)$$

T	zu übertragendes Drehmoment; bei dynamischer Belastung $T = K_A \cdot T_{nenn}$, bei statischer Belastung $T = T_{max}$
K_A	Anwendungsfaktor nach TB 3-5
d_m	mittlerer Profildurchmesser aus $d_m = (D + d)/2$ mit D und d nach TB 12-3a
L	Nabellänge gleich tragende Keillänge
h'	tragende Keilhöhe; unter Berücksichtigung der Fase f wird $h' = (D - d)/2 - 2 \cdot f \approx 0,4 \cdot (D - d)$
n	Anzahl der Keile aus TB 12-3a
p_{zul}	zulässige Flächenpressung des „schwächeren“ Werkstoffes (meist Nabe). Anhaltswerte für p_{zul} nach TB 12-1

Hinweis: $L \leq 1,3 \cdot d$ wählen, siehe Hinweis zur Gleichung (12.1)

Abbildung 3.40: Vorhandene mittlere Flächenpressung, Quelle: (12.2) Roloff/Matek, 2015

3.4 Außendurchmesser des Gehäuses durch Innendruck

Um rechnerisch einen Außendurchmesser des Gehäuses bestimmen zu können, wird an der unter Druck am höchsten belasteten Stelle die Wandstärke des Gehäuses auf Innendruck für dünnwandige Rohre (Abbildung 3.43 (18.13)) berechnet. Die Stelle mit dem höchsten Öldruck ist an der Verzahnung (siehe Abbildung 3.42) und wird am Kolbenringaußendurchmesser berechnet.

Damit ausgehend von einem bekannten inneren Durchmesser (hier der Außendurchmesser des Kolben) der Außendurchmesser des Gehäuses berechnet werden kann, muss die Beziehung $d_a = d_i + 2 \cdot t$ verwendet werden. ν_N wird mit 1 angenommen. Für p_e wird der maximale Druck $p_e = 450$ bar verwendet. Damit kann mit (3.20) der Außendurchmesser berechnet werden. Die Berechnung der zulässigen Spannung ist in Abbildung 3.43 unten abgebildet.

$$t = \frac{p_e \cdot d_a}{2 \cdot \sigma_{zul} + p_e} \quad (3.20)$$

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

b) Zulässige Fugenpressung p_{Fzul}

Verbindungsart	Nabenwerkstoff	
	Stahl, GS $p_{Fzul} = R_e/S_F$	GJL $p_{Fzul} = R_m/S_B$
Passfeder ¹⁾	$S_F \approx 1,1 \dots 1,5$	$S_B \approx 1,5 \dots 2,0$
Gleitfeder ²⁾ und Keile	3,0 ... 4,0	3,0 ... 4,0
Polygonverbindung	1,5 ... 2,0	2,0 ... 3,0
Profilwelle ²⁾	einseitig, stoßfrei	1,3 ... 1,5
	wechselnd, stoßhaft	2,7 ... 3,6
Pressverband ³⁾	(1,0) 1,1 ... 1,3	2,0 ... 3,0
Kegelpressverband ³⁾	(1,0) 1,1 ... 1,3	2,0 ... 3,0
Spannverbindung, Keilverbindung	1,5 ... 3,0	2,0 ... 3,0

¹⁾ für einseitig wirkendes Moment. Bei Berechnung nach Methode B ist $p_{Fzul} = f_S \cdot f_H \cdot R_e/S_F$ bzw. $= f_S \cdot R_m/S_B$ mit Stützfaktor f_S und Härteeinflussfaktor f_H nach TB 12-2d.

²⁾ $S_F(S_B)$ sind zu erhöhen
für unbelastet verschiebbare Radnabe um Faktor $\geq 3(3)$;
für unter Last verschiebbare Nabe um Faktor $\geq 6(12)$.

³⁾ Hier gilt: $p_{Fzul} = R_e/S_F \cdot (1 - Q_A^2)/\sqrt{3}$ bzw. $p_{Fzul} = R_m/S_B \cdot (1 - Q_A^2)/\sqrt{3}$.

Abbildung 3.41: Zulässige Fugenpressung, Quelle: TB 12-1b Roloff/Matek, 2015

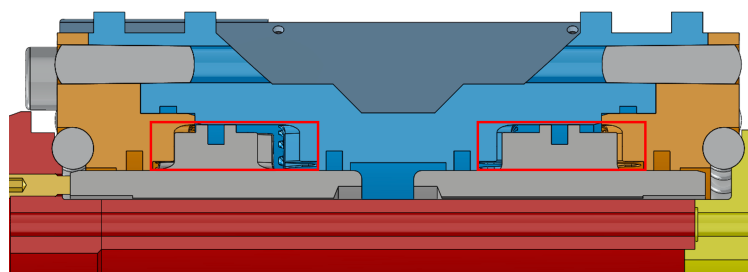


Abbildung 3.42: Stelle mit höchstem Öldruck, Quelle: Schwing GmbH

- bei „dünnwandigen“ Rohren mit $d_a/d_i \leq 1,7$:

$$t_v = \frac{p_e \cdot d_a}{2 \cdot \sigma_{zul} \cdot v_N + p_e} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} t_v & p_e & d_a & \sigma_{zul} & v_N \\ \hline \text{mm} & \text{N/mm}^2 & \text{mm} & \text{N/mm}^2 & 1 \end{array} \quad (18.13)$$

- bei „dickwandigen“ Rohren mit $d_a/d_i > 1,7$:

$$t_v = \frac{d_a}{2} \left(1 - \sqrt{\frac{\sigma_{zul} \cdot v_N - p_e}{\sigma_{zul} \cdot v_N + p_e}} \right) \quad (18.14)$$

d_a Rohraußendurchmesser

p_e Berechnungsdruck bei den festgelegten Druck-Temperatur-Bedingungen. Er darf nicht kleiner sein als der zugehörige Betriebsdruck. (1 bar = 0,1 N/mm²).

v_N Schweißnahtfaktor, berücksichtigt die Festigkeitsminderung bei Bauteilen mit Stumpfnähten die nicht in Umfangsrichtung liegen. Er darf folgende Werte nicht übersteigen:

$v_N = 1$ bei vollständigem Nachweis durch zerstörende oder zerstörungsfreie Prüfung

$v_N = 0,85$ bei Nachweis durch zerstörungsfreie Prüfung an Stichproben

$v_N = 0,7$ bei Nachweis lediglich durch Sichtprüfung

σ_{zul} zulässige Spannung

1. zeitunabhängige zulässige Spannungen:

a) nicht austenitische Stähle und austenitische Stähle mit $A < 30\%$:

$$\sigma_{zul} = \min \left(\frac{R_{eH/\theta}}{1,5} \quad \text{oder} \quad \frac{R_{p0,2/\theta}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right)$$

Abbildung 3.43: Rohr auf Innendruck, Quelle: (18.13) Roloff/Matek, 2015

3.5 Reibungen

Reibungsverluste entstehen an der Verzahnung, durch die Kolben- und Stangendichtungen und die Keilverzahnungen. Im folgenden werden die Reibkräfte modelliert.

3.5.1 Verzahnung

Die Reibungsverluste am Zahn berechnen sich wie in Kapitel 2.1. Die axiale Reibkraft errechnet sich nach Gleichung (2.8), die Reibkraft in Umfangsrichtung nach Gleichung (2.9).

3.5.2 Stangendichtung

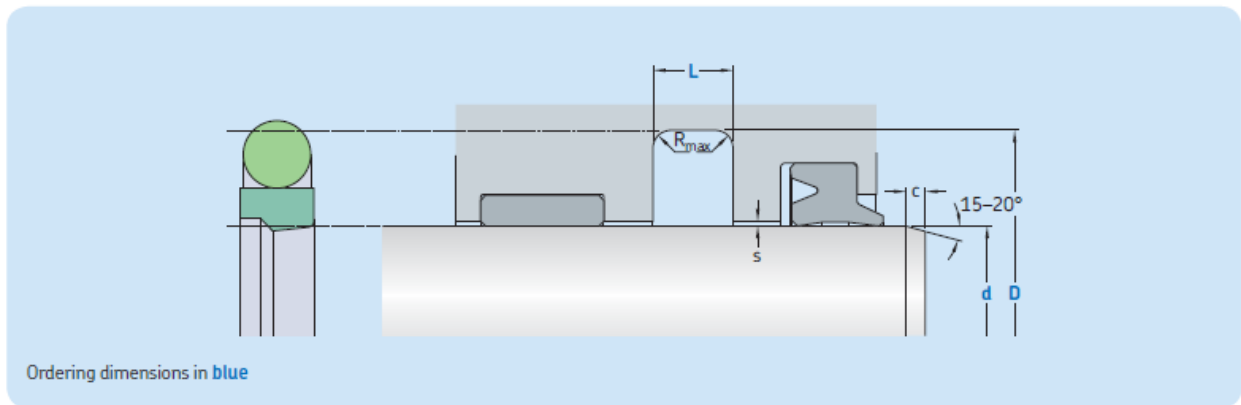
Die Reibung der Stangen und Kolbendichtungen wurde als Dichtungsreibung im Drucklosen Zustand berechnet. Somit ergeben sich folgende einfache Zusammenhänge. Die Dichtung wird durch einen O-Ring vorgespannt. Dabei wird der O-Ring gestaucht. Dessen Stauchung $\frac{0D-t}{0D}$ ergibt mit dem Elastizitätsmodul E eine Spannung. Multipliziert mit der Reibfläche $\frac{2}{3} \cdot L \cdot \pi \cdot D$ und dem Reibbeiwert μ ergibt sich die Reibkraft. L ist

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

die Anpresslänge der Dichtung. Hier ist diese nur $\frac{2}{3} \cdot L$, da die Dichtung nur etwa zu $\frac{2}{3}$ anliegt. D ist der Durchmesser der Lauffläche. d ist der Innendurchmesser der Kolbenringfläche. In den Abbildungen 3.44, 3.45, 3.46 sind die gewählte Stangendichtung, der gewählte O-Ring und die gewählte Kolbendichtung abgebildet.

S09-E

X-Slide



Ordering dimensions in blue

Surface roughness	R_{tmax}	R_a
Sliding surface	$\leq 2,5 \mu m$	$0,05-0,3 \mu m$
Bottom of groove	$\leq 6,3 \mu m$	$\leq 1,6 \mu m$
Groove face	$\leq 15 \mu m$	$\leq 3 \mu m$

Bearing area: 50–95%, and a cutting depth of $0,5 R_z$, based on $C_{ref} = 0\%$

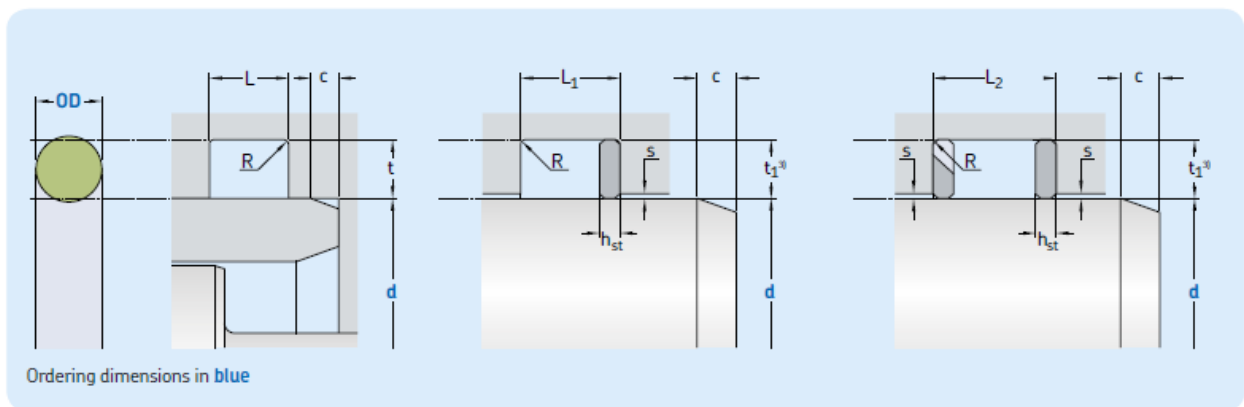
Standard dimensions							Maximal radial extrusion gap			
d	D	L	R_{max}	c	OD	s^*				
f8	H10	+0,2				100 bar	200 bar	400 bar	600 bar	
over	incl.					mm				
mm										
4	8	d + 4,9	2,2	0,4	2,5	1,78	0,30	0,30	0,20	0,10
8	19	d + 7,3	3,2	0,6	3,5	2,62	0,40	0,30	0,20	0,10
19	38	d + 10,7	4,2	1,0	4,5	3,53	0,50	0,40	0,30	0,20
38	200	d + 15,1	6,3	1,3	5,0	5,33	0,50	0,40	0,30	0,20
200	256	d + 20,5	8,1	1,8	6,0	7,00	0,70	0,50	0,40	0,20
256	650	d + 24,0	8,1	1,8	8,0	7,00	0,70	0,50	0,40	0,20
650	1 000	d + 27,3	9,5	2,5	10,0	8,40	0,80	0,70	0,50	0,30
1 000	3 000	d + 38,0	13,8	3,0	12,0	12,00	1,10	0,80	0,70	0,40

* Extrusion gap values shown above are valid for a temperature of 80 °C, higher temperatures require lower values.

Abbildung 3.44: Stangendichtung SKF S09-E X-Slide, Quelle: SKF-Gruppe, 2019

$$F_{RStange} = \mu \cdot \frac{OD - t}{OD} \cdot E \cdot \frac{2}{3} \cdot L \cdot \pi \cdot d \quad (3.21)$$

R13



Pressure Surface roughness	Constant		Pulsating	
	R_{tmax}	R_a	R_{tmax}	R_a
	μm		μm	
Sliding surface ¹⁾	6,3	1,6	3,2	0,8
Bottom of groove ²⁾	12,5	3,2	6,3	1,6
Groove face	12,5	3,2	12,5	3,2

¹⁾ R_{tmax} / R_a for dynamic application: 1,6 μm / 0,4 μm
²⁾ R_{tmax} / R_a for dynamic application: 6,3 μm / 1,6 μm
 Bearing area: 50-95% and a cutting depth of 0,5 R_v based on $C_{ref} = 0\%$

Standard dimensions										
OD	t	L	$t_1^{3)}$	L_1	L_2	R	h_{st}	c	s	
AS	ISO									
568A ¹⁾	3601 ²⁾									
mm										
1,78	1,8	1,35	2,5	1,58	3,5	4,5	0,3	1	3	f7/H8
2,62	2,65	2,18	3,5	2,42	5,0	6,5	0,3	1,5	3,5	f7/H8
3,53	3,55	3	4,4	3,27	5,9	7,4	0,5	1,5	4	f7/H8
5,33	5,3	4,5	6,7	4,90	8,4	10,1	0,6	1,7	5	f7/H8
6,99	7	5,94	8,8	6,47	10,8	12,8	0,8	2	6	f7/H8
10	10	8,5	12,5	9,25	15,0	17,5	1	2,5	10	f7/H8
12	12	10,2	15,5	11,10	18,5	21,5	1	3	12	f7/H8
15	15	12,75	19	13,88	22	25	1	3	15	f7/H8

¹⁾ American standard
²⁾ DIN 3771
³⁾ Dynamic applications only

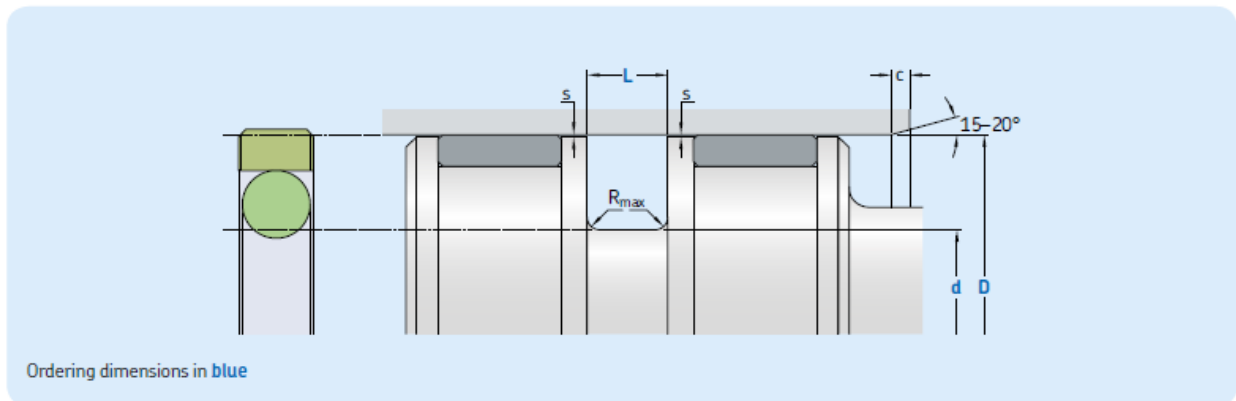
Abbildung 3.45: O-Ring SKF R13, Quelle: SKF-Gruppe, 2019

3.5.3 Kolbendichtung

Die Reibkraft durch die Kolbendichtung wurde wie bei der Stangendichtung modelliert, mit dem Unterschied, dass die Dichtung über die Länge L anliegt. D ist der Außendurchmesser der Kolbenringfläche

K08-D

X-Slide



Surface roughness	R_{tmax}	R_a
Sliding surface	$\leq 2,5 \mu\text{m}$	$0,05\text{--}0,2 \mu\text{m}$
Bottom of groove	$\leq 6,3 \mu\text{m}$	$\leq 1,6 \mu\text{m}$
Groove face	$\leq 15 \mu\text{m}$	$\leq 3 \mu\text{m}$

Bearing area: 50–95% and a cutting depth of $0,5 R_z$ based on $C_{ref} = 0\%$

Standard dimensions						Maximal radial extrusion gap				
D	d	L	R	c	OD	s^*				
H9	h10	+0,2				100 bar	200 bar	400 bar	600 bar	
over	incl.					mm				
10	15	D–4,9	2,2	0,4	2,5	1,78	0,30	0,20	0,15	0,05
15	40	D–7,5	3,2	0,6	3,5	2,62	0,40	0,30	0,20	0,10
40	80	D–11	4,2	1,0	4,5	3,53	0,50	0,40	0,30	0,20
80	133	D–15,5	6,3	1,3	5,0	5,33	0,50	0,40	0,30	0,20
133	330	D–21	8,1	1,8	6,0	7,00	0,70	0,50	0,40	0,20
330	670	D–24,5	8,1	1,8	8,0	7,00	0,70	0,50	0,40	0,20
670	1 000	D–28	9,5	2,5	10,0	8,40	0,80	0,70	0,50	0,30
1 000	3 000	D–38	13,8	3,0	12,0	12,00	1,10	0,80	0,70	0,40

* The extrusion gap referred to is valid up to 80 °C and valid for the side opposite to the pressure side; higher temperatures require lower values.

Abbildung 3.46: Kolbendichtung SKF K08-D X-Slide, Quelle: SKF-Gruppe, 2019

$$F_{RKolben} = \mu \cdot \frac{0D - t}{0D} \cdot E \cdot L \cdot \pi \cdot D \quad (3.22)$$

3.5.4 Keilverzahnung

Die Reibung in der Keilverzahnung zwischen den Kolben und der Keilwelle berechnet sich nach Gleichung (3.23). d_a ist der äußere und d_i der innere Durchmesser der Keilverzahnung.

$$F_{RKV} = \mu \cdot \frac{4 \cdot M}{d_a + d_i} \quad (3.23)$$

3.6 Wirkungsgrad

Die Zahnreibung ist in der Grundausslegung schon berücksichtigt. Die Reibkräfte der Stangen- und Kolbendichtung sowie der Keilverzahnung sind axiale Kräfte die der Kolbenkraft entgegengesetzt wirken.

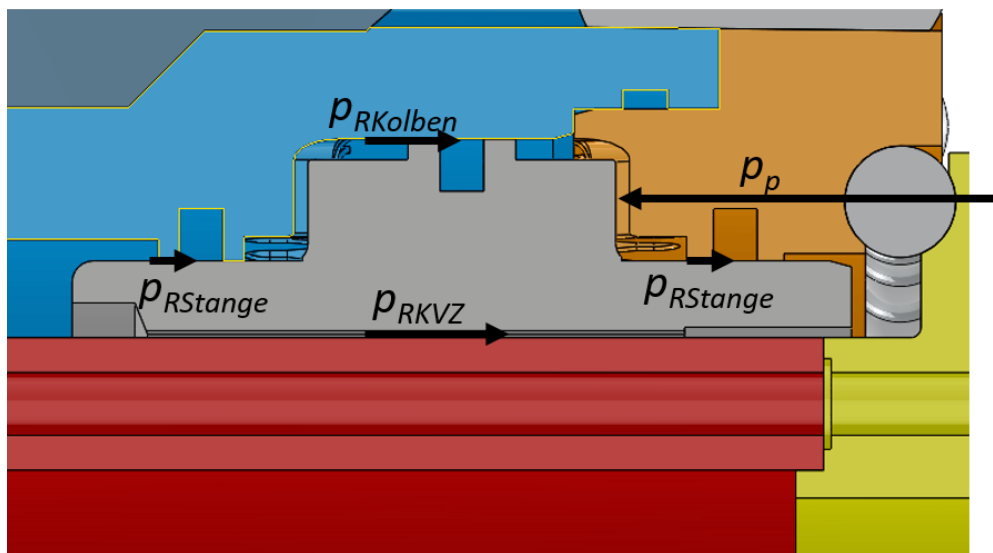


Abbildung 3.47: Axiale Reibdrücke an einem Kolben, Quelle: Schwing GmbH

Diese Reibkräfte werden, über die Ringkolbenfläche umgerechnet in Druck, von der ursprünglichen Druckdifferenz am Kolben abgezogen (3.24). Die Reibdrücke und der Druck von der Pumpe p_p sind in der einfachen Skizze (Abbildung 3.47) dargestellt p_p ist der Druck, der sich aus den Beziehungen des proportionalen Regelventil ergibt, da dieses Ventil je nach Durchfluss unterschiedlich hohe Druckabfälle aufweist. Δp ist der durch die Reibkräfte reduzierte, zur Auslegung verwendete Druck. Betrachtet wird der Fall, dass sich beide Kolben bewegen und die Last auf diese gleichmäßig verteilt ist.

$$\Delta p = p_P - (2 \cdot F_{RKolben} + 4 \cdot F_{RStange} + F_{RKV}) / A \quad (3.24)$$

In der Wirkungsgradberechnung wird die mechanische Nutzleistung am Ausleger mit der hydraulischen Eingangsleistung verglichen. Die Winkelgeschwindigkeit ist $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$. Die Drehzahl ist nach Gleichung (2.17) $n = \frac{30 \cdot v}{z \cdot h}$. Der Volumenstrom ist nach Gleichung (2.16) $Q = A \cdot v$, wobei $A = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot r_m$ ist. Mit den Formeln für die Zahnhöhe h (2.15) und für das erzeugte Drehmoment M (2.13) kann der Wirkungsgrad berechnet werden.

$$\eta = \frac{\text{mechanische Nutzleistung}}{\text{hydraulische Eingangsleistung}} = \frac{M \cdot \omega}{p_P \cdot Q} = \frac{\Delta p}{p_P} \cdot \frac{1 - \mu \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \mu} \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (3.25)$$

Wünschenswert wäre ein $\eta = \eta(\mu, \alpha)$. Dies ist nur durch Vereinfachungen möglich. Wird in die Wirkungsgradgleichung (3.25) Gleichung (3.24) sowie (3.22), (3.21), (3.23) eingesetzt, die Dichtungsreibungen vernachlässigt, da sie um mehr als eine Größenordnung kleiner als die Keilverzahnungsreibung sind und das Verhältnis $\frac{4 \cdot r_m}{d_a + d_i}$ mit 1,2 festgelegt, so wird die gewünschte vereinfachte Wirkungsgradgleichung erhalten. d_a ist der Außendurchmesser und d_i der Innendurchmesser der Keilwellenkeilverzahnung.

$$\eta = \frac{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \mu \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) + 2,2 \cdot \mu - 1,2 \cdot \mu^2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (3.26)$$

3.7 Bolzen, Lasche nach Roloff-Matek 9.2

Durch ein Momentengleichgewicht (Abbildung 3.48) kann die Bolzenkraft berechnet werden. In der Abbildung sind pro Bolzenloch $2 \cdot F_{nenn}$ angegeben, da das Moment von zwei hintereinander angeordneten Laschenpaaren aufgenommen wird. Somit berechnet sich die Bolzenkraft mit $F_{nenn} = \frac{M}{2 \cdot r_{Bolzen}}$.

3.7.1 Vorauslegung Bolzen

Der Bolzendurchmesser wird mit einer einfachen Bemessungsgleichung (Abbildung 3.49) vorausgelegt. Der Bolzen wird im Einbaufall 1 (Bolzen lose in Stange und Gabel) eingebaut. Es wird ein σ_{bzul} von $R_m = 0,15 \cdot R_m$ für eine schwellende Belastung angenommen.

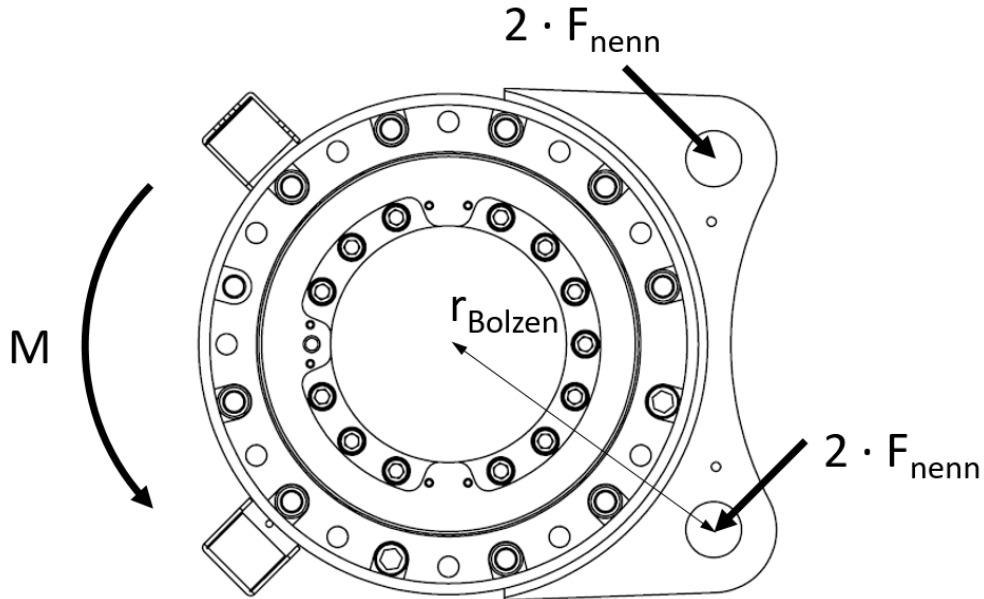


Abbildung 3.48: Berechnung Bolzenkraft, Quelle: eigene Darstellung

Mit dem vorausgelegten Durchmesser wird der nächste größere Standardbolzendurchmesser (Abbildung 3.50) gewählt.

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{\sigma_{\text{bzul}}}} \quad (9.1)$$

F_{nenn} Stangenkraft

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach TB 3-5

σ_{bzul} zulässige Biegespannung

Abhängig von der Mindestzugfestigkeit $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ (mit K_t nach TB 3-11a und R_{mN} nach TB 1-1) gilt erfahrungsgemäß: $0,3 \cdot R_m$ bei ruhender, $0,2 \cdot R_m$ bei schwelender und $0,15 \cdot R_m$ bei wechselnder Belastung.

Für nicht gehärtete Normbolzen und Normstifte (Härte 125 bis 245 HV) kann mit dem Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ gerechnet werden.

k Einspannfaktor, abhängig vom Einbaufall (Klammerwerte bei Gleitverbindungen)

$k = 1,6$ (1,9) für Einbaufall 1 (Bolzen lose in Stange und Gabel)

$k = 1,1$ (1,4) für Einbaufall 2 (Bolzen mit Übermaßpassung in der Gabel)

$k = 1,1$ (1,2) für Einbaufall 3 (Bolzen mit Übermaßpassung in der Stange)

Abbildung 3.49: Vorauslegung Bolzendurchmesser, Quelle: (9.1) Roloff/Matek, 2015

3.7.2 Vorauslegung Augenlaschen

Die Dimensionierung der Augenlaschen erfolgt mit Abbildung 3.51 und Abbildung 3.52 (Bild 9-4d). Zuerst wird die Dicke des Augenstabelleches t und der Lochdurchmesser in den Laschen d_0 bestimmt. Danach werden nach Abbildung 3.52 (Bild 9-4d) die weiteren Abmaße der Laschen bestimmt.

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

TB 9-2 Bolzen nach DIN EN 22340 (ISO 2340), DIN EN 22341 (ISO 2341) und DIN 1445, Lehrbuch Bild 9-1 (Auswahl)

Maße in mm

d_1	h11	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	40	50	60
d_2	h14	8	10	14	18	20	25	30	36	44	50	55	66	78
d_3	H13	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	5	6,3	8	8	8	10	10
d_4		–	–	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36	M42
b min.	Hilfsmaß	–	–	11	14	17	20	25	29	36	39	42	49	58
k	js14	1,6	2	3	4	4	4,5	5	6	8	8	8	9	12
w		2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	8	9	10	10	10	12	14
z_1 max.		2	2	2	2	3	3	4	4	4	4	4	4	6
SW		–	–	11	13	17	22	27	32	36	46	50	60	70
Splint DIN EN ISO 1234		1,2×10	1,6×12	2×14	3,2×18	3,2×20	4×25	5×32	6,3×36	8×45	8×50	8×56	10×71	10×80
Scheibe DIN EN 28738	s	1	1,6	2	2,5	3	3	4	4	5	6	6	8	10
	d_5	10	12	15	18	20	24	30	37	44	50	56	66	78
Federstecker d_4 DIN 11024		–	–	–	2,5	3,2	4	5	5	6	7	7	8	–

Bolzen mit d_1 3 4 14 18 22 27 33 45 55 70 80 90 100 siehe Normen.

Die handelsüblichen Längen l_1 liegen zwischen $2d_1$ und $10d_1$.

Längen über 200 mm sind von 20 mm zu 20 mm zu stufen.

Stufung der Länge l_1 : 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 120 140 160 180 200

Kopfanfasung $z_2 \times 45^\circ$ mit $z_2 \approx z_1/2$. Übergangsradius r : 0,6 mm bis $d_1 = 16$ mm, 1 mm ab $d_1 = 18$ mm.

Bei Bolzen der Form B mit Splintlöchern errechnet sich die Gesamtlänge aus der Klemmlänge l_k z. B. nach Bild 9-1b:

$l_1 = l_k + 2(s + w) + d_3$. Das so errechnete Kleinmaß l_1 ist möglichst auf die nächstgrößere Länge l_1 der Tabelle aufzurunden. Sollte sich hierdurch eine konstruktiv nicht vertretbare zu große Klemmlänge l_k ergeben, so ist der erforderliche Splintabstand $l_2 = l_k + 2s + d_3$ in der Bezeichnung anzugeben.

Bezeichnung eines Bolzens ohne Kopf, Form B, mit Nenndurchmesser $d_1 = 16$ mm und Nennlänge $l_1 = 55$ mm, mit verringertem Splintlochabstand $l_2 = 40$ mm, aus Automatenstahl (St):

Bolzen ISO 2340–B–16×55×40–St.

Bei Bolzen mit Gewindepfählen errechnet sich die Länge l_1 aus der Klemmlänge l_3 plus Zapfenlänge b . Die so ermittelte Länge l_1 ist auf den nächstgrößeren Tabellenwert aufzurunden. Die Zapfenlänge b vergrößert sich dann entsprechend.

Bezeichnung eines Bolzens mit Kopf und Gewindepfählen DIN 1445 von Durchmesser $d_1 = 30$ mm, mit Toleranzfeld h11, Klemmlänge $l_3 = 63$ mm und (genormter) Länge $l_1 = 100$ mm, aus Automatenstahl (St):

Bolzen DIN 1445–30h11×63×100–St.

Abbildung 3.50: Standard Bolzen, Quelle: TB 9-2 Roloff/Matek, 2015

$$t \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F_{Ed} \cdot \gamma_{M0}}{R_e}}$$

(9.7a)

$$d_0 \leq 2,5 \cdot t$$

(9.7b)

- F_{Ed} Bemessungswert der Stabkraft
- R_e Streckgrenze des Augenlaschenwerkstoffes nach TB 6-5
- d_0 Lochdurchmesser in den Laschen
- t Dicke des Augenstableches (t_M oder $2t_A$)
- a Scheitelhöhe des Augenstabes
- c Wangenbreite des Augenstabes
- γ_{M0} Teilsicherheitsbeiwert für Querschnitte: $\gamma_{M0} = 1,0$

Abbildung 3.51: Auslegung Augenlasche, Quelle: (9.7) Roloff/Matek, 2015

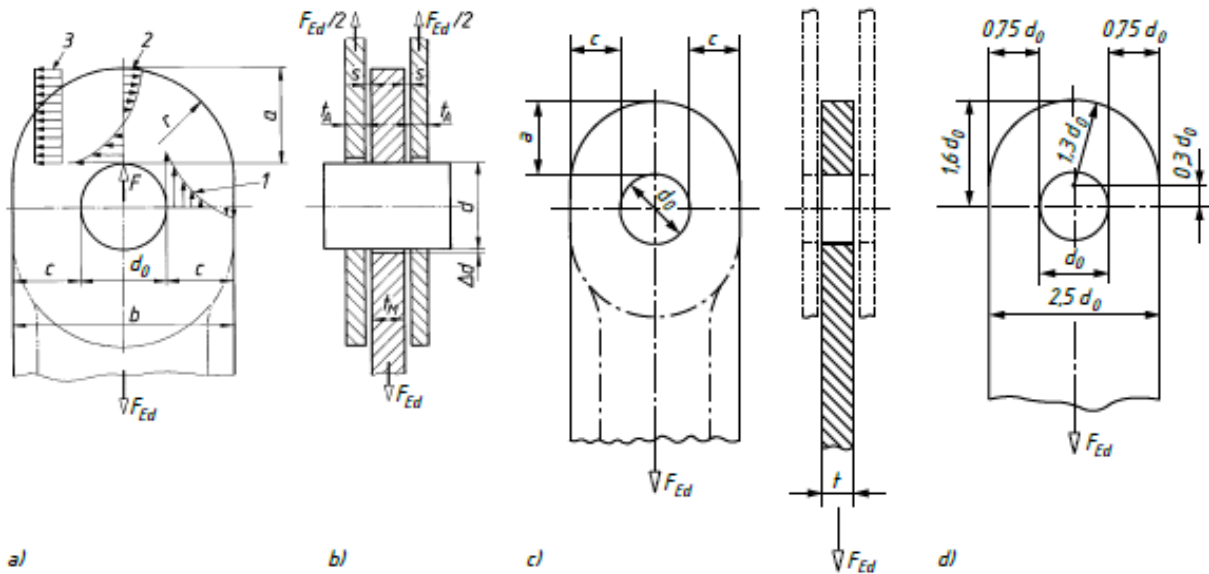


Bild 9-4

Bolzenverbindung mit Augenstäben im Stahlbau

a) Mittellasche, b) Verbindung im Schnitt (schematisch), c) Augenstababmessung Möglichkeit A, d) Augenstababmessung Möglichkeit B

1 Normalspannungsverlauf im Wangenquerschnitt, 2 Biegespannungsverlauf im Scheitelquerschnitt, 3 mittlere Schubspannung im Scheitelquerschnitt

(a Scheitelhöhe, b Laschenbreite, c Wangenbreite, d_0 Lochdurchmesser, d Bolzendurchmesser, Δd Lochspiel, s Laschenspiel, t_M bzw. t_A Dicke der Mittel- bzw. Außenlasche)

Abbildung 3.52: Bolzenverbindung mit Augenstäben im Stahlbau, Quelle: Bild 9-4 Roloff/Matek, 2015

3.7.3 Festigkeitsnachweis der Bolzenverbindung

Der Bolzen sitzt mit einer Spielpassung in der Gabel und der Stange (Einbaufall 1, Abbildung 3.53). Als Festigkeitsnachweis wird die Biegespannung im Bolzen (Abbildung 3.54), die größte Schubspannung im Bolzen (Abbildung 3.55), die vorhandene mittlere Flächenpressung (Abbildung 3.56) und die größte Normalspannung im Wangenquerschnitt (Abbildung 3.57) berechnet. Zu beachten ist, dass hier mit einer idealen symmetrischen Gabel-Stange Kombination gerechnet wird, während die konstruierten Gabel-Stange Kombinationen nicht symmetrisch sind und dadurch höhere Kräfte und Momente aufweisen. Der Bolzenwerkstoff ist ein 30CrMo4 und der Laschenwerkstoff ist ein S960. Beide Werkstoffe sind nitriert.

Mit dem Widerstandsmoment $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ und der zulässigen Spannung nach (3.51) kann die Biegespannung überprüft werden.

Mit der Querschnittsfläche des Bolzen $A_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ und der zulässigen Scherspannung bei wechselnder Belastung kann die Schubspannung des Vollbolzen überprüft werden.

Die zulässige Flächenpressung wird über die Härte des nitrierten S960 bestimmt.

Einbaufall 1: Der Bolzen sitzt in der Gabel und in der Stange mit einer Spielpassung (**Bild 9-2b**).

- 1: Bolzen als frei aufliegender Träger
- 2: Querkraftfläche
- 3: Momentenfläche

Der Bolzen kann sich ungehindert verformen. Die Belastung (Stange) und die Stützung (Gabelwangen) erfolgen durch Streckenlasten (vgl. **Bild 9-2a**).

Das größte Biegemoment wirkt im Bolzenquerschnitt

$$M_{b\max} = \frac{F \cdot (t_S + 2t_G)}{8}$$

Abbildung 3.53: Bolzen: Einbaufall 1, Quelle: S.293 Roloff/Matek, 2015

$$\sigma_b = \frac{K_A \cdot M_{b\text{nenn}}}{W} \approx \frac{K_A \cdot M_{b\text{nenn}}}{0,1 \cdot d^3} \leq \sigma_{b\text{zul}} \quad (9.2)$$

- $M_{b\text{nenn}}$ Biegemoment je nach Einbaufall
- K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**
- d Bolzendurchmesser
- $\sigma_{b\text{zul}}$ zulässige Biegespannung wie zu Gl. (9.1); bei hoher Kerbwirkung genauer nach Kapitel 3

Abbildung 3.54: Biegespannung Vollbolzen, Quelle: (9.2) Roloff/Matek, 2015

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_S \cdot 2} \leq \tau_{a\text{zul}} \quad (9.3)$$

- F_{nenn} Stangenkraft
- K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**
- A_S Querschnittsfläche des Bolzens
- $\tau_{a\text{zul}}$ zulässige Scherspannung
 Abhängig von der Mindestzugfestigkeit $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ (mit K_t nach **TB 3-11a** und R_m nach **TB 1-1**) gilt erfahrungsgemäß: $0,2 \cdot R_m$ bei ruhender, $0,15 \cdot R_m$ bei schwellender und $0,1 \cdot R_m$ bei wechselnder Belastung.
 Für nicht gehärtete Normbolzen und Normstifte (Härte 125 bis 245 HV) kann mit dem Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ gerechnet werden.

Abbildung 3.55: Größte Schubspannung Vollbolzen, Quelle: (9.3) Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$p = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{A_{\text{proj}}} \leq p_{\text{zul}} \quad (9.4)$$

F_{nenn} Stangenkraft

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

A_{proj} projizierte gepresste Bolzenfläche über der die Flächenpressung als gleichmäßig verteilt gedacht werden kann. Die durch den Stangenkopf im mittleren Teil des Bolzens gepresste Fläche ist damit $A_{\text{proj}} = d \cdot t_S$, die durch die Gabel gepresste Fläche $A_{\text{proj}} = 2 \cdot d \cdot t_G$ (s. **Bild 9-2a**)

p_{zul} zulässige mittlere Flächenpressung

Abhängig von der Mindestzugfestigkeit $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ der gepressten Bauteile (mit K_t nach **TB 3-11a, b** und R_{mN} nach **TB 1-1** bis **TB 1-3**) gilt bei *nicht gleitenden Flächen*: $0,35 \cdot R_m$ bei ruhender und $0,25 \cdot R_m$ bei schwellender Belastung. Maßgebend ist der festigkeitsmäßig schwächere Werkstoff. Richtwerte bei *niedriger Gleitgeschwindigkeit* s. **TB 9-1**. Für nicht gehärtete Normbolzen und Normstifte (Härte 125 bis 245 HV) kann mit dem Richtwert $R_m = 400 \text{ N/mm}^2$ gerechnet werden.

Abbildung 3.56: Flächenpressung Bolzen, Quelle: (9.4) Roloff/Matek, 2015

$$\sigma = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot c \cdot t} + \frac{6 \cdot K_A \cdot F_{\text{nenn}} \cdot (d_L + c)}{8 \cdot c^2 \cdot t} = \frac{K_A \cdot F_{\text{nenn}}}{2 \cdot c \cdot t} \cdot \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{d_L}{c} + 1 \right) \right] \leq \sigma_{\text{zul}} \quad (9.5)$$

F_{nenn} Stangenzugkraft

K_A Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach **TB 3-5**

d_L Lochdurchmesser

c Wangenbreite des Stangenkopfes (vgl. **Bild 9-4**)

t Dicke des Gabel- bzw. Stangenauges

	Stahl	GJL	mit $R_e = K_t \cdot R_{eN}$ als Streckgrenze (0,2%-Dehngrenze) und $R_m = K_t \cdot R_{mN}$ als Mindestzugfestigkeit des Stangen- bzw. Gabelwerkstoffes nach TB 1-1 bzw. TB 1-2 und K_t nach TB 3-11 a, b
σ_{zul}			
	statische Belastung	$0,5 \cdot R_e$	$0,5 \cdot R_m$
	dynamische Belastung	$0,2 \cdot R_e$	$0,2 \cdot R_m$

Abbildung 3.57: Größte Normalspannung im Wangenquerschnitt, Quelle: (9.5) Roloff/Matek, 2015

3.7.4 Nachweis für austauschbare Bolzen

Für austauschbare Bolzen muss der Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Lochleibung (Abbildung 3.58) durchgeführt werden. Zusätzlich muss die Lochleibungsspannung auf den Bemessungswert der Hertz'schen Pressung begrenzt werden (Abbildung 3.59). Der Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Biegeversagen (Abbildung 3.60) ist ebenso durchzuführen.

$$F_{bRdser} = 0,6 \cdot t \cdot d \cdot R_e / \gamma_{M6ser} \geq F_{bEdser} \quad (9.12)$$

F_{bRdser} Bemessungswert der Lochleibungstragfähigkeit des Bolzens im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit
 F_{bEdser} Bemessungswert der einwirkenden Lochleibungskraft im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit
 d Durchmesser des Bolzens
 t Dicke des Augenstabes ($t_M, 2t_A$)
 R_e kleinerer Wert der Streckgrenze des Bolzenwerkstoffes und des Werkstoffes des Augenstabes
 γ_{M6ser} Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit von Bolzen im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit: $\gamma_{M6ser} = 1,0$

Abbildung 3.58: Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Lochleibung, Quelle: (9.12) Roloff/Matek, 2015

$$\sigma_{hEd} = 0,591 \sqrt{\frac{E \cdot F_{bEdser} \cdot (d_0 - d)}{d^2 \cdot t}} \leq 2,5 \cdot R_e / \gamma_{M6ser} \quad (9.13)$$

$F_{bEdser}, d, t, R_e, \gamma_{M6ser}$ wie zu Gl. (9.12)
 $d_0 - d$ Nennlochspiel Δd
 $d \leq 16$: $\Delta d = 1$ mm, $16 \leq d \leq 24$: $\Delta d = 2$ mm, $d > 27$: $\Delta d = 3$ mm
 E Elastizitätsmodul des Bolzen- und Augenstabwerkstoffes, für St: $E = 210\,000$ N/mm²

Abbildung 3.59: Lochleibungsspannung, Quelle: (9.13) Roloff/Matek, 2015

$$M_{Rdser} = 0,8 \cdot W \cdot R_e / \gamma_{M6ser} \geq M_{Edser} \quad (9.14)$$

W, R_e , wie zu Gl. (9.10a, 9.10b)
 γ_{M6ser} Teilsicherheitsbeiwert für die Beanspruchbarkeit von Bolzen im Zustand der Gebrauchstauglichkeit: $\gamma_{M6ser} = 1,0$
 M_{Rdser} Bemessungswert der Momententragfähigkeit im Zustand der Gebrauchstauglichkeit
 M_{Edser} Bemessungswert des einwirkenden Biegemomentes im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit

Abbildung 3.60: Gebrauchstauglichkeitsnachweis gegen Biegeversagen, Quelle: (9.14) Roloff/Matek, 2015

3.7.5 Schweißverbindung Lasche - Gehäuse Vereinfachtes Verfahren

Der Nachweis der Schweißnaht erfolgt nach dem vereinfachten Verfahren (vgl. S. 173 Roloff/Matek, 2015). Die bezogene zulässige Schnittkraft F_{wRd} (Gleichung (3.27)) wird mit der auf die Schweißnahtlänge l bezogenen Schubkraft F_{wEd} (Gleichung (3.28)) in Gleichung (3.29) verglichen. β_w ist der Korrelationsbeiwert für Kehlnähte (Abbildung 3.62), $\gamma_{M2} = 1,25$ ist der Teilsicherheitsbeiwert (vgl. RM (6.20)), d ist der Nahtdurchmesser, l die Nahtlänge und a die Schweißnahtbreite. In Abbildung 3.61 sind diese Abmessungen dargestellt.

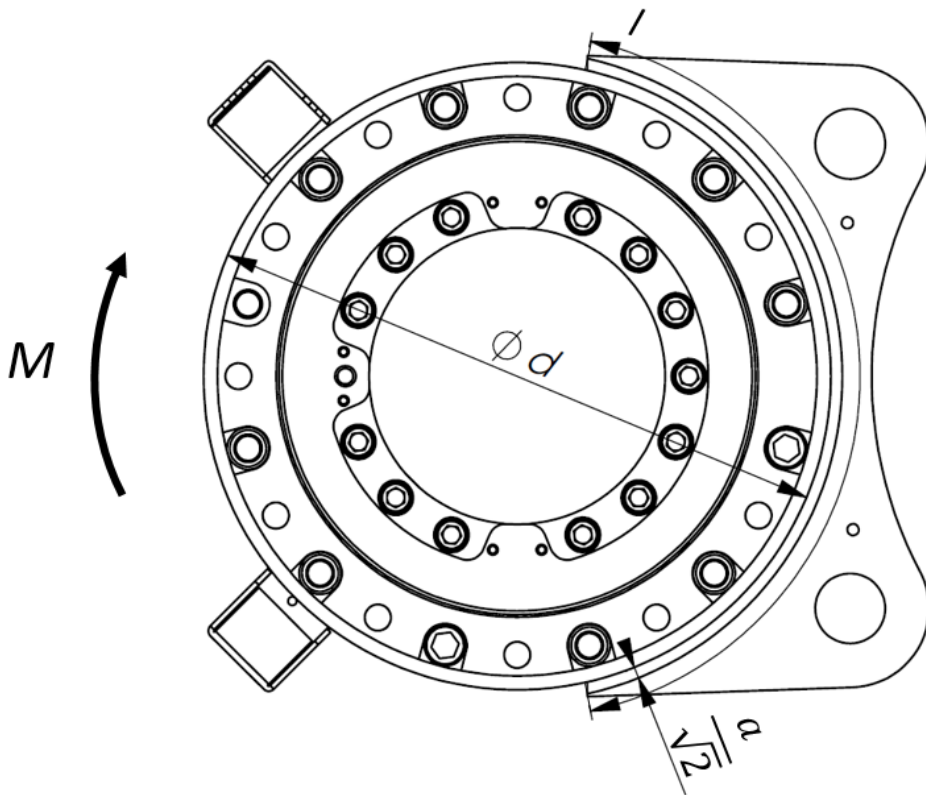


Abbildung 3.61: Maße Schweißnaht, Quelle: Schwing GmbH

$$F_{wRd} = f_{vwd} \cdot a, \quad f_{vwd} = \frac{R_m}{\sqrt{3} \cdot \beta_w \cdot \gamma_{M2}} \quad (3.27)$$

$$F_{wEd} = \frac{M/4}{d/2 * l} \quad (3.28)$$

$$S = \frac{F_{wRd}}{F_{wEd}} \quad (3.29)$$

TB 6-7 Korrelationsbeiwert β_w für Kehlnähte nach DIN EN 1993-1-8

DIN EN 10025	Norm und Stahlsorte DIN EN 10210	DIN EN 10219	Korrelationsbeiwert β_w
S235 S235W	S235H	S235H	0,8
S275 S275N/NL S275M/ML	S275H S275NH/NLH	S275H S275NH/NLH S275MH/MLH	0,85
S355 S355N/NL S355M/ML S355W	S355H S355NH/NLH	S355H S355NH/NLH S355MH/MLH	0,9
S420N/NL S420M/ML		S420MH/MLH	1,0
S460N/NL S460M/ML S460Q/QL/QL1	S460NH/NLH	S460NH/NLH S460MH/MLH	1,0
Stahlgussorten aus DIN EN 10340			
GS200, GS240, G17Mn5 + QT, G20Mn5 + N			1,0
G20Mn5 + QT			1,1

Abbildung 3.62: Korrelationsbeiwert für Kehlnähte, Quelle: TB 6-7 Roloff/Matek, 2015

3.8 Schraubenverbindungen nach Roloff-Matek S.268

Im Schwenkmotor gibt es eine Schraubenverbindung zwischen Lagerdeckel und Keilwelle sowie zwischen der Verzahnungsbuchse und dem Gehäuse. Für die Verschraubung des Lagerdeckel ist die Vorspannkraft der Lagerung die Betriebskraft und für die Verzahnungsbuchse die vom Kolben verursachte Reibkraft die Betriebskraft. Um die Betriebskraft pro Schraube F_B zu erhalten, muss die Betriebskraft durch die Schraubenanzahl dividiert werden. Das übertragene Moment in den Verzahnungsbuchsen wird durch Kegelstifte aufgenommen. Somit sind keine aufzunehmenden Klemmkräfte vorhanden.

3.8.1 Vorwahl des Schraubendurchmesser

Eine Vorauswahl des Schraubendurchmessers kann nach Abbildung 3.63 getätigt werden. β und κ sind für Schaftschrauben zu wählen. Es wird ein Anziehungsfaktor $k_A = 1,5$ (Abbildung 3.64) für drehmomentgesteuertes Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel gewählt. Der Reibbeiwert wird mit $\mu_G = 0,12$ festgelegt. Zu dem vorausgelegten Spannungsquerschnitt muss der dazugehörige Schraubendurchmesser in Abbildung .3 im Appendix gesucht werden.

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$A_s \text{ bzw. } A_T \geq \frac{F_B + F_{Kl}}{\frac{R_{p0,2}}{\kappa \cdot k_A} - \beta \cdot E \cdot \frac{f_z}{l_k}} \quad (8.2)$$

- F_B axiale Betriebskraft der Schraube
 F_{Kl} geforderte Klemmkraft
 $R_{p0,2}$ 0,2%-Dehngrenze des Schraubenwerkstoffes nach **TB 8-4**
 E E-Modul des Schraubenwerkstoffes, $E \approx 210\,000\text{ N/mm}^2$ für Stahl
 f_z Setzbetrag, mittlerer Wert: 0,011 mm, genauer nach **TB 8-10a**
 l_k Klemmlänge der verspannten Teile
 k_A Anziehungsfaktor abhängig vom Anziehverfahren nach **TB 8-11**
 β Nachgiebigkeitsfaktor der Schraube
 ca. 1,1 für Schaftschrauben (z. B. DIN EN ISO 4014 und DIN EN ISO 4762)
 ca. 0,8 für Ganzgewindeschrauben (z. B. DIN EN ISO 4017)
 ca. 0,6 für Dehnschrauben mit $d_T \approx 0,9d_3$
 κ Reduktionsfaktor ($= \sigma_{red}/\sigma_{VM}$), abhängig von μ_G (nach **TB 8-12b**) und der Schraubenart:

		μ_G	0,08	0,10	0,12	0,14	0,20
κ	Schaftschraube	1,11	1,15	1,19	1,24	1,41	
	Dehnschraube	1,15	1,20	1,25	1,32	1,52	

Abbildung 3.63: Vorwahl des Schraubendurchmesser, Quelle: (8.2) Roloff/Matek, 2015

TB 8-11 Richtwerte für den Anziehungsfaktor k_A (nach VDI 2230)

Anziehverfahren	Streuung der Vorspannkkräfte	Bemerkungen	Anziehungsfaktor k_A
Längingesteuertes Anziehen mit <i>Ultraschall</i>	$\pm 5\%$ bis $\pm 9\%$	kleinerer Wert bei direkter mechanischer größerer bei indirekter Ankopplung	1,1 bis 1,2
<i>Streckengrenzgesteuertes</i> oder <i>drehwinkelgesteuertes</i> Anziehen von Hand oder motorisch	$\pm 9\%$ bis $\pm 17\%$	Schrauben werden mit F_{Vmin} berechnet, d. h. $F_{Vmin} = F_{VM}$	1,2 bis 1,4
<i>Hydraulisches Anziehen</i> (reibungs- und torsionsfrei)	$\pm 5\%$ bis $\pm 17\%$	kleinerer Wert für Schrauben $l_k/d \geq 5$ bei Normschrauben und -muttern $k_A \geq 1,2$	1,1 bis 1,4
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit <i>Drehmomentschlüssel</i> , <i>signalgebendem Schlüssel</i> oder <i>Drehschrauber</i> mit dynamischer Drehmomentmessung und versuchsmäßiger Bestimmung der Anziehdrehmomente am Originalverschraubungsteil	$\pm 17\%$ bis $\pm 23\%$	kleinerer Wert für große Anzahl von Einstell- und Kontrollversuchen (z. B. 20) und geringe Streuung des abgegebenen Momentes	1,4 bis 1,6
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit <i>Drehmomentschlüssel</i> , <i>signalgebendem Schlüssel</i> oder <i>Drehschrauber</i> mit dynamischer Drehmomentmessung und Bestimmung der Anziehdrehmomente durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse von großem Einfluss)	für $\mu_G = \mu_K = 0,04 - 0,10$ $\pm 23\%$ bis $\pm 33\%$	kleinerer Wert für messende Drehmomentschlüssel bei gleichmäßigem Anziehen und	1,6 bis 2,0
	für $\mu_G = \mu_K = 0,08 - 0,16$ $\pm 26\%$ bis $\pm 43\%$	für Präzisionsdrehschrauber größerer Wert für Signalgebende oder ausknickende Drehmomentschlüssel	1,7 bis 2,5
Anziehen mit <i>Schlagschrauber</i> oder <i>Impulsschrauber</i> Anziehen von Hand ohne Messung des Anziehdrehmomentes	$\pm 43\%$ bis $\pm 60\%$	kleinerer Wert für große Anzahl von Einstellversuchen (Nachziehmoment), spielfreie Impulsübertragung	2,5 bis 4,0

Abbildung 3.64: Anziehungsfaktor abhängig vom Anziehverfahren, Quelle: TB 8-11 Roloff/Matek, 2015

3.8.2 Ermittlung der Montagevorspannkraft

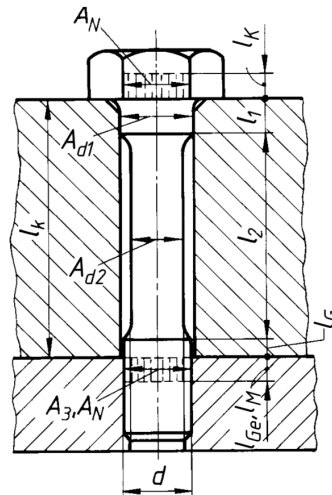


Bild 8-10 Mitfedernde Einzelelemente einer Dehnschraube

Abbildung 3.65: Mitfedernde Einzelelemente einer Dehnschraube, Quelle: Bild 8-10 Roloff/Matek, 2015

Zur Bestimmung der Montagevorspannkraft (Abbildung 3.66) müssen der Vorspannkraftverlust (Abbildung 3.72) und das Kraftverhältnis (Abbildung 3.67) berechnet werden. Das Kraftverhältnis errechnet sich mit dem Krafteinleitungsfaktor n (Abbildung 3.68), der

$$F_{VM} = k_A \cdot F_{Vmin} = k_A [F_{K1} + F_B \cdot (1 - \Phi) + F_Z] \quad (8.29)$$

- k_A Anziehungsfaktor, abhängig vom Anziehverfahren; Richtwerte nach TB 8-11
- F_{K1} geforderte Dichtungs- gleich Klemmkraft
- F_B statische oder dynamische Betriebskraft in Längsrichtung der Schraube
- Φ Kraftverhältnis nach Gl. (8.17)
- F_Z Vorspannkraftverlust nach Gl. (8.19)

Abbildung 3.66: Montagevorspannkraft, Quelle: (8.29) Roloff/Matek, 2015

Schraubennachgiebigkeit (Abbildung 3.69) und der Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Abbildung 3.70). Für die Berechnung der Nachgiebigkeit der verspannten Teile muss der Ersatzdurchmesser A_{ers} (Abbildung 3.71) des Hohlzylinders berechnet werden.

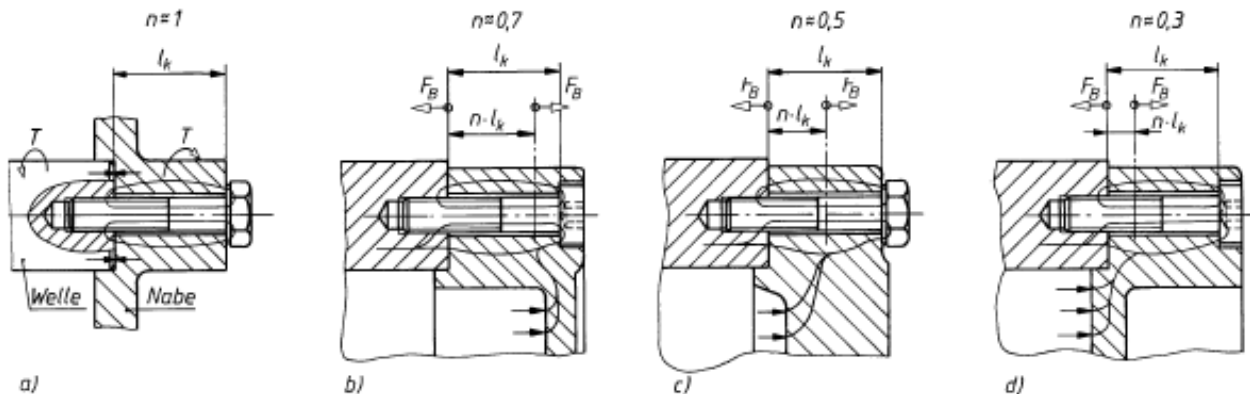
d_w findet sich in Abbildung .4 und d_h in Abbildung .6 im Appendix. Für die Berechnung des Vorspannkraftverlustes werden die Setzeträge in Abbildung 3.73 für eine Rautiefe von 10 bis 40 μm bei einer Längskraft verwendet.

$$\Phi = n \cdot \Phi_k = n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_S + \delta_T} \quad (8.17)$$

n Krafteinleitungsfaktor je nach Krafteinleitung s. Bild 8-15.

Φ_k Kraftverhältnis für Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauf-
lage

Abbildung 3.67: Kraftverhältnis, Quelle: (8.17) Roloff/Matek, 2015



Trennfuge liegendem Kraftangriffspunkt (ungünstig), c) und d) mit näher zur Trennfuge rückendem Kraftangriffspunkt (günstiger)

Bild 8-16 Querbeanspruchte, reibschlüssige Schraubenverbindungen

a) allgemeiner Fall, b) Drehmomentübertragung

Abbildung 3.68: Krafteinleitungsfaktor je nach Krafteinleitung, Quelle: Bild 8-16 Roloff/Matek, 2015

$$\delta_S = \frac{1}{E_S} \left(\frac{l_K}{A_N} + \frac{l_1}{A_{d1}} + \dots + \frac{l_i}{A_{di}} + \frac{l_G}{A_3} + \frac{l_{Ge}}{A_3} \right) + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \quad (8.8)$$

- E_S Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes, für Stahl: $E_S = 210\,000 \text{ N/mm}^2$
- E_M Elastizitätsmodul der Mutter bzw. des Bauteils, in das die Schraube geschraubt wird
- E_T Elastizitätsmodul des Bauteils, in das die Schraube geschraubt wird
- l_i Länge des zylindrischen Einzelelements i der Schraube
- l_G Gewindelänge im Klemmlängenbereich (freies belastetes Gewinde)
- A_{di} Querschnittsfläche des zylindrischen Einzelelements i der Schraube, $A_{di} = \pi \cdot d_i^2 / 4$
- A_N Nennquerschnitt des Schraubenschaftes, $A_N = \pi \cdot d^2 / 4$
- A_3 Kernquerschnitt des Gewindes nach TB 8-1
- d Gewindeaußendurchmesser (Nenn Durchmesser)

Zuschlag für	
Sechskantschraubenkopf	$l_K = 0,5 \cdot d$
Innensechskantschraubenkopf	$l_K = 0,4 \cdot d$
eingeschraubtes Gewinde	$l_{Ge} = 0,5 \cdot d$
Schraubenmutter	$l_M = 0,4 \cdot d$ bei Durchsteckverschraubung, hier $E_M = E_S$
Einschraubgewindebereich	$l_M = 0,33 \cdot d$ bei Einschraubverbindung, hier $E_M = E_T$

Abbildung 3.69: Nachgiebigkeit Schraube, Quelle: (8.8) Roloff/Matek, 2015

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$\delta_T = \frac{f_T}{F_V} = \frac{l_k}{A_{\text{ers}} \cdot E_T} \quad (8.9)$$

l_k Klemmlänge der verspannten Teile
 A_{ers} Ersatzquerschnitt nach Gl. (8.10)
 E_T Elastizitätsmodul der verspannten Teile nach **TB 1-2** und **TB 1-3**, für Stahl:
 $E_T = 210000 \text{ N/mm}^2$

Abbildung 3.70: Nachgiebigkeit verspannte Teile, Quelle: (8.9) Roloff/Matek, 2015

$$A_{\text{ers}} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) [(x+1)^2 - 1] \quad (8.10)$$

d_w Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage; bei Sechskantschrauben gleich Durchmesser des Telleransatzes oder gleich Schlüsselweite, bei Zylinderschrauben näherungsweise gleich Kopfdurchmesser, s. **TB 8-8** und **TB 8-9**
 D_A Außendurchmesser der verspannten Teile (s. **Bild 8-11**)
 d_h Durchmesser des Durchgangsloches, meist nach DIN EN 20 273 „mittel“, s. **TB 8-8**
 $x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}}$, wobei l_k Klemmlänge der verspannten Teile

Abbildung 3.71: Ersatzquerschnitt Hohlzylinder, Quelle: (8.10) Roloff/Matek, 2015

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_T} = \frac{f_Z}{\delta_T} \Phi_k = \frac{f_Z}{\delta_S} (1 - \Phi_k) \quad (8.19)$$

δ_S , δ_T und Φ_k wie zu den Gln. (8.11) bis (8.14)
 f_Z Setzbetrag, Richtwerte s. **TB 8-10a**, Mittelwert 0,011 mm

Abbildung 3.72: Vorspannkraftverlust, Quelle: (8.19) Roloff/Matek, 2015

TB 8-10 Richtwerte für Setzbetrag und Grenzflächenpressung (nach VDI 2230)

a) Richtwerte für Setzbeträge bei massiven Schraubenverbindungen

		Längskraft			Querkraft		
Rautiefe der Oberfläche R_z in μm		<10	10 ... <40	40 ... <160	<10	10 ... <40	40 ... <160
f_z in μm	im Gewinde	3	3	3	3	3	3
	je Kopf- oder Mutterauflage	2,5	3	4	3	4,5	6,5
	je innere Trennfuge	1,5	2	3	2	2,5	3,5
	Summe ¹⁾	9,5	11	14	11	14,5	19,5

¹⁾ Setzbetrag für Durchsteckschraube mit einer inneren Trennfuge.

Abbildung 3.73: Richtwerte für Setzbeträge, Quelle: TB 8-10 Roloff/Matek, 2015

Die Werte für die Gewindesteigung P , den Flankendurchmesser d_2 , den Kerndurchmesser d_3 , den Spannungsquerschnitt A_S und den Gewindekernquerschnitt A_3 finden sich im Appendix Abbildung .3. Die berechnete Montagevorspannkraft F_{VM} muss kleiner als die Spannkraft F_{sp} der gewählten Schrauben nach TB 8-14 (Appendix Abbildung .8) sein.

3.8.3 Erforderliches Anziehdrehmoment

Das erforderliche Anziehdrehmoment M_A wird nach Abbildung 3.74 mit $\mu_G = \mu_K = \mu_{ges}$ und $d_K = (d_w + d_h)/2$ berechnet.

$$M_A = F_{VM}[0,159P + \mu_{ges}(0,577d_2 + d_K/2)] \quad (8.26)$$

Abbildung 3.74: Erforderliches Anziehdrehmoment, Quelle: (8.26) Roloff/Matek, 2015

3.8.4 Nachprüfung der Sicherheiten

Die statische Sicherheit S_F der Verschraubung wird mit Abbildung 3.75 und Abbildung 3.76 berechnet.

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \geq S_{F\text{erf}} \quad (8.35a)$$

$R_{p0,2}$ siehe Gl. (8.34)
 $S_{F\text{erf}}$ erforderliche Sicherheit; $S_{F\text{erf}} \geq 1,0$ bei Längskraft; $S_{F\text{erf}} \geq 1,2$ bei Querkraft, statisch
 $S_{F\text{erf}} \geq 1,8$ bei Querkraft, wechselnd wirkend

Abbildung 3.75: Statische Sicherheit Schrauben, Quelle: (8.35a) Roloff/Matek, 2015

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{z\text{max}}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_t)^2} \quad (8.35b)$$

$\sigma_{z\text{max}}$ maximale Zugspannung: $\sigma_{z\text{max}} = F_{S\text{max}}/A_0 = (F_{sp} + \Phi \cdot F_B)/A_0$ mit $A_0 = A_s$ bzw. A_T siehe Gl. (8.34)
 k_τ Reduktionskoeffizient; berücksichtigt Rückgang der Torsionsspannung im Betrieb: Empfehlung $k_\tau = 0,5$
 τ_t maximale Torsionsspannung: $\tau_t = M_G/W_t$ mit $M_G = F_{sp}(0,159P + 0,577 \cdot \mu_G \cdot d_2)$ und $W_t = \pi \cdot d_0^3/16$

Abbildung 3.76: Vergleichsspannung statische Sicherheit, Quelle: (8.35b) Roloff/Matek, 2015

Die dynamische Sicherheit wird nach Abbildung 3.77 mit der Ausschlagfestigkeit für schlussvergütetes Gewinde (Abbildung 3.78) und der Ausschlagsspannung (Abbildung 3.79) berechnet. Die nötige Ausschlagskraft zur Berechnung der Ausschlagsspannung berechnet sich nach Abbildung 3.80.

$$\boxed{S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \geq S_{D\text{erf}}} \quad (8.20b)$$

$S_{D\text{erf}}$ erforderliche Sicherheit: $S_{D\text{erf}} \geq 1,2$

Abbildung 3.77: Dynamische Sicherheit Schrauben, Quelle: (8.20b) Roloff/Matek, 2015

$$\boxed{\pm\sigma_{A(SV)} \approx 0,85 \left(\frac{150}{d} + 45 \right)} \quad \frac{\sigma_{A(SV)}}{\text{N/mm}^2} \quad \left| \quad \frac{d}{\text{mm}} \right. \quad (8.21)$$

Abbildung 3.78: Ausschlagfestigkeit schlussvergütetes Gewinde, Quelle: (8.21) Roloff/Matek, 2015

$$\boxed{\pm\sigma_a = \pm \frac{F_a}{A_s} \leq \sigma_A} \quad (8.20a)$$

F_a Ausschlagkraft nach Gl. (8.15)

A_s Spannungsquerschnitt des Gewindes aus Gewindetabellen **TB 8-1** bzw. **TB 8-2**

σ_A Ausschlagfestigkeit des Gewindes für Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9

Abbildung 3.79: Ausschlagsspannung Schrauben, Quelle: (8.20a) Roloff/Matek, 2015

3.8.5 Nachprüfung der Flächenpressung an der Auflage

Die Flächenpressung an der Auflage wird mit Abbildung 3.81 berechnet.

3.9 Kegelstiftverbindung Verzahnungsbuchse - Gehäuse

Die gewählten Schrauben der Verzahnungsbuchse können einen Teil der durch das Drehmoment erzeugten Querkraft aufnehmen. Der durch die Schrauben aufgenommene Querkraftanteil umgerechnet auf die Kegelstifte errechnet sich nach (3.30).

$$F_{kl} = F_{sp} \cdot \mu_{ges} \cdot \frac{z_{\text{SchraubenVZB}}}{t_{\text{Kegelstift}}} \quad (3.30)$$

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$\pm F_a = \pm \frac{F_{BSo} - F_{BSu}}{2} = \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2} \cdot \Phi \quad (8.15)$$

Abbildung 3.80: Ausschlagkraft Schraube, Quelle: (8.15) Roloff/Matek, 2015

$$p = \frac{F_{sp} + \Phi \cdot F_B}{A_p} \approx \frac{F_{sp}/0,9}{A_p} \leq p_G \quad (8.36)$$

- F_{sp} Spannkraft der Schraube bei 90%iger Ausnutzung der Mindestdehngrenze durch σ_{red} , nach Gl. (8.33) oder nach **TB 8-14**
- Φ Kraftverhältnis nach Gl. (8.17)
- F_B axiale Betriebskraft
- A_p Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage, allgemein aus $A_p \approx \pi/4(d_w^2 - d_h^2)$ mit Auflagedurchmesser d_w (Kleinstmaß) und Durchgangsloch d_h ; bei Sechskant- und Innen-sechskantschrauben aus **TB 8-8** und **TB 8-9**
- p_G Grenzflächenpressung, abhängig vom Werkstoff der verspannten Teile und vom Anziehverfahren, Richtwerte s. **TB 8-10b**

Abbildung 3.81: Flächenpressung an der Auflage, Quelle: (8.36) Roloff/Matek, 2015

Somit errechnet sich der aufzunehmende Querkraftanteil pro Kegelstift mit (3.30). d_{tk} ist der Teilkreisdurchmesser der Kegelstifte.

$$F_{Kegelstift} = \frac{2 \cdot M}{d_{tk} \cdot z_{Kegelstift}} - F_{kl} \quad (3.31)$$

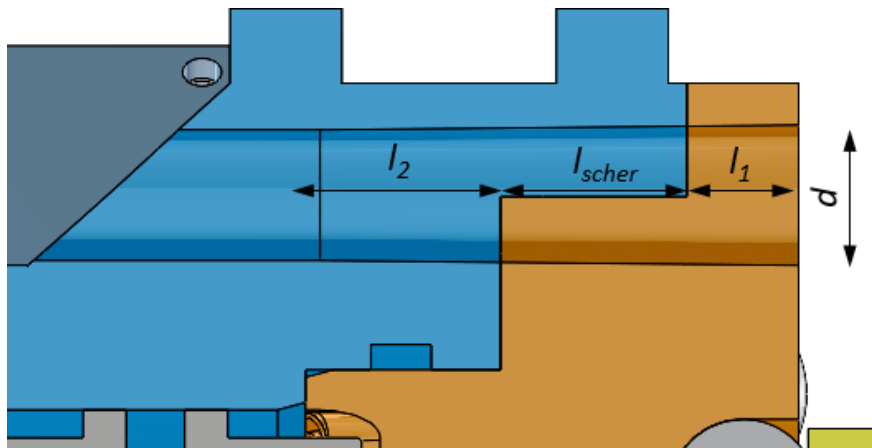


Abbildung 3.82: Nomenklatur Kegelstift, Quelle: Schwing GmbH

Nach Abbildung 3.82 ist l_1 die Länge des Kegelstiftes von Beginn der Verzahnungsbuchse bis zum ersten radialen Trennspalt. l_{scher} ist die Länge der Scherfläche zwischen ersten und zweiten radialen Trennspalt. l_2 ist die Länge vom zweiten Trennspalt bis zum Ende des Kegelstiftes. d ist der mittlere Durchmesser des Kegelstiftes.

Der Kegelstift wird auf Scherung und Flächenpressung berechnet.

3.9.1 Scherung

Die Scherfläche ist die Fläche am Kegelstift entlang der Trennlinie zwischen Verzahnungsbuchse und Gehäuse (siehe Abbildung 3.82).

$$\tau_a = \frac{4 \cdot K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d^2 \cdot \pi \cdot d_W} \leq \tau_{a\text{zul}} \quad (9.17)$$

T_{nenn}	von der Verbindung zu übertragendes Nenndrehmoment
K_A	Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung stoßartiger Belastung nach TB 3-5
d	Stiftdurchmesser
	Erfahrungsgemäß wird für den Entwurf gewählt: $d = (0,2 \dots 0,3) \cdot d_W$
d_W	Wellendurchmesser
s	Dicke der Nabenwand
	Erfahrungsgemäß wird für den Entwurf gewählt: $s = (0,25 \dots 0,5) \cdot d_W$ für St- und GS-Naben, $s = 0,75 \cdot d_W$ für GJL-(GG-)Naben
p_{zul}	zulässige mittlere Flächenpressung wie zu Gl. (9.4), für Kerbstifte gelten 0,7fache Werte
τ_{zul}	zulässige Schubspannung wie zu Gl. (9.3), für Kerbstifte gelten 0,8fache Werte

Abbildung 3.83: Scherspannung Kegelstift, Quelle: (9.17) Roloff/Matek, 2015

Die Scherung berechnet sich nach Abbildung 3.83 und hier mit den Gleichungen (3.32) und (3.33). Der Anwendungsfaktor findet sich in Abbildung 3.84. Die Berechnung der zulässigen Schubspannung findet sich in Abbildung 3.55 für wechselnde Belastung.

$$A_{\text{scher}} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} + l_{\text{scher}} \cdot d \quad (3.32)$$

$$\tau_a = \frac{k_A \cdot F_{\text{Kegelstift}}}{A_{\text{scher}}} \quad (3.33)$$

3.9.2 Flächenpressung

Die Flächenpressung berechnet sich nach Abbildung 3.85 und hier mit den Formeln (3.34) bis (3.37). Die Flächenpressung muss zwischen Kegelstift und Verzahnungsbuchse sowie Kegelstift und Gehäuse berechnet werden.

$$A_{\text{projVZB}} = d \cdot \left(l_1 + \frac{l_{\text{scher}}}{2} \right) \quad (3.34)$$

$$A_{\text{projGehäuse}} = d \cdot \left(\frac{l_{\text{scher}}}{2} + l_2 \right) \quad (3.35)$$

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

TB 3-5 Anhaltswerte für Anwendungs- bzw. Betriebsfaktor K_A

a) für Zahnradgetriebe (nach DIN 3990-1)¹⁾

Arbeitsweise getriebene Maschine	Antriebsmaschine			
	gleichmäßig z. B. Elektromotor Dampfmaschine, Gasturbine	leichte Stöße z. B. wie gleichmäßig, aber größere, häufig auftretende Anfahrmomente	mäßige Stöße z. B. Mehrzylinder- Verbrennungsmotor	starke Stöße z. B. Einzylinder- Verbrennungsmotor
gleichmäßig z. B. Stromerzeuger, Gurtförderer, Plattenbänder, Förderschnecken, leichte Aufzüge, Elektrozüge, Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen, Lüfter, Turbogebälde, Turboverdichter, Rührer und Mischer für Stoffe mit gleichmäßiger Dichte, Scheren, Pressen, Stanzen bei Auslegung nach maximalem Schnittmoment	1,0	1,1	1,25	1,5
mäßige Stöße z. B. ungleichmäßig beschickte Gurtförderer, Hauptantrieb von Werkzeug- maschinen, schwere Aufzüge, Drehwerke von Kränen, Industrie- und Grubenlüfter, Kreiselpumpen, Rührer und Mischer für Stoffe mit unregelmäßiger Dichte, Kolbenpumpen mit mehreren Zylindern, Zuteilpumpen	1,25	1,35	1,5	1,75
mittlere Stöße z. B. Extruder für Gummi, Mischer mit unterbrochenem Betrieb (Gummi, Kunststoffe), Hobbearbeitung, Hubwerke, Einzylinder-Kolbenpumpen, Kugelmühlen	1,5	1,6	1,75	2,0 oder höher
starke Stöße z. B. Bagger, schwere Kugelmühlen, Gummiknetter, Brecher (Stein, Erz), Hüttenmaschinen, Ziegelpressen, Briquetpressen, Schälmaschinen, Rotary-Bohranlagen, Kaltbandwalzwerke	1,75	1,85	2,0	2,25 oder höher

¹⁾ Gültig für das Nennmoment der Arbeitsmaschine, ersatzweise für das Nennmoment der Antriebsmaschine, wenn es der Arbeitsmaschine entspricht. Die Werte gelten nur bei gleichmäßigem Leistungsbedarf. Bei hohen Anlaufmomenten, Aussetzbetrieb und bei extremen, wiederholten Stoßbelastungen sind Getriebe auf Sicherheit gegen statische Festigkeit und Zeitfestigkeit zu prüfen. Sind besondere Anwendungsfaktoren K_A aus Messungen bzw. Erfahrungen bekannt, so sind diese zu verwenden.

Abbildung 3.84: Anwendungsfaktor K_A , Quelle: TB 3-5 Roloff/Matek, 2015

$$p_N = \frac{K_A \cdot T_{\text{nenn}}}{d \cdot s \cdot (d_W + s)} \leq p_{\text{zul}} \quad (9.15)$$

Abbildung 3.85: Flächenpressung Kegelstift, Quelle: (9.15) Roloff/Matek, 2015

$$p_{VZB} = k_A \cdot \frac{F_{Kegelstift}}{A_{projVZB}} \quad (3.36)$$

$$p_{Gehäuse} = k_A \cdot \frac{F_{Kegelstift}}{A_{projGehäuse}} \quad (3.37)$$

Die zulässige Flächenpressung wird über die Härte des nitrierten S960 bestimmt.

3.10 Lagerberechnung

Die Keilwelle mit dem Lagerdeckel wird zum Gehäuse mit den Verzahnungsbuchsen durch Kugeln aus 100Cr6 wie in Abbildung 3.86 dargestellt, gelagert. Die Lagerstellen sind zu einander in einer O-Anordnung angeordnet. Der Druckwinkel β sowie die zur Berechnung nötigen Längen Auslegerlänge L_A und Lagerabstand L sind gekennzeichnet. Durch Freischneiden in der x - z Ebene und durch Berechnen der Kräftegleichgewichte um die x und die z -Achse, sowie durch ein Momentengleichgewicht um die Lagerstelle A, können die Lagerkräfte berechnet werden.

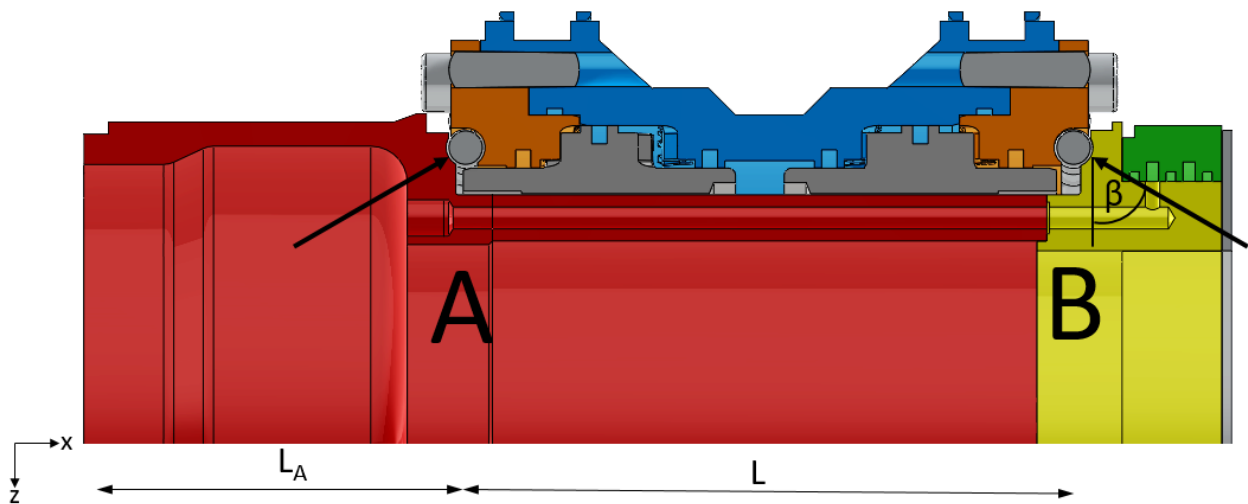


Abbildung 3.86: Lagerstellen, Quelle: Schwing GmbH

Die Reibkraft durch die Keilverzahnung F_{RKV} wirkt als Axialkraft auf die Lagerung. Bei der Berechnung der Radialkraft ist G die Gewichtskraft der Keilwelle und G_A die Gewichtskraft des Auslegers.

$$A_x = F_{RKV} \quad (3.38)$$

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

$$A_z = \frac{G}{2} + G_A \left(1 - \frac{L_A}{2 \cdot L}\right) \quad (3.39)$$

$$A_z = \frac{G}{2} - G_A \cdot \frac{L_A}{2 \cdot L} \quad (3.40)$$

Durch die Axialkraft A_x und die Radialkraft A_z wird die Lagerung aufgeweitet. Deshalb muss sie um die Vorspannkraft F_{vor} (3.41) vorgespannt werden. Mit der hertzischen Pressung auf Linienberührung wird die Flächenpressung der Kugeln überprüft. Um diese berechnen zu können, muss die Vorspannkraft auf die Normalkraft pro Kugel F_{vorNz} umgerechnet werden (3.42).

$$F_{vor} = A_x + A_z \cdot \tan(\beta) \quad (3.41)$$

$$F_{vorNz} = \frac{F_{vor}}{z \cdot \sin(\beta)} \quad (3.42)$$

Die hertzische Pressung bei Linienberührung errechnet sich nach Abbildung 3.87.

$$p_H = \sqrt{\frac{F_N \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l}} \quad (4.4)$$

- ρ = $\rho_1 \cdot \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$, reduzierter Krümmungsradius
- E = $2 \cdot E_1 \cdot E_2 / [(1 - \nu_1^2) \cdot E_2 + (1 - \nu_2^2) \cdot E_1]$, reduzierter Elastizitätsmodul
- ρ_1, ρ_2 Krümmungsradien beider Kontaktpartner, negativ bei konkaver Krümmung (Krümmungsmittelpunkt liegt außerhalb des Bauteils)
- ν_1, ν_2 Querdehnzahlen beider Kontaktpartner
- E_1, E_2 Elastizitätsmoduln beider Kontaktpartner
- F_N Normalkraft
- l Kontaktlänge

Abbildung 3.87: Berechnung Hertzische Pressung, Quelle: (4.4) Roloff/Matek, 2015

Die maximale Vorspannkraft errechnet sich durch die vom Werkstoff maximal aufnehmbare Belastung F_{max} .

$$F_{max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_{kontakt}}{E_{Ersatz}} \cdot \left(\frac{\sigma_{zulässig}}{S_{Flächenpressung}} \right)^2 \cdot \sin(\beta) \cdot z_{Kugel} \quad (3.43)$$

3 Auslegung und Nachweis der Komponenten

Mit einer FEM Berechnung wurden die Steifigkeiten k des C und D-Motors berechnet. Mit diesen Werten kann nach (3.44) der Vorspannweg berechnet werden.

$$x_{min} = \frac{F_{vor}}{k} \quad (3.44)$$

4 Ergebnisse/Ausblick

In diesem Kapitel sollen die gewonnenen Erkenntnisse aus den Berechnungen hervorgehoben werden und ein Ausblick auf weitere Schritte gegeben werden.

In Messungen wurde ein Wirkungsgrad von $\eta = 0,55$ gemessen. In der Vorauslegung wird ein Wirkungsgrad von 50 % angenommen und damit der Reibbeiwert in der Verzahnung berechnet. Mit diesem Reibbeiwert erreicht der D-Motor etwa 62 kNm und somit 12 kNm mehr als erwartet. Der C-Motor erreicht etwa 162 kNm und somit 8 kNm weniger als erwartet. Dies spiegelt die Ergebnisse aus den Versuchen gut wieder.

Die wesentlichste Auslegungsgröße ist die Kolbenringfläche $A = 2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot b$, wobei $r_m^2 \cdot b$ konstant ist. Die Zahnform ergibt sich aus einem Zusammenspiel aus dem Flankenwinkel α , der gewünschten Zähnezahl z und dem mittleren Wirkradius r_m .

Bei konstanter Kolbengeschwindigkeit sinkt die Drehzahl mit der Motorgröße.

Die zum Regeln verwendbare Hublänge wird durch die Verrundungen am Zahn verkürzt.

Aus der Längenabschätzung ist erkennbar, dass eine Änderung der Zahnhöhe von einem Millimeter eine Änderung von 9,5 mm Länge der Keilwelle verursacht.

Wenn in (3.26) der Reibbeiwert und der Flankenwinkel variiert werden, ergibt sich Abbildung 4.1. Der Wirkungsgrad steigt mit steigendem Flankenwinkel und abnehmendem Reibbeiwert.

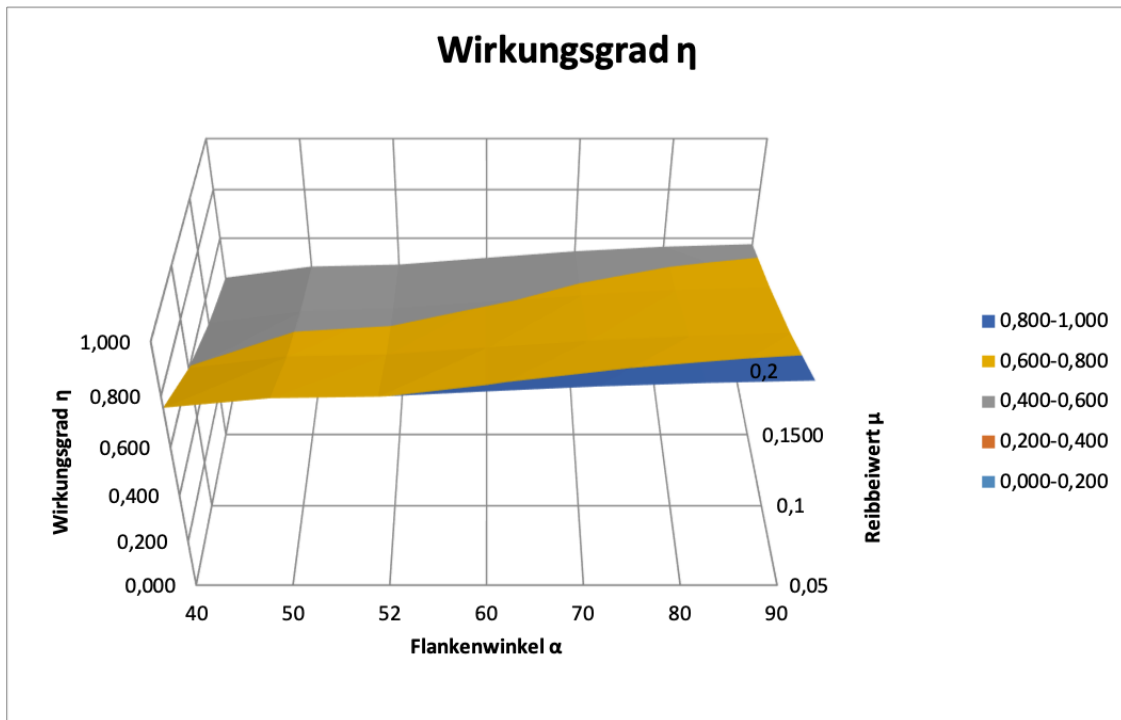


Abbildung 4.1: Wirkungsgrad vereinfachte Formel, Quelle: eigene Darstellung

Bei der Dichtungsrechnung wurde die Reibung sehr vereinfacht im drucklosen Zustand berechnet. Diese Modellierung könnte in Zukunft noch vom Druck abhängig gemacht werden. In den gebauten Motoren sind kleinere Dichtungen als vom Hersteller vorgeschlagen verbaut.

Aufbauend auf diese Vorauslegung soll in Zukunft eine 400 kNm Variante des Schwenkmotors konstruiert werden. Auch gibt es bereits eine neue konstruktive Variante des Motors die ein paar fertigungstechnische Vorteile hat. Möglicherweise muss die Vorauslegung auch in Zukunft auf die neue Variante adaptiert werden.

Um die Masse abschätzen zu können, könnte anhand der berechneten Daten eine grobe Massenabschätzung erstellt werden. Ebenso könnte ein skalierbares CAD-Modell erstellt werden. Des weiteren besteht die Möglichkeiten ausgehend von dieser Berechnung Parameterzusammenhänge graphisch darzustellen und zu optimieren.

Appendix

TB 1-1 Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau

Festigkeitskennwerte in N/mm² für die Normabmessung d_N

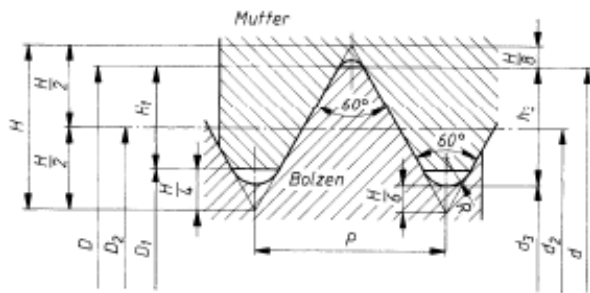
Schwingfestigkeitswerte nach DIN 743-3¹⁾²⁾ (Richtwerte)

Elastizitätsmodul $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$, Schubmodul $G = 81\,000\text{ N/mm}^2$

Kurzname	Stahlsorte Werkstoff- nummer	A % min.	R_{mN} min.	R_{eN} $R_{p0,2N}$ min.	σ_{dWN} (σ_{dSchN})	σ_{bWN} (σ_{bSchN})	τ_{WN} (τ_{SchN})	relative Werkstoff- kosten ³⁾	Eigenschaften und Verwendungsbeispiele
a) Unlegierte Baustähle, warmgewalzt, nach DIN EN 10025-2 Lieferzustand: +N oder +AR Normabmessung $d_N = 16\text{ mm}$									
S235JR S235J0 S235J2	1.0038 1.0114 1.0117	26	360	235	140 (235)	180 (280)	105 (165)	[1]	Stahlsorten mit Werten für die Kerbschlagarbeit (z. B. J2: Kerbschlagarbeit 27J bei -20 °C) Standardwerkstoff im Maschinen- und Stahlbau, bei mäßiger Beanspruchung; Flach- und Langerzeugnisse; gut bearbeitbar, Schweiß-eignung verbessert sich bei jeder Sorte von Gütegruppe JR bis K2
S275JR S275J0 S275J2	1.0044 1.0143 1.0145	23	410	275	170 (275)	215 (330)	125 (190)	1,05	Bei mittlerer Beanspruchung; gut bearbeitbar und umformbar, gute Schweiß-eignung; z. B. Wellen, Achsen, Hebel, Schweißteile
S355JR S355J0 S355J2 S355K2	1.0045 1.0553 1.0577 1.0596	22	470	355	205 (355)	255 (425)	150 (245)		Standardwerkstoff für hoch beanspruchte Tragwerke im Stahl-, Kran- und Brückenbau; hohe Streckgrenze, beste Schweiß-eignung; hoch beanspruchte Schweißteile im Maschinenbau
S450J0	1.0590	17	550	450	220 (400)	275 (505)	165 (310)		nur für Langerzeugnisse (Profile, Stäbe, Rohre)
S185 E295 E335 E360	1.0035 1.0050 1.0060 1.0070	18 20 16 11	290 470 570 670	185 295 335 360	- 195 (295) 235 (335) 275 (360)	- 245 (355) 290 (400) 345 (430)	- 145 (205) 180 (230) 205 (250)	 1,1 1,7	Stahlsorten ohne Werte für die Kerbschlagarbeit (Erzeugnisse aus diesen Stählen dürfen nicht mit CE gekennzeichnet werden) untergeordnete Maschinenteile bei geringer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Geländer, Treppen gut bearbeitbar; meist verwendeter Maschinenbaustahl bei mittlerer Beanspruchung, pressschweißbar; z. B. Wellen, Achsen, Bolzen für höher beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile, pressschweißbar; z. B. Wellen, Ritzel, Spindeln höchst beanspruchte verschleißfeste Maschinenteile in naturhartem Zustand, pressschweißbar; z. B. Nocken, Walzen, Gesenke, Steuerungsteile
b) Schweißgeeignete Feinkornbaustähle, warm gewalzt, nach DIN EN 10025-3, -4 und -6 T3: normalgeglüht/normalisierend gewalzt (N) T4: thermomechanisch gewalzt (M) T6: mit höherer Streckgrenze im vergüteten Zustand (Q) Normabmessungen: $d_N = 16\text{ mm}$									
S275N (NL) S275M (ML) S355N (NL) S355M (ML) S420N (NL) S420M (ML) S460N (NL) S460M (ML) S550Q (QL, QL1) S690Q (QL, QL1) S960Q (QL)	1.0490 1.8818 1.0545 1.8823 1.8902 1.8825 1.8901 1.8827 1.8904 1.8931 1.8941	24 22 19 17 16 14 10	370 470 520 550 640 770 980	275 355 420 460 550 690 960	150 (275) 190 (355) 210 (390) 215 (395) 255 (410) 305 (520) 390 (625)	185 (330) 235 (425) 260 (480) 270 (495) 320 (570) 385 (655) 490 (785)	110 (190) 140 (245) 155 (295) 160 (305) 190 (355) 230 (415) 290 (505)	1,8 2,0 2,2	Für hochbeanspruchte geschweißte Bauteile bei Umgebungstemperatur und niedrigen Temperaturen; kein Vorwärmen erforderlich, hohe Schweißgeschwindigkeit möglich; z. B. Kran- und Fahrzeugbau, Hochdruckleitungen und -behälter, Brückenteile, Schleusentore, Maschinen- und Anlagenbau. Garantierte Kerbschlagarbeit bis -20 °C bei Gütegruppen N, M und Q, bis -50 °C bei NL und ML, -40 °C bei QL und -60 °C bei QL1.

Abbildung .2: Stahlauswahl für den allgemeinen Maschinenbau, Quelle: TB 1-1 Roloff/Matek, 2015

TB 8-1 Metrisches ISO-Gewinde (Regelgewinde) nach DIN 13 T1 (Auszug)



$$H = 0,86603P$$

$$h_3 = 0,61343P$$

$$H_1 = 0,54127P$$

$$R = \frac{H}{6} = 0,14434P$$

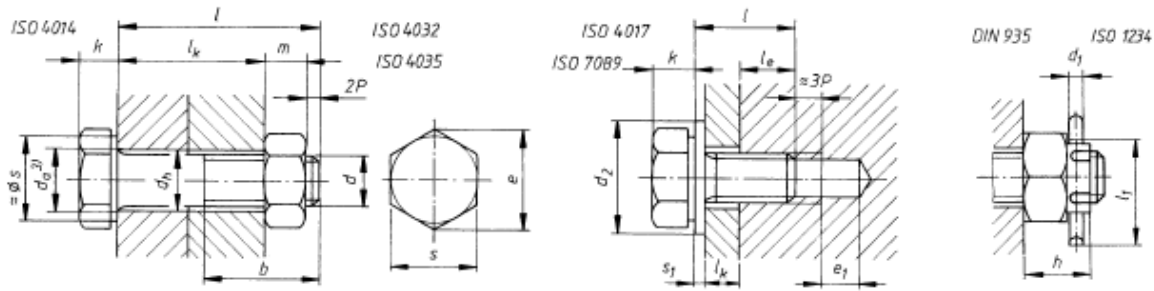
Maße in mm

Gewinde-Nenn-durchmesser $d = D$		Steigung	Flanken-durch-messer	Kern-durchmesser		Gewindetiefe		Spannungs-quer-schnitt ¹⁾	Kern-quer-schnitt ¹⁾	Steigungs-winkel ¹⁾
Reihe 1	Reihe 2	P	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	h_3	H_1	A_s mm ²	A_3 mm ²	Grad
1		0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,460	0,377	5,43
1,2		0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,732	0,626	4,38
1,6		0,35	1,373	1,170	1,221	0,215	0,189	1,27	1,075	4,64
2		0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217	2,07	1,788	4,19
2,5		0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	3,39	2,980	3,71
3		0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	5,03	4,475	3,41
	3,5	0,6	3,110	2,765	2,850	0,368	0,325	6,78	6,000	3,51
4		0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	8,78	7,749	3,60
	4,5	0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406	11,3	10,07	3,41
5		0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	14,2	12,69	3,25
6		1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	20,1	17,89	3,41
8		1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	36,6	32,84	3,17
	(9)	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	48,1	43,78	2,78
10		1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	58,0	52,30	3,03
	(11)	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812	72,3	65,90	2,73
12		1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	84,3	76,25	2,94
	14	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	115	104,7	2,87
16		2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	157	144,1	2,48
	18	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	193	175,1	2,78
20		2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	245	225,2	2,48
	22	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	303	281,5	2,24
24		3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624	353	324,3	2,48
	27	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	459	427,1	2,18
30		3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	561	519,0	2,30
	33	3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894	694	647,2	2,08
36		4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	817	759,3	2,19
	39	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	976	913,0	2,00
42		4,5	39,077	36,477	37,129	2,760	2,436	1121	1045	2,10
	45	4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436	1306	1224	1,95
48		5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706	1473	1377	2,04
	52	5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706	1758	1652	1,87
56		5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977	2030	1905	1,91
	60	5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977	2362	2227	1,78
64		6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,248	2676	2520	1,82
	68	6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,248	3055	2888	1,71

Die Gewindedurchmesser der Reihe 1 sind zu bevorzugen. Die Gewinde in () gehören zu der hier nicht aufgeführten Reihe 3 und sind möglichst zu vermeiden.

¹⁾ Nach DIN 13 T28.

TB 8-8 Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Sechskantschrauben
(Auswahl aus DIN-Normen) Gewindemaße s. TB 8-1



Maße in mm

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
DIN EN ISO DIN EN DIN	4014, 4032 u.a. 475, ISO 272		4014	4014	4017	4014	4014	4032	4035	935	1234	7089, 7090	
Gewinde	Schlüsselweite SW	Eckenmaß	Kopfhöhe	Nennlängenbereich	Nennlängenbereich	Gewindelänge für $l \leq 125$ mm	Gewindelänge für $l > 125$ bis 200 mm	Mutterhöhe Typ 1	Mutterhöhe niedrige Form	Kronenmutter	Splint	Scheiben	
d	s	e	k	$l^{(1)}$	$l^{(1)}$	b	b	$m^{(2)}$	m	h	$d_1 \times l_1$	d_2	s_1
M 3	5,5	6,01	2	20 ... 30	6 ... 30	12	18	2,4	1,8	-	-	7	0,5
M 4	7	7,66	2,8	25 ... 40	8 ... 40	14	20	3,2	2,2	5	1 × 10	9	0,8
M 5	8	8,79	3,5	25 ... 50	10 ... 50	16	22	4,7	2,7	6	1,2 × 12	10	1
M 6	10	11,05	4	30 ... 60	12 ... 60	18	24	5,2	3,2	7,5	1,6 × 14	12	1,6
M 8	13	14,38	5,3	40 ... 80	16 ... 80	22	28	6,8	4	9,5	2 × 16	16	1,6
M10	16	17,77	6,4	45 ... 100	20 ... 100	26	32	8,4	5	12	2,5 × 20	20	2
M12	18	20,03	7,5	50 ... 120	25 ... 120	30	36	10,8	6	15	3,2 × 22	24	2,5
M14	21	23,38	8,8	60 ... 140	30 ... 140	34	40	12,8	7	16	3,2 × 25	28	2,5
M16	24	26,75	10	65 ... 160	30 ... 200	38	44	14,8	8	19	4 × 28	30	3
M20	30	33,53	12,5	80 ... 200	40 ... 200	46	52	18	10	22	4 × 36	37	3
M24	36	39,98	15	90 ... 240	50 ... 200	54	60	21,5	12	27	5 × 40	44	4
M30	46	51,28	18,7	110 ... 300	60 ... 200	66	72	25,6	15	33	6,3 × 50	56	4
M36	55	61,31	22,5	140 ... 360	70 ... 200	-	84	31	18	38	6,3 × 63	66	5

¹⁾ Stufung der Längen l : ... 6 8 10 12 16 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 ... 500.

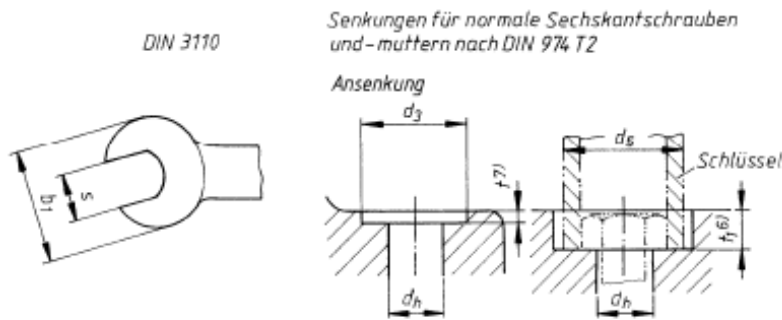
²⁾ Höhere Abstreifbarkeit durch größere Mutterhöhen nach DIN EN ISO 4033 mit $m/d \approx 1$.

³⁾ Übergangsdurchmesser d_a begrenzt den max. Übergang des Radius in die ebene Kopfaufgabe. Nach DIN 267 T2 gilt allgemein für die Produktklassen $A(m)$ und $B(mg)$ bis M18: $d_a =$ Durchgangsloch „mittel“ + 0,2 mm und für M20 bis M39: $d_a =$ Durchgangsloch „mittel“ + 0,4 mm. Für die Produktklasse $C(g)$ gelten die gleichen Formeln mit Durchgangsloch „grob“.

⁴⁾ Für Schrauben der hauptsächlich verwendeten Produktklasse $A(m)$ Reihe „mittel“ ausführen, damit $d_h \approx d_a$.

Abbildung .4: Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Sechskantschrauben, Quelle: TB 8-8 Roloff/Matek,

TB 8-8 Fortsetzung



DIN 3110

Senkungen für normale Sechskantschrauben und -muttern nach DIN 974 T2

Ansenkung

15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	
20273				76	3129	3110	974T2					DIN EN ISO DIN EN DIN
Durchgangsloch ⁴⁾ Reihe			Kopf- bzw. Mutterauflagefläche in mm ²	Grundlochüberhang (Regel)	Steckschlüsseleinsatz Außendurchmesser	Maulschlüsselbreite	Reihe 1	Reihe 2	Reihe 3	für Schrauben ISO 4014 und ISO 4017 ohne Unterlegteile	für Muttern ISO 4032 und ISO 4035 ohne Unterlegteile und Gewindeüberstand	Gewinde
fein	mittel	grob					für Steckschlüssel, Steckschlüsseleinsätze nach DIN 3124	für gekröpfte Ringschlüssel, Steckschlüsseleinsätze nach DIN 3129	für Ansenkungen bei beengten Raumverhältnissen			
d_h	d_h	d_h					A_p ⁵⁾	e_1	d_5			
3,2	3,4	3,6	7,5	2,8	9,7	19	11	11	9	2,6	2,8	M 3
4,3	4,5	4,8	11,4	3,8	12,8	20	13	15	10	3,4	3,6	M 4
5,3	5,5	5,8	13,6	4,2	15,3	22	15	18	11	4,1	5,1	M 5
6,4	6,6	7	28	5,1	17,8	27	18	20	13	4,6	5,6	M 6
8,4	9	10	42	6,2	21,5	34	24	26	18	6,1	7,4	M 8
10,5	11	12	72,3	7,3	27,5	38	28	33	22	7,3	9	M10
13	13,5	14,5	73,2	8,3	32,4	44	33	36	26	8,4	11,4	M12
15	15,5	16,5	113	9,3	36,1	49	36	43	30	9,7	13,4	M14
17	17,5	18,5	157	9,3	42,9	56	40	46	33	10,9	15,4	M16
21	22	24	244	11,2	50,4	66	46	54	40	13,4	18,4	M20
25	26	28	356	13,1	64,2	80	58	73	48	16,1	22,3	M24
31	33	35	576	15,2	76,7	96	73	82	61	20,1	26,6	M30
37	39	42	856	16,8	87,9	-	82	93	73	23,9	32	M36

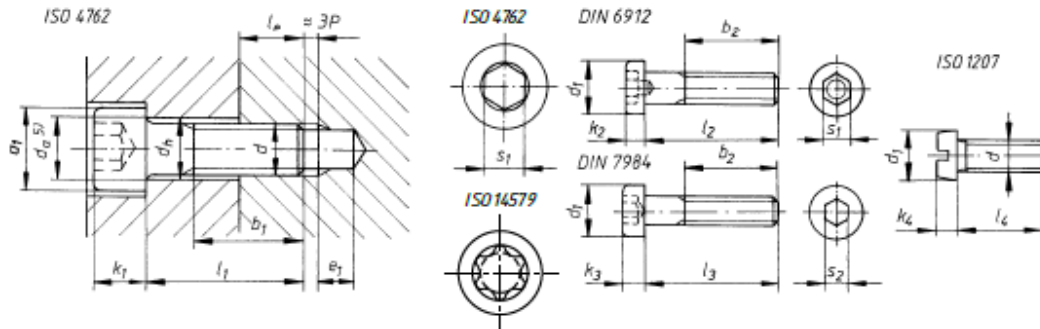
⁵⁾ Ringförmige Auflagefläche ermittelt mit dem Minstdurchmesser d_w der Auflagefläche und dem Durchgangsloch Reihe „mittel“. Evtl. Anfasung des Durchgangsloches abziehen!

⁶⁾ Die Senktiefe für bündigen Abschluss ergibt sich aus der Summe der Maximalwerte von Kopfhöhe der Schraube und Höhe der Unterlegteile sowie einer Zugabe von: 0,4 mm für M3 bis M6; 0,6 mm für M8 bis M20; 0,8 mm für M24 bis M27 und 1,0 mm ab M30.

Die Senktiefe auf der Mutterseite ist unter Einbeziehung des Überstandes des Schraubenendes in geeigneter Weise festzulegen.

⁷⁾ t braucht nicht größer zu sein, als zur Herstellung einer spanend erzeugten und rechtwinklig zur Achse des Durchgangsloches stehenden Kreisfläche notwendig ist.

TB 8-9 Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Zylinder- und Senkschrauben (Auswahl aus DIN-Normen) Gewindemaße s. TB 8-1. Maße für Sechskantmutter, Scheiben und Durchgangslöcher s. TB 8-8



Maße in mm

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16			
DIN EN ISO		4762			1207	4762		¹¹⁾	4762			1207	4762 10642		4762			
DIN			6912	7984		6912	7984			6912	7984			6912 7984	6912			
Gewinde	Kopfdurchmesser	Kopfhöhe				Schlüsselweite			Nennlängenbereich ¹⁾							Gewindelänge	Gewindelänge für $l \leq 125$	Kopfauf­fläche in mm ²
		d_1	k_1	k_2	k_3	k_4	s_1	s_2	Nr.	l_1	l_2	l_3	l_4	b_1	$b_2^{2)}$			
M 3	5,5	3		2	2	2,5	2	10	5 ... 30		5 ... 20	4 ... 30	18	12	11,1			
M 4	7	4	2,8	2,8	2,6	3	2,5	20	6 ... 40	10 ... 50	6 ... 25	5 ... 40	20	14	17,6			
M 5	8,5	5	3,5	3,5	3,3	4	3	25	8 ... 50	10 ... 60	8 ... 30	6 ... 50	22	16	26,9			
M 6	10	6	4	4	3,9	5	4	30	10 ... 60	10 ... 70	10 ... 40	8 ... 60	24	18	34,9			
M 8	13	8	5	5	5	6	5	45	12 ... 80	12 ... 80	12 ... 80	10 ... 80	28	22	55,8			
M10	16	10	6,5	6	6	8	7	50	16 ... 100	16 ... 90	16 ... 100	12 ... 80	32	26	89,5			
M12	18	12	7,5	7	—	10	8	55	20 ... 120	16 ... 100	20 ... 80	—	36	30	90			
M14	21	14	8,5	8	—	12	10	60	25 ... 140	20 ... 120	30 ... 80	—	40	34	131			
M16	24	16	10	9	—	14	12	70	25 ... 160	20 ... 140	30 ... 80	—	44	38	181			
M20	30	20	12	11	—	17	14	90	30 ... 200	30 ... 180	30 ... 100	—	52	46	274			
M24	36	24	14	13	—	19	17	—	35 ... 200	60 ... 200	40 ... 100	—	60	54	421			
M30	45	30	17,5	—	—	22	—	—	40 ... 200	70 ... 200	—	—	72	66	638			

¹⁾ Stufung der zu bevorzugenden Längen, in () nur für DIN EN ISO 4762, DIN 7984, DIN EN ISO 1207 und DIN EN ISO 2009: 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 30 35 40 (45) 50 (55) 60 (65 nur DIN EN ISO 4762) 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 180 200, über $l = 200$ mm dann weiter von 20 zu 20.

²⁾ Für $l > 125$ bis 200: $b_2 = 2d + 12$, für $l > 200$: $b_2 = 2d + 25$.

³⁾ Ringförmige Auflagefläche ermittelt mit dem Mindestauflagedurchmesser des Kopfes und Durchgangsloch Reihe „mittel“. Lochanfasung ggf. abziehen!

⁴⁾ Bis zu den Längen in () werden die Senkschrauben mit Gewinde bis Kopf gefertigt.

⁵⁾ s. TB 8-8 unter ³⁾.

⁶⁾ Ausführung „mittel“ (m) für Durchgangslöcher Reihe „mittel“, für $s \leq t_1$ ist das Anschluss­teil ggf. nachzusenden.

⁷⁾ s. TB 8-8 unter ⁴⁾.

⁸⁾ Reihe 1: Schrauben nach DIN EN ISO 1207, DIN EN ISO 4762, DIN 6912, DIN 7984, DIN EN ISO 14579 und DIN EN ISO 14580 ohne Unterlegteile;

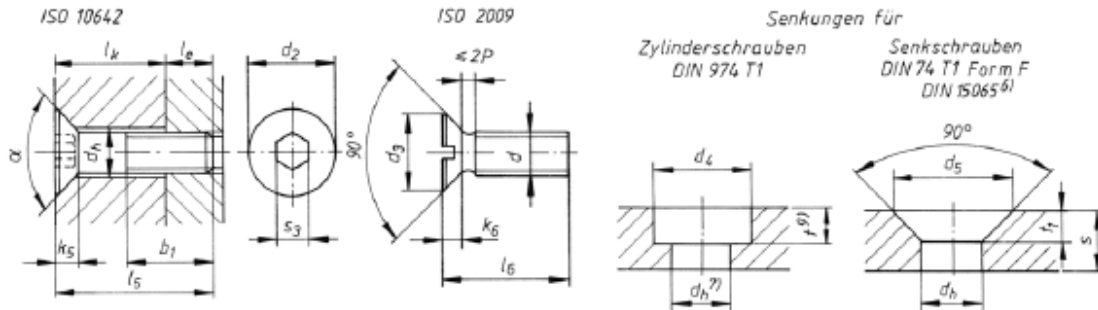
Reihe 4: Schrauben mit Zylinderkopf und Scheiben DIN EN ISO 7092 und DIN EN ISO 10673 Form S;

Reihe 5: Schrauben mit Zylinderkopf und Scheiben DIN EN ISO 7089, DIN EN ISO 7090 und DIN EN ISO 10673 Form S;

Reihe 6: Schrauben mit Zylinderkopf und Spannscheiben DIN 6796 und DIN 6908.

Abbildung .6: Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Zylinder- und Senkschrauben, Quelle: TB 8-9 Roloff/Matek, 2015

TB 8-9 Fortsetzung



17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	
10 642	2009	10642	2009	10642	10642	2009	974T1				15065	74T1	15065	74T1	DIN EN ISO DIN
Kopfdurchmesser		Kopfhöhe		Schlüsselweite	Nennlängenbereich ¹⁾⁴⁾		Senkdurchmesser ⁸⁾				für DIN EN ISO 2009 ¹⁰⁾	für DIN EN ISO 10642	für DIN EN ISO 2009	für DIN EN ISO 10642	Gewinde
							Reihe 1	Reihe 4	Reihe 5	Reihe 6					
d_2	d_3	k_5	k_6	s_3	l_5	l_6	d_4	d_4	d_4	d_4	d_5	d_5	$\approx l_1$	$\approx l_1$	d
6,72	5,5	1,86	1,65	2	8 ... 30 (25)	5 ... 30 (30)	6,5	7	9	8	6,3	7,5	1,6	1,8	M3
8,96	8,4	2,48	2,7	2,5	8 ... 40 (25)	6 ... 40 (40)	8	9	10	10	9,4	10	2,6	2,4	M4
11,2	9,3	3,1	2,7	3	8 ... 50 (30)	8 ... 50 (45)	10	11	13	13	10,4	12,5	2,6	3,1	M5
13,44	11,3	3,72	3,3	4	8 ... 60 (35)	8 ... 60 (45)	11	13	15	15	12,6	14,5	3,1	3,6	M6
17,92	15,8	4,96	4,65	5	10 ... 80 (45)	10 ... 80 (45)	15	16	18	20	17,3	19	4,3	4,6	M8
22,4	18,3	6,2	5	6	12 ... 100 (50)	12 ... 80 (45)	18	20	24	24	20	23,5	4,7	6	M10
26,88	—	7,44	—	8	20 ... 100 (60)	—	20	24	26	33	—	28	—	7	M12
—	—	8,4	—	—	25 ... 100 (65)	—	24	26	30	40	—	32	—	8	M14
33,6	—	8,8	—	10	30 ... 100 (70)	—	26	30	33	43	—	35	—	8,5	M16
40,32	—	10,16	—	12	35 ... 100 (90)	—	33	36	40	48	—	41,5	—	9,5	M20
—	—	—	—	—	—	—	40	43	48	58	—	—	—	—	M24
—	—	—	—	—	—	—	50	54	61	73	—	—	—	—	M30

⁹⁾ s. TB 8-8 unter ⁶⁾.

¹⁰⁾ auch für DIN EN ISO 2010, 1482, 1483, 7046, 7047, 7050, 7051, 14584, 14586, 14587, 15482, 15483

¹¹⁾ DIN EN ISO 14 579: Die Abmessungen der Innensechsrundschrauben (Torx-Schrauben) sind identisch mit DIN EN ISO 4762, bis auf die Abmessungen des Innensechsrund, s. DIN EN ISO 10664.

Abbildung 7: Konstruktionsmaße für Verbindungen mit Zylinder- und Senkschrauben, Quelle: TB 8-9 Roloff/Matek, 2015

TB 8-14 Spannkraft F_{sp} und Spannungsmomente M_{sp} für Schaft- und Dehnschrauben bei verschiedenen Gesamtreibungszahlen μ_{ges} ¹⁾

Regel- bzw. Feingewinde	μ_{ges} = μ_G = μ_K	Schaftschrauben						Dehnschrauben ($d_T \approx 0,9 d_3$)					
		Spannkraft F_{sp} in kN			Spannungsmoment M_{sp} in Nm			Spannkraft F_{sp} in kN			Spannungsmoment M_{sp} in Nm		
		bei Festigkeitsklasse ²⁾						bei Festigkeitsklasse ¹⁾					
		8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9
M5	0,08	7,6	11,1	13,0	4,4	6,5	7,6	5,3	7,8	9,1	3,1	4,5	5,3
	0,10	7,4	10,8	12,7	5,2	7,6	8,9	5,1	7,6	8,9	3,6	5,3	6,2
	0,12	7,2	10,6	12,4	5,9	8,6	10,0	5,0	7,3	8,6	4,1	6,0	7,0
	0,14	7,0	10,3	12,0	6,5	9,5	11,2	4,8	7,1	8,3	4,5	6,6	7,7
M6	0,08	10,7	15,7	18,4	7,7	11,3	13,2	7,5	11,0	12,9	5,4	7,9	9,2
	0,10	10,4	15,3	17,9	9,0	13,2	15,4	7,3	10,7	12,5	6,2	9,1	10,7
	0,12	10,2	14,9	17,5	10,1	14,9	17,4	7,0	10,3	12,1	7,0	10,3	12,0
	0,14	9,9	14,5	17,0	11,3	16,5	19,3	6,8	9,9	11,6	7,7	11,3	13,2
M8	0,08	19,5	28,7	33,6	18,5	27,2	31,8	13,8	20,3	23,8	13,1	19,2	22,5
	0,10	19,1	28,0	32,8	21,3	31,8	37,2	13,4	19,7	23,1	15,2	22,3	26,1
	0,12	18,6	27,3	32,0	24,6	36,1	42,2	13,0	19,1	22,3	17,1	25,2	29,5
	0,14	18,1	26,6	31,1	27,3	40,1	46,9	12,5	18,4	21,5	18,9	27,8	32,5
M8 × 1	0,08	21,2	31,1	36,4	19,3	28,4	33,2	15,5	22,7	26,6	14,1	20,7	24,3
	0,10	20,7	30,4	35,6	22,8	33,5	39,2	15,0	22,1	25,8	16,6	24,3	28,5
	0,12	20,2	29,7	34,7	26,1	38,3	44,9	14,6	21,4	25,1	18,8	27,7	32,4
	0,14	19,7	28,9	33,9	29,2	42,8	50,1	14,1	20,7	24,3	20,9	30,7	35,9
M10	0,08	31,0	45,6	53,3	35,9	52,7	61,7	22,1	32,5	38,0	25,6	37,6	44,0
	0,10	30,3	44,5	52,1	42,1	61,8	72,3	21,5	31,5	36,9	29,8	43,7	51,2
	0,12	29,6	43,4	50,8	47,8	70,2	82,2	20,8	30,5	35,7	33,6	49,4	57,8
	0,14	28,8	42,3	49,5	53,2	78,1	91,3	20,1	29,5	34,6	37,1	54,5	63,8
M10 × 1,25	0,08	33,1	48,6	56,8	37,2	54,6	63,9	24,2	35,5	41,5	27,2	39,9	46,7
	0,10	32,4	47,5	55,6	43,9	64,5	75,4	23,5	34,5	40,4	31,9	46,8	54,8
	0,12	31,6	46,4	54,3	50,2	73,7	86,2	22,8	33,5	39,2	36,2	53,2	62,2
	0,14	30,8	45,2	53,0	56,0	82,3	96,3	22,1	32,4	37,9	40,2	59,0	69,0
M12	0,08	45,2	66,3	77,6	62,7	92,0	108	32,3	47,5	55,6	44,9	65,9	77,1
	0,10	44,1	64,9	75,9	73,5	108	126	31,4	46,1	54,0	52,3	76,8	89,8
	0,12	43,1	63,3	74,1	83,6	123	144	30,4	44,7	52,3	59,1	86,8	102
	0,14	41,9	61,6	72,1	93,1	137	160	29,4	43,1	50,6	65,3	95,9	112
M12 × 1,25	0,08	50,1	73,6	86,2	66,3	97,4	114	37,3	54,8	64,1	49,4	72,5	84,8
	0,10	49,1	72,1	84,4	78,8	116	135	36,4	53,4	62,5	52,3	85,6	100
	0,12	48,0	70,5	82,5	90,5	133	155	35,3	51,9	60,7	66,6	97,8	114
	0,14	46,8	68,8	80,5	101	149	174	34,2	50,3	58,9	74,2	109	127
M14	0,08	62,0	91,0	106	99,6	146	171	44,5	65,3	76,4	71,5	105	123
	0,10	60,6	88,9	104	117	172	201	43,2	63,4	74,2	83,4	122	143
	0,12	59,1	86,7	101	133	195	229	41,8	61,4	71,9	94,3	138	162
	0,14	57,5	84,4	98,8	148	218	255	40,4	59,4	69,5	104	153	179
M16	0,08	84,7	124	145	153	224	262	61,8	90,8	106	111	164	191
	0,10	82,9	122	142	180	264	309	60,1	88,3	103	131	192	225
	0,12	80,9	119	139	206	302	354	58,3	85,7	100	148	218	255
	0,14	78,8	116	135	230	338	395	56,5	82,9	97,0	165	242	283
M16 × 1,5	0,08	91,4	134	157	159	233	273	68,6	101	118	119	175	205
	0,10	89,6	132	154	189	278	325	66,9	98,3	115	141	207	243
	0,12	87,6	129	151	218	320	374	65,1	95,6	112	162	238	278
	0,14	85,5	125	147	244	359	420	63,1	92,7	108	181	265	310
M20	0,08	136	194	227	308	438	513	100	142	166	225	320	375
	0,10	134	190	223	363	517	605	97	138	162	264	376	440
	0,12	130	186	217	415	592	692	94	134	157	300	427	499
	0,14	127	181	212	464	661	773	91	130	152	332	473	554
M20 × 1,5	0,08	154	219	257	327	466	545	117	167	196	249	355	416
	0,10	151	215	252	392	558	653	115	163	191	298	424	496
	0,12	148	211	246	454	646	756	112	159	186	342	488	571
	0,14	144	206	241	511	728	852	108	154	181	384	547	640
M24	0,08	196	280	327	529	754	882	143	204	239	387	551	644
	0,10	192	274	320	625	890	1041	140	199	233	454	646	756
	0,12	188	267	313	714	1017	1190	135	193	226	515	734	859
	0,14	183	260	305	798	1136	1329	131	187	218	572	814	953
M24 × 2	0,08	217	310	362	557	793	928	165	235	274	422	601	703
	0,10	213	304	355	666	949	1110	161	229	268	502	715	837
	0,12	209	297	348	769	1095	1282	156	223	261	576	821	961
	0,14	204	290	339	865	1232	1442	152	216	253	645	919	1075

¹⁾ Die Tabellenwerte gelten für eine 90%ige Ausnutzung der Mindestdehngrenze. Für andere Ausnutzungsgrade ν sind die Werte mit $\nu/0,9$ zu multiplizieren.

²⁾ Für Schrauben anderer Festigkeitsklassen sind die Tabellenwerte im Verhältnis der Streck- bzw. 0,2%-Dehngrenzen proportional umzurechnen.

Literatur

- Johann Schabelreiter Horst Jöbstl, Roland Steinbauer (2013). »Mastaufbau insbesondere für eine Autobetonpumpe«. AT511833A4 (siehe S. 2).
- Kriegl Daniel, Dipl.Ing (2018). »Inbetriebnahme- und Regelungskonzept eines zyklengesteuerten Hydraulikmotors«. Masterarbeit. Technische Universität Graz, Institut für Fertigungstechnik (siehe S. 4, 5).
- Roloff/Matek (2015). *Maschinenelemente* (siehe S. 1, 17, 19–24, 26–39, 45–61, 63, 68–74).
- Schwing GmbH (2019). *Autobetonpumpe S36 X*. URL: https://www.schwing-stetter.com/produkte/autobetonpumpen.html?tx_productfilter_mzdosp%5BaBProduct%5D=5&tx_productfilter_mzdosp%5Baction%5D=show&tx_productfilter_mzdosp%5Bcontroller%5D=ABProduct&cHash=4ec5780e33628c726da4462cd03d08b2 (siehe S. 1, 2).
- SKF-Gruppe (2019). *Fluid-Power-Dichtungen*. URL: <https://www.skf.com/at/products/seals/industrial-seals/machined-seals/fluid-power-seals/index.html> (siehe S. 40–42).
- Ulbing, Manuel (2016). »Entwicklung und Erprobung des Regelungskonzeptes eines Hydraulikmotors«. Masterarbeit. Technische Universität Graz, Institut für Fertigungstechnik (siehe S. 1, 2, 6).