

1 Einführung

Bei einem Großteil der technischen Produkte werden die Bauteile und Komponenten mit Schraubenverbindungen gefügt. Besonders wichtig ist hierbei, dass diese Verbindung sich sehr gut zur Montage und Demontage von Bauteilen aus gleichen oder ungleichen Werkstoffgruppen eignet. Bei modular aufgebauten Systemen, die meist aus unterschiedlichen Lieferketten stammen, werden Verschraubungen als selbstverständlich angesehen. Für ein Mittelklassefahrzeug werden zum Beispiel ungefähr 3000 Schraubenverbindungen benötigt. In vielen Fällen werden ein geringer Bauraum und ein geringes Gewicht angestrebt, was dann zu einer hohen Beanspruchung der Verbindung führt. Bei sicherheitsrelevanten Bauteilen werden daher hohe Qualitätsmaßstäbe angesetzt.

Im privaten und beruflichen Alltag sehen viele Menschen eine große Zahl von Schraubenverbindungen und erkennen meist nicht alle notwendigen Zusammenhänge und Arbeitsschritte, die zu einer gut funktionierenden Verbindung führen. Auch Studierende des Maschinenbaus sind oft überrascht, wie viele Details bei einer hochbeanspruchten Schraubenverbindung beachtet werden sollten.

Schließlich handelt es sich hier um Bauteile mit scharfen Kerben und Kraftumlenkungen sowie oft um Bauteile aus unterschiedlichen Werkstoffen. Daraus folgen unterschiedliche Spannungen und Verformungen. Darüber hinaus gibt es oberflächennahe Effekte (Reibung) und lokale plastische Verformung (Setzen). Bei der Belastung durch eine Betriebskraft muss zudem die montierte, also vorgespannte Verbindung als Federsystem berechnet werden.

In den folgenden Abschnitten werden zunächst die Ziele des Buches definiert. Zur Begriffsklärung werden einige Bauteile vorgestellt und danach einige Anforderungen und Eigenschaften beschrieben. Schließlich erfolgt die Übersicht der Themen der folgenden Kapitel, so dass ein Direkteinstieg in ein Thema erleichtert wird. Hierbei werden in den weiteren Kapiteln sinnvolle Vereinfachungen durchgeführt, um wesentliche Zusammenhänge transparent darzustellen und praxistaugliche Entscheidungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

Dieses Buch soll Theorie und Praxis verbinden und Studierende, Techniker, Ingenieure in anwendungsfreundlicher Form unterstützen. Einzelne Themenfelder werden in Expertenbeiträgen näher beleuchtet.

1.1 Ziele und Ausrichtung des Buches

In diesem Buch sollen die wesentlichen Zusammenhänge bei der Betrachtung von Schraubenverbindungen dargestellt werden. Die Kapitel folgen deswegen einem grundsätzlich gleichbleibenden Aufbau:

- Wiederholen der Grundlagen
- Erkennen der Prinzipien
- Formulieren der Zusammenhänge in Formeln
- Analysieren der Eigenschaften
- Berechnen von Beispielen
- Überprüfen der Ergebnisse
- Diskutieren der nächsten Schritte

Da die Leserinnen und Leser dieses Buches voraussichtlich sehr unterschiedliche Vorkenntnisse zur Theorie und Praxis besitzen, sind die folgenden Kapitel in einem didaktisch sinnvoll angelegten Weg angeordnet. Hierbei sind an mehreren Stellen Vereinfachungen notwendig sowie eine Auswahl von Fallbeispielen. Für deutlich komplexere Fälle sind dann spezielle Kapitel vorgesehen oder es wird auf weiterführende Ansätze im Anhang oder in der Literatur verwiesen. Ein weiterer Schwerpunkt besteht in Arbeitsschritten, die sich an hilfreichen Vereinfachungen und an einer praxisnahen Komplexität orientieren.

Die Auswahl, Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen kann in unterschiedlichen «Aufwandsklassen» erfolgen. So können Schraubenverbindungen, die deutlich überdimensioniert werden dürfen, in vielen Fällen mit relativ geringem Aufwand konstruiert werden. Bei einer notwendigen Volumen- und Gewichtsoptimierung ist die Konstruktion von hochbeanspruchten Verbindungen meist deutlich komplizierter als erwartet. Richtlinien wie VDI 2230 sind dabei sehr hilfreich, allerdings auch sehr umfangreich.

Ein weiterer Schwerpunkt dieses Buches besteht darin, unterschiedliche Verfahren zur Auslegung und Berechnung zu besprechen. Darüber hinaus werden hilfreiche Arbeitsschritte vorgestellt, die zur gut funktionierenden Verbindung führen.

Besonders wichtig ist hierbei die enge Verknüpfung von Theorie und Praxis. Insgesamt soll dieses Buch als ein hilfreiches Werkzeug dienen, insbesondere für Studierende, Techniker, Ingenieure sowie für alle, die sich für Schraubenverbindungen interessieren.

1.2 Bauteile einer Schraubenverbindung

Zur Klärung einiger häufig verwendeter Begriffe werden hier zunächst die Bauteile einer typischen Schraubenverbindung grob beschrieben. Das Bild 1.1 zeigt eine Durchsteckschraubenverbindung (DSV).

Die jeweils durchgehenden Bohrungen der Platte 1 (obere Platte) und der Platte 2 (untere Platte) ermöglichen das Durchstecken der Schraube. Durch die Vormontage der Unterlegscheibe und der Sechskantmutter und schließlich durch das Festdrehen (Anziehen) der Mutter erfolgt ein Zusammendrücken der Platten und damit eine kraftschlüssige Verbindung zwischen den Platten.

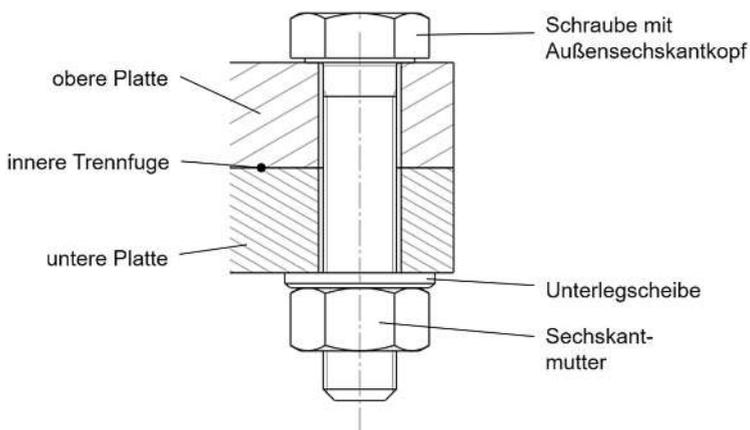


Bild 1.1 Bauteile einer typischen Durchsteckschraubenverbindung (DSV)

Somit erfolgt eine Druckbelastung zwischen der Mutter und der Scheibe, zwischen der Scheibe und der unteren Platte, in der inneren Trennfuge (zwischen den Platten) sowie zwischen der oberen Platte und dem Schraubenkopf. Damit die gewünschte Druckkraft (als Klemmkraft in der inneren Trennfuge) zwischen den Platten aufgebracht werden kann, muss die Schraube eine Zugkraft aufnehmen.

Eine weitere typische Schraubenverbindung ist die Einschraubverbindung (ESV), bei der die Schraube in das Gewinde der unteren Platte geschraubt wird. Bild 1.2 zeigt hierzu zwei typische Varianten.

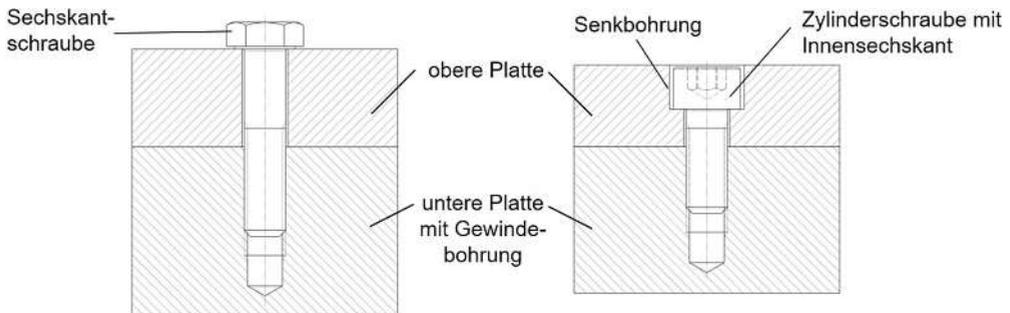


Bild 1.2 Typische Varianten einer Einschraubverbindung

Die Kräfte und Verformungen werden in den Kapiteln 2, 5, 6 und 7 ausführlich erläutert. Die Montage der Verbindung mit dem Anziehen wird in Kapitel 8 und 9 diskutiert.

1.3 Anforderungen an eine Schraubenverbindung

Die Auswahl einer Schraubenverbindung beruht auf unterschiedlichen Anforderungen und Eigenschaften.

Wird zunächst die grundsätzliche Konstruktionsaufgabe betrachtet, so geht es darum,

- zwei Bauteile (oder mehrere Bauteile) miteinander zu verbinden,
- eine spielfreie Verbindung herzustellen (also die Bauteile so zu verbinden, dass sie frei von Relativbewegungen sind),
- eine zerstörungsfreie Demontage und erneute Montage zu ermöglichen,
- eine Klemmkraft zu erzeugen und dauerhaft zu halten,
- den Reibungseffekt zu nutzen.

Daraus entstehen verschiedene Anforderungen, abhängig von den speziellen Anforderungen eines Projekts. Einige davon sind:

- Verwendung von genormten und handelsüblichen Elementen
- Nutzung üblicher Werkzeuge
- Verwendung auch unterschiedlicher Werkstoffgruppen
- Berechenbarkeit der Belastungen und Beanspruchungen nach Richtlinien
- Gestaltung nach Richtlinien
- fertigungstechnisch einfache Vorbereitung der Bauteile
- reproduzierbare Montage

- zügige Montage (innerhalb der Taktzeiten)
- Robustheit auch bei Fertigungstoleranzen
- Betriebssicherheit, auch bei dynamischer Belastung
- Funktionsicherheit über Lebensdauer
- Nachhaltigkeit durch Demontage und damit auch Werkstofftrennung

Aus Sicht der **Konstruktion** sind meist die Berechnung und Gestaltung, die wirtschaftliche Fertigung und der sichere Betrieb beim Kunden wesentlich. Aspekte zur Nachhaltigkeit gewinnen hierbei immer mehr an Bedeutung.

1.4 Ausgewählte Eigenschaften von Schraubenverbindungen

Um die zahlreichen Anforderungen zu erfüllen, müssen die Verbindungen und deren Einzelteile spezielle Eigenschaften haben.

Grundsätzlich kann eine Verbindung in verschiedenen Phasen betrachtet und analysiert werden:

- Auswählen und Konzipieren der Verbindung
- Berechnen und Gestalten der Verbindung
- Durchführen und Auswerten von begleitenden Vorversuchen
- Produzieren und Bereitstellen der Bauteile und Verbindungselemente
- Fügen der Verbindung, insbesondere Erzeugen der Vorspannkraft
- Messen und Überprüfen der Vorspannkraft
- Erhalten der Vorspannkraft und weiterer Funktionseigenschaften
- Aufnehmen und Übertragen der Betriebslasten
- Lösen der Verbindung zur zerstörungsfreien Demontage

Für jede dieser Aufgaben sind spezielle Eigenschaften der Verbindungen und detaillierte Informationen darüber erforderlich. Je nach Aufgabe sind bestimmte Eigenschaften besonders wichtig und teilweise auch konkurrierend. Beispielsweise ist in der Trennfuge zwischen den Platten eine hohe Reibungszahl günstig. Unter der Kopfauflage hingegen ist eine hohe Reibungszahl zumindest beim Anziehen meist nicht gewünscht. Im Betrieb mit Schwingungen ist dagegen eine große Reibung unter der Kopfauflage durchaus günstig, da diese ein ungewolltes Losdrehen verhindert.

Insgesamt muss das Zusammenwirken dieser Eigenschaften schließlich einen gelungenen Kompromiss darstellen. In vielen Fällen gelingt das gut mit Verbindungen, die standardisierte Elemente, Oberflächen, Werkstoffeigenschaften besitzen. In den Kapiteln des Buches werden verschiedene Eigenschaften vorgestellt und deren Wirkung auf die gesamte Verbindung erklärt. Damit werden Berechnungsschritte und deren Ergebnisse klarer und Verbesserungsansätze offensichtlicher.

1.5 Aufbau und Inhalt des Buches

Dieses Buch umfasst im Hauptteil 10 Kapitel, in denen die Grundlagen, die Zusammenhänge sowie die Berechnung und Gestaltung vermittelt werden. Bild 1.3 zeigt diese Buchkapitel und wesentliche Stichworte.

1	Einführung	
2	Grundlagen	Technische Mechanik, Gewinde
3	Normen, Richtlinien	DIN, ISO, Liefervorschriften, VDI
4	Werkstoffe, Fertigung	R_m , $R_{p0,2}$, 10.9, Umformen, Beschichten
5	Belastungen, Beanspruchungen	Kräfte, Spannungen, Verspannungsschaubild
6	Berechnung in Rechenschritten	VDI 2230, R0...R13,
7	Tragfähigkeit	Einflüsse und Maßnahmen
8	Montage	Anziehungsfaktor α_A , Reibwerte
9	Montageprüfung	Weiterdrehmoment, Messungen
10	Zusammenfassung, Ausblick	

Bild 1.3 Kapitel und Stichworte

In den folgenden Kapiteln 2, 3 und 4 werden Grundlagen, Normen und Richtlinien sowie Themen zu Werkstoffen und zur Fertigung behandelt. Dies beinhaltet auch eine für Schraubenverbindungen relevante Auffrischung von Studieninhalten.

Die anschließenden Kapitel 5 bis 7 behandeln typische Kernthemen zur Berechnung von Schraubenverbindungen.

Die Kapitel 8 und 9 vertiefen wichtige Themen zur Montage.

Im zusammenfassenden Kapitel 10 werden wesentliche Zusammenhänge wiederholt und ein Ausblick gegeben.

Für einen umfassenden Einblick wird empfohlen, die Kapitel in dieser Reihenfolge zu lesen. Grundsätzlich ist allerdings auch Direkteinstieg in die einzelnen Kapitel möglich.

Im zweiten Teil des Buches werden in 9 Expertenbeiträgen besonders relevante Themen aus der Praxis behandelt. In Bild 1.4 sind diese Expertenbeiträge in Stichworten dargestellt.

- 1 Berechnung von Schraubenverbindungen mit FEM
- 2 Messung der Vorspannkraft – Verfahren und Techniken
- 3 Auslegung innermotorischer Verschraubungen
- 4 Drehwinkel in der Schraubtechnik
- 5 Prüfung von Schraubenverbindungen
- 6 Wasserstoffinduzierter Sprödbruch
- 7 Große Schraubenverbindungen – thermischer Maschinen- & Anlagenbau
- 8 Gewindefurchende Schraubenverbindungen
- 9 Elektrische Kontaktverschraubungen

Bild 1.4 Expertenbeiträge in Stichworten

Die Autoren dieser Beiträge sind bereits seit vielen Jahren im regen Austausch mit Industrie, Gremien und Wissenschaft tätig.

In den Beiträgen 1 und 5 werden Aspekte zur Berechnung mit der Finiten Elemente Methode (FEM) zur Prüfung von Schraubenverbindungen behandelt. Bei den Beiträgen 2 und 4 werden für die präzise Montage die Messung der Vorspannkraft insbesondere mit Ultraschall sowie die Anwendung des Drehwinkels in der Schraubtechnik erläutert. Die Beiträge 3 und 7 geben einen Einblick in den Motorenbau für Fahrzeuge und den thermischen Maschinenbau und Anlagenbau. Das sicherheitsrelevante Thema Wasserstoffversprödung bei hochbeanspruchten Schrauben wird im Beitrag 6 behandelt. Bei den gewindefurchenden Schraubenverbindungen, die der Beitrag 8 vorstellt, werden auch kostengünstige Lösungen erörtert. Der Beitrag 9 umfasst schließlich elektrische Kontaktverschraubungen, die mit zunehmender Elektromobilität enorm an Bedeutung gewonnen haben und zukünftig noch bedeutender werden.

Die Expertenbeiträge behandeln abgeschlossene Themengebiete und können in beliebiger Reihenfolge gelesen werden.

2 Grundlagen

Für die nähere Diskussion von Wirkmechanismen in Schraubenverbindungen werden einige Grundlagen benötigt, die sicherlich aus dem ersten Studienjahr bekannt sind, allerdings nicht immer im täglichen Arbeitsalltag geläufig sind. Die Wiederholung dieser ausgewählten Grundlagen sowie die kurze Betrachtung im Zusammenhang mit Schraubenverbindungen sollen auf die späteren Buchkapitel vorbereiten.

2.1 Grundlagen der Technischen Mechanik

In einer Schraubenverbindung sind mehrere physikalische Effekte insbesondere aus der technischen Mechanik relevant. Diese Effekte werden auf den nächsten Seiten anhand von anschaulichen und vereinfachten Beispielen erläutert. Da hierbei meist sehr einfache Geometrien verwendet werden, wird auf eine allgemeingültige Schreibweise in Vektoren verzichtet. Weiterhin werden meist Bauteile und Kräfte gleichzeitig dargestellt und keine zusätzlichen Freischnitte verwendet. Zur Veranschaulichung dienen schließlich einige einfache Berechnungsbeispiele.

2.1.1 Coulomb'scher Reibungseffekt

Es liegt nach Bild 2.1 (links) ein Festkörper mit der Masse m auf einer Unterlage auf.

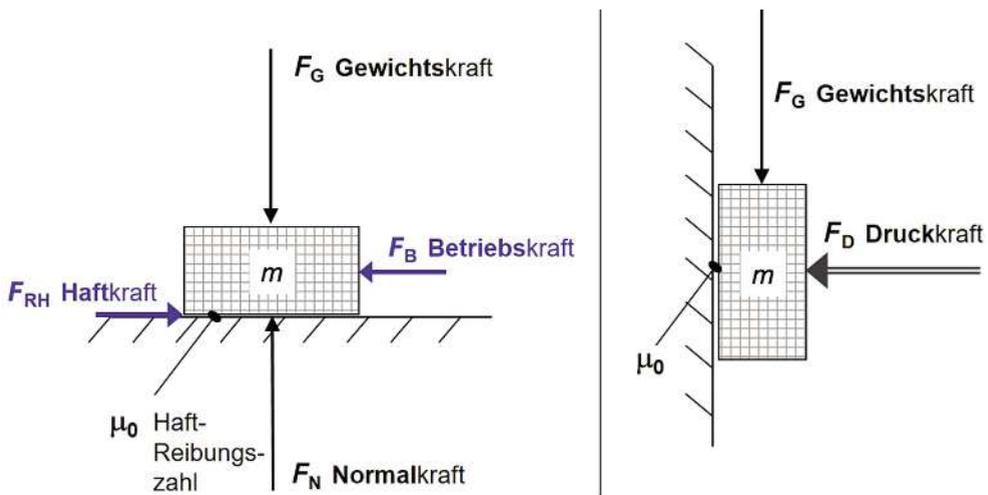


Bild 2.1 Haftkraft als Reaktionskraft

Durch die vertikal wirkende Gewichtskraft F_G wird der Festkörper auf die Unterlage gedrückt, und die Normalkraft F_N wirkt als Reaktionskraft entgegengesetzt. Für das Kontaktflächenpaar (zwischen dem Festkörper und der Unterlage) können die rauen Oberflächen und Werkstoffeigenschaften durch Reibungszahlen beschrieben werden.

Aus dieser Normalkraft F_N und der Reibungszahl μ_0 für Haftung (auch Haftreibung) entsteht nun eine Haftkraft F_{RH} , die einer Betriebskraft F_B in horizontaler Richtung entgegenwirkt. Der

Festkörper haftet auf der Unterlage. Die Haftkraft $F_{RH \max}$, die maximal entgegen der Betriebskraft F_B wirken kann, berechnet sich wie folgt:

$$|F_{RH \max}| = |\mu_0 \cdot F_N| \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Hinweise zur Gleichung 2.1: Durch die Schreibweise im Betrag wird deutlich, dass die maximale Haftkraft als Reaktionskraft auch in beliebige horizontale Richtungen entgegen der Betriebskraft wirken kann. Die Haftreibungszahl μ_0 hängt von der Materialpaarung, den Oberflächenrauigkeiten, den Schmierverhältnissen und teilweise auch von der maximalen Druckkraft ab. Die Reibungszahl wird später noch deutlich genauer betrachtet.

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.1 (links)

gegeben: $F_G = 20 \text{ N}$ (bei Masse $m = 2,04 \text{ kg}$ und Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$; $m \cdot g \approx 20 \text{ N}$)
Haftreibungszahl $\mu_0 = 0,16$

gesucht: kritische Betriebskraft F_B , die bei Überschreitung zum Rutschen (Gleiten) führt

Lösung:

max. Haftkraft: $|F_{RH \max}| = |\mu_0 \cdot F_N| = 0,16 \cdot 20 \text{ N} = 3,2 \text{ N} = F_B$ (kritisch)
Bei einer Betriebskraft von 3,2 N oder mehr wird die Haftung aufgelöst und es erfolgt ein Gleiten.

Bild 2.1 (rechts) zeigt einen Körper, der von einer Druckkraft F_D gegen eine vertikale Wand gedrückt wird, sodass ein Haften entsteht.

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.1 (rechts)

gegeben: $F_G = 20 \text{ N}$, Haftreibungszahl $\mu_0 = 0,16$

gesucht: erforderliche Druckkraft F_D , die ein Haften ermöglicht

Lösung:

Druckkraft: $|F_{RH \max}| > |F_G| > |\mu_0 \cdot F_N| = \mu_0 \cdot F_D \rightarrow F_D > \frac{F_G}{\mu_0}$

$$F_D > \frac{20 \text{ N}}{0,16} = 125 \text{ N}$$

Die Haftung ist mit einer Druckkraft von mindestens 125 N möglich.

Bei Schraubenverbindungen wird bei der Montage eine Vorspannkraft erzeugt, die mit der Normalkraft F_N vergleichbar ist. Somit entsteht bei einer Betriebskraft quer zu den Fügeflächen (Kontaktflächen) eine Haftkraft F_{RH} als Reaktionskraft. Bei üblichen Reibungszahlen von $\mu_0 = 0,08 \dots 0,24$ müssen die Normalkräfte F_N deutlich größer sein als die gewünschten Haftkräfte.

Tabelle 2.1 gibt einige Zahlenwerte für das Verhältnis von F_N zu $F_{RH \max}$ bei einigen typischen Werten für Reibungszahlen an.

Tabelle 2.1 F_N in für typische Werte von μ_0

μ_0	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,24
$\frac{F_N}{F_{RH \max}} = \mu_0^{-1}$	16,67	12,5	10	8,33	7,14	6,25	5,56	5	4,17

2.1.2 Schiefe Ebene und Selbsthemmung

Besonders anschaulich zeigt sich der Reibungseffekt bei der schiefen Ebene. Bild 2.2 zeigt einen Festkörper, der sich auf einer schiefen Ebene im statischen Gleichgewicht befindet. Der Steigungswinkel φ ergibt sich aus der Höhe h und der Länge l . Durch die nach unten gerichtete Gewichtskraft F_G entstehen eine Normalkraft F_N , die senkrecht auf die Unterlage wirkt und eine Hangabtriebskraft F_{HA} , die den Körper parallel zur Unterlage nach unten schieben «möchte». Die Haftreibungskraft F_{RH} wirkt dieser Hangabtriebskraft als Reaktionskraft bis zur Maximalkraft $F_{RH \max}$ entgegen.

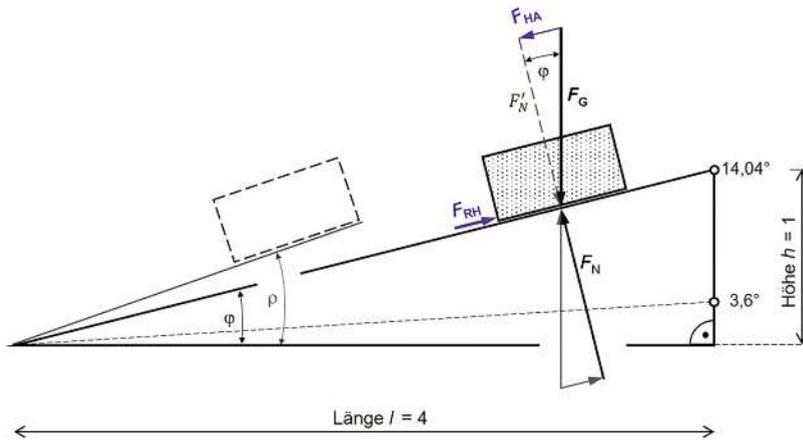


Bild 2.2 Winkel und Kräfte an einer schiefen Ebene

Es gilt: $F_{RH \max} = \mu_0 \cdot F_N$. Wenn die Maximalkraft $F_{RH \max}$ bei einem bestimmten Steigungswinkel und einer bestimmten Reibungszahl μ_0 immer größer als die Hangabtriebskraft F_{HA} ist, gibt es eine sogenannte Selbsthemmung. Auch bei einer Vergrößerung der Gewichtskraft F_G erfolgt dann kein Gleiten (oder Rutschen). Bei der in Bild 2.2 dargestellten schiefen Ebene beträgt der Winkel $\varphi = 14,04^\circ$. Zwischen $F_{RH \max}$ und φ gilt der Zusammenhang:

$$F_{RH \max} = \mu_0 \cdot F_N = F_N \cdot \tan \varphi \rightarrow \mu_0 = \tan \varphi ; \text{ für } F_N = F_G \cdot \cos \varphi \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Wird allerdings der Steigungswinkel vergrößert, erfolgt bei dem kritischen Winkel ρ ein Übergang vom Haften zum Gleiten (Rutschen). Das Gleiten wird von der Gleitreibungszahl μ_{Gleit} gesteuert, wegen $\mu_{\text{Gleit}} < \mu_0$ bedeutet dies eine Verringerung der Reibungszahl. Für diesen kritischen Winkel ρ , der als Reibungswinkel bekannt ist, gilt:

$$F_{\text{RH max}} = \mu_0 \cdot F_N = F_N \cdot \tan \rho \rightarrow \mu_0 = \tan \rho; \text{ für } F_N = F_G \cdot \cos \rho \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Tabelle 2.2 gibt für die Reibungszahlen $\mu_0 = 0,06 \dots 0,24$ die zugehörigen Reibungswinkel ρ an.

Tabelle 2.2 Reibungswinkel ρ und relative Steigung m für verschiedenen Reibungszahlen μ_0

μ_0	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,24
ρ	3,43°	4,57°	5,71°	6,84°	7,97°	9,09°	10,20°	11,31°	13,50°
m	6 %	8 %	10 %	12 %	14 %	16 %	18 %	20 %	24 %

Aus Anschauungsgründen wird in Bild 2.2 für den Winkel φ die Höhe von einer und die Länge von vier Einheiten verwendet. Die relative Steigung m der schiefen Ebene ist daher deutlich größer als bei Befestigungsgewinden.

$$m = \frac{h}{l} = \frac{1}{4} = 0,25 = 25 \% \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Realistisch sind bei metrischen Regelgewinden (M4 bis M39) weitaus kleinere relative Steigungen im Bereich von ca. $m = 1:16 \dots 1:29$ und somit Steigungswinkel von $\varphi = 3,6^\circ \dots 2,0^\circ$.



Bei üblichen Befestigungsgewinden wird bei der Berechnung der Reibungswinkel zusätzlich noch der Flankenwinkel des Gewindeprofils berücksichtigt. Dies wird ab dem Kapitel 5 erläutert.

Damit eine Sicherheit gegen Gleiten gewährleistet ist, muss ein Sicherheitsfaktor S_{gl} berücksichtigt werden:

$$S_{\text{gl}} = \frac{F_{\text{RH}}}{F_{\text{HA}}} \quad (\text{Gl. 2.5})$$



Berechnungsbeispiel zu Bild 2.2

gegeben: Steigung $m = \frac{1}{4}$ (= 25 %),

geforderte Sicherheit gegen Gleiten $S_{\text{gl}} = 1,4$

gesucht: Steigungswinkel φ , erforderlicher Reibwert μ_0 , Reibungswinkel ρ

Lösung:

Steigungswinkel φ : $\tan \varphi = \frac{h}{l} = \frac{1}{4} = 0,25 \rightarrow \varphi = 14,04^\circ \approx 14^\circ$

Kräfte: $F_N = F_G \cdot \cos \varphi \approx F_G \cdot 0,97$

$$F_{HA} = F_G \cdot \sin \varphi \approx F_G \cdot 0,24$$

$$F_{RH} = \mu_0 \cdot F_N \approx \mu_0 \cdot F_G \cdot 0,97$$

Reibungszahl μ_0 : $F_{RH} = 1,4 \cdot F_{HA}$ (Reibkraft um 40 % größer als Hangabtriebskraft)

$$\mu_0 \cdot F_G \cdot 0,97 \approx 1,4 \cdot F_G \cdot 0,24 \rightarrow \mu_0 \approx \frac{1,4 \cdot 0,24}{0,97} \approx 0,35$$

Reibungswinkel ρ : $\tan \rho = \mu_0 = 0,35 \rightarrow \rho = 19,3^\circ$ ($m = 0,35$; $m = \frac{1}{2,86}$)

Kommentar: Die Reibungszahl μ_0 und damit auch der Reibungswinkel ρ sind bei Schraubenverbindungen meist deutlich kleiner.

2.1.3 Schiefe Ebene als Kraftverstärkung

Die schiefe Ebene ermöglicht durch die relativ kleine Steigung eine große Kraftverstärkung. Somit kann die kleinere waagrechte Kraft F_x eine deutlich größere Kraft in senkrechter Richtung erzeugen und damit die Gewichtskraft F_G leichter überwinden.

Der waagrecht zurückgelegte Weg s_x ist dabei entsprechend größer als der senkrechte Weg s_y .

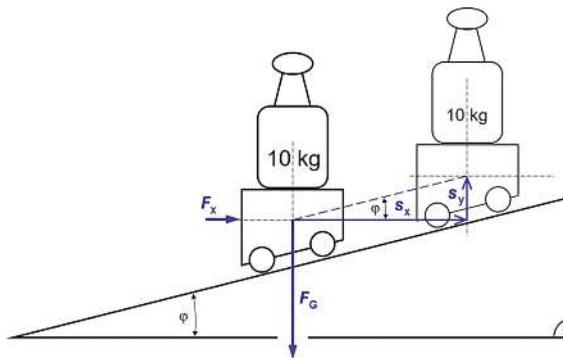


Bild 2.3 Kraftverstärkung durch schiefe Ebene

Aus der Energiebilanz (Kraft \cdot Weg) folgt:

$$|F_x \cdot s_x| = |F_G \cdot s_y| \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Für eine Kraftverstärkung bzw. Kraftübersetzung i_{SE} gilt das Verhältnis:

$$i_{SE} = \frac{F_G}{F_x} = \frac{s_x}{s_y} = \frac{1}{m} \quad (\text{Gl. 2.7})$$

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.3

gegeben: Steigungswinkel $\varphi \approx 14^\circ$ (für Steigung $m = \frac{1}{4} = 25\%$)
 $F_G \approx 100\text{ N}$ (bei Massenstück $m = 10,0\text{ kg}$ und der Masse des Wagens $m_W = 0,2\text{ kg}$ sowie der Erdbeschleunigung $9,81\text{ m/s}^2$)

gesucht: horizontale Kraft F_x , die den massebeladenen Wagen im Gleichgewicht hält; damit wird die Kraftverstärkung gesucht

Lösung:

F_x : Energiebilanz: $|F_x \cdot s_x| = |F_G \cdot s_y|$
 Vorzeichen sind hier nicht relevant

$$F_x = F_G \cdot \frac{s_y}{s_x} = F_G \cdot \frac{h}{l} \rightarrow F_x = \frac{1}{4} F_G = 25\text{ N}$$

Kraftübersetzung: $i_{SE} = \frac{F_G}{F_x} = \frac{l}{h} = 4$, also eine 4-fache Kraftverstärkung

Bei Schraubenverbindungen mit Regelgewinden sind Steigungen von $m = \frac{1}{16} \dots \frac{1}{29}$ üblich, also Kraftverstärkungen von 16 bis 29.

2.1.4 Erzeugung eines Drehmomentes

Bei der Montage erfolgt das Anziehen der Schraube meist durch die Erzeugung eines Drehmomentes M_A . Die Handkraft F_{Hand} wird dabei über die Hebellänge L des Schraubenschlüssels in ein Drehmoment gewandelt. (Das zusätzlich entstehende Biegemoment bei einer Einzelkraft wird hierbei vernachlässigt.) Somit gilt:

$$\text{Anziehdrehmoment } M_A = F_{\text{Hand}} \cdot L$$

(Gl. 2.8)

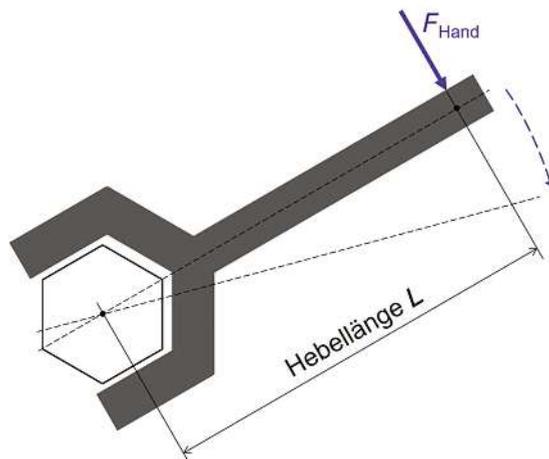


Bild 2.4 Erzeugung des Drehmomentes zum Anziehen

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.4 (für M10)gegeben: $M_A = 35 \text{ Nm}$; $L = 175 \text{ mm}$

gesucht: Handkraft

Lösung:

$$\text{Handkraft: } F_{\text{Hand}} = \frac{M_A}{L} = \frac{35 \text{ Nm}}{0,175 \text{ m}} = 200 \text{ N}$$

Die Handkraft von 200 N entspricht einer Last von ca. 20 kg (genau 20,4 kg).

Bei einer waagrechten Ausrichtung des Schraubenschlüssels kann auch eine Kalibrierung durch ein Gewicht erfolgen.

2.1.5 Kraftverstärkung durch schiefe Ebene und Hebelarm

Nun stellt sich die Frage: Wie muss ein passendes mechanisches Modell aussehen, sodass eine Kraftverstärkung durch eine Kombination aus einer schiefen Ebene mit einem geeigneten Hebel beschrieben werden kann?

In Bild 2.5 ist eine Möglichkeit dargestellt.

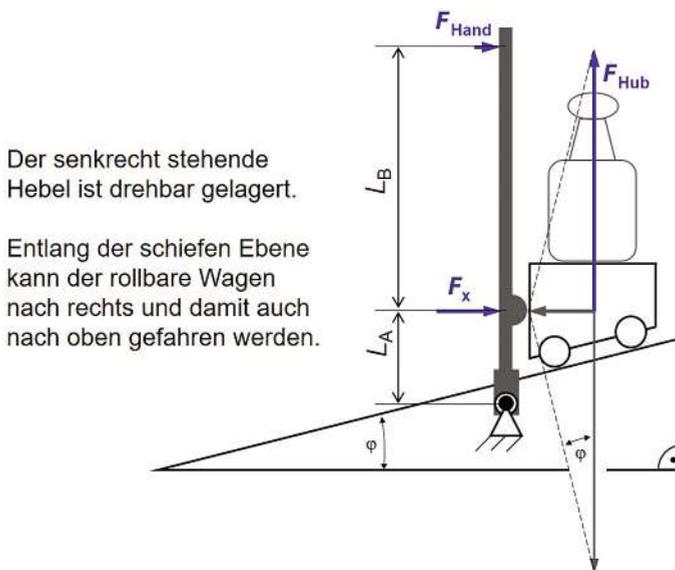


Bild 2.5 Kraftverstärkung durch Hebelarm und schiefe Ebene

Das dargestellte System mit dem rollbaren Wagen und dem Hebel befindet sich im mechanischen Gleichgewicht. Die Handkraft F_{Hand} erzeugt über den Hebelarm ($L_A + L_B$) ein Drehmoment und versucht den Hebel nach rechts zu drehen. Durch den Hebelmechanismus erfolgt eine Kraftverstärkung, sodass eine vergrößerte Kraft F_x erzeugt wird. An der gewölbten Kontaktfläche, die den Wagen berührt, wirkt die größere Kraft F_x , die den Wagen nach rechts drückt.

Durch die schiefe Ebene erfolgt schließlich eine Kraftumlenkung nach oben und eine Kraftverstärkung in eine noch größere Hubkraft F_{Hub} .

Die Kraftverstärkung durch den Hebelmechanismus wird aus dem gleich großen Torsionsmoment M_T berechnet, das über die (relevante) Hebellänge konstant ist:

$$M_T = |F_X \cdot L_A| = |F_{\text{Hand}} \cdot (L_A + L_B)| \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Die Geometrie in diesem Beispiel wurde so gewählt, dass die Betragsstriche nicht benötigt werden, was die nächsten Schritte übersichtlicher macht.

$$F_X = F_{\text{Hand}} \cdot \frac{L_A + L_B}{L_A} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

Die Kraftübersetzung durch den Hebel i_{He} ist dann:

$$i_{\text{He}} = \frac{F_X}{F_{\text{Hand}}} = \frac{L_A + L_B}{L_A} \quad (\text{Gl. 2.11})$$

Die gesamte hintereinander geschaltete Kraftverstärkung i_{ges} ist das Produkt der Übersetzungen aus dem Hebelmechanismus i_{He} und der schiefen Ebene i_{SE} . Hierbei gilt mit $F_G = F_{\text{Hub}}$:

$$i_{\text{ges}} = \frac{F_{\text{Hub}}}{F_{\text{Hand}}} = i_{\text{He}} \cdot i_{\text{SE}} \quad (\text{Gl. 2.12})$$

$$i_{\text{ges}} = \frac{L_A + L_B}{L_A} \cdot \frac{1}{m} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

Berechnungsbeispiel zu Bild 2.5

gegeben: Steigung $m = \frac{1}{4} = 0,25$; $F_G \approx 100 \text{ N}$; $L_A = 30 \text{ mm}$; $L_B = 90 \text{ mm}$

gesucht: gesamte Kraftverstärkung i_{ges} und Handkraft F_{Hand}

Lösung:

$$i_{\text{ges}}: \quad i_{\text{ges}} = \frac{L_A + L_B}{L_A} \cdot \frac{1}{m}$$

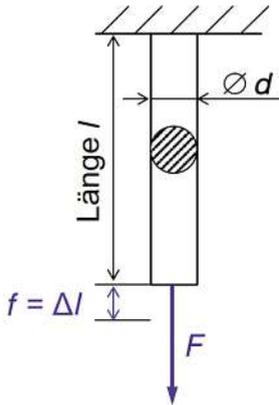
$$i_{\text{ges}} = \frac{30 \text{ mm} + 90 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} \cdot \frac{1}{0,25} = 4 \cdot 4 = 16$$

$$F_{\text{Hand}}: \quad F_{\text{Hand}} = \frac{F_{\text{Hub}}}{i_{\text{ges}}}; F_{\text{Hub}} = F_G; F_{\text{Hand}} = \frac{100 \text{ N}}{16} = 6,25 \text{ N}$$

2.1.6 Zug- und Druckspannung

Die Bauteile von Schraubenverbindungen werden vorwiegend durch Zugkräfte und Druckkräfte belastet, sodass Zugspannungen im Schraubenschaft und Druckspannungen in den Platten resultieren. An den Kontaktflächen existiert eine Druckspannung in Form einer Flächenpressung.

Zugspannung



Der Zugstab ist oben fest eingespannt und wird durch die Zugkraft F belastet. Es entsteht eine Zugspannung und eine Verschiebung der Stirnfläche um den Weg f , also eine elastische Längenänderung des Stabes um den Betrag $f = \Delta l$.

Vereinfachung:

Die damit verbundene Verringerung des Durchmessers Δd wird hier vernachlässigt.

Bild 2.6 Zugspannung und elastische Verformung

Mit der elastischen Dehnung $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ und dem Elastizitätsmodul E gilt für die Zugspannung σ im Stab:

$$\sigma = E \cdot \frac{\Delta l}{l} = E \cdot \frac{f}{l} \quad (\text{Gl. 2.14})$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = E \cdot \frac{F}{\pi d^2 / 4} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

Mit diesen beiden Formeln folgt für die Längung des Stabes:

$$f = \frac{\sigma \cdot l}{E} = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Berechnungsbeispiel zur Zugspannung, Bild 2.6

gegeben: Länge $l = 120 \text{ mm}$; Durchmesser $d = 10 \text{ mm}$,
 $F = 20\,000 \text{ N}$; $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$

gesucht: Zugspannung σ und Längenänderung f

Lösung:

$$\sigma: \quad \sigma = \frac{F}{\pi d^2 / 4} = \frac{20\,000 \text{ N}}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (10 \text{ mm})^2} = 255 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$f: \quad f = \frac{F \cdot l}{(\pi d^2 / 4) \cdot E}$$

$$= \frac{20\,000 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm}}{78,54 \text{ mm}^2 \cdot 210\,000 \text{ N/mm}^2}$$

$$= 0,146 \text{ mm}$$

Die Längenänderung f beträgt somit $146 \text{ }\mu\text{m}$.

Im elastischen Bereich gilt ein linearer Zusammenhang zwischen Verformung und Kraft, die Federsteifigkeit c :

$$f = \frac{F \cdot l}{A \cdot E} = \frac{F}{c} \rightarrow c = \frac{F}{f} \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Diese Zusammenhänge werden in späteren Kapiteln eingehender diskutiert.

Druckspannung

Bei einer Druckbelastung gelten die gleichen Überlegungen wie in den Gleichungen 2.14 bis 2.17. Im Bild 2.7 ist ein steifer Druckstempel auf einen Hohlzylinder aufgelegt. Durch die Kraft F wirkt nun eine Druckbelastung auf den Hohlzylinder und damit auch eine Druckspannung σ und eine Verformung f , die den Hohlzylinder staucht und in der Länge verkürzt.

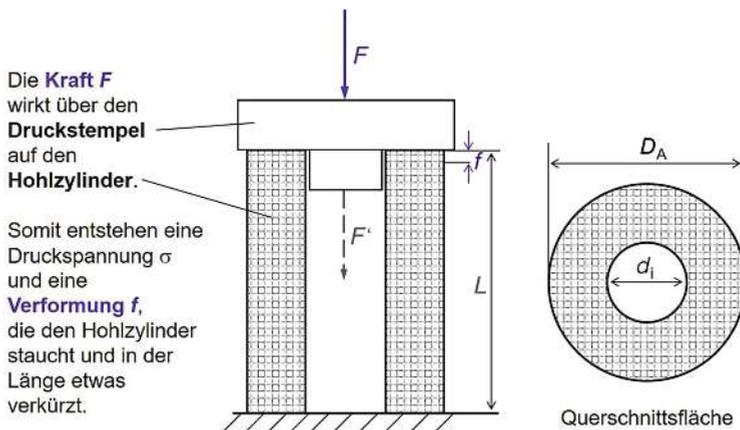


Bild 2.7 Druckspannung und elastische Verformung

Berechnungsbeispiel zur Druckspannung, Bild 2.7

gegeben: Länge $L = 120 \text{ mm}$; Innendurchmesser $d_i = 11 \text{ mm}$;
 Außendurchmesser $D_A = 30 \text{ mm}$,
 $F = 20\,000 \text{ N}$; $E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$

gesucht: Druckspannung σ und Längenänderung f

Lösung:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{1}{4} \cdot \pi (D_A^2 - d_i^2)}$$

$$= \frac{20\,000 \text{ N}}{\frac{1}{4} \cdot \pi ((30 \text{ mm})^2 - (11 \text{ mm})^2)} = 33 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$f = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

$$= \frac{20\,000 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm}}{611,83 \text{ mm}^2 \cdot 210\,000 \text{ N/mm}^2}$$

$$= 0,019 \text{ mm}$$

Die Verformung beträgt $19 \mu\text{m}$.

Da die Kreisringfläche des Hohlzylinders mit 612 mm^2 deutlich größer als die Kreisfläche des Zugstabes mit 79 mm^2 ist, bewirkt die gleich große Kraft bei gleichem E-Modul nun eine ca. 8-fach kleinere Verformung des Hohlzylinders. Der Hohlzylinder ist also deutlich steifer und deutlich schwerer verformbar.

Bei Schraubenverbindungen sind somit die verspannten Bauteile (Platten) meist deutlich steifer und damit auch weniger nachgiebig als die zugbeanspruchte Schraube mit der kleineren Querschnittsfläche. Diese Überlegung wird in dem Kapitel 5 noch genauer diskutiert.

2.1.7 Torsionsspannung

Beim Anziehen einer Schraubenverbindung wird ein Anziehdrehmoment M_A in die Schraube eingeleitet, was bereits in Abschnitt 2.1.4 beschrieben wurde. Ein großer Teil dieses Drehmomentes wird durch die Schraube bis zum eingeschraubten Gewinde geleitet. Bild 2.8 zeigt einen Torsionsstab, der mit dem Drehmoment M_t belastet wird und rechts fest eingespannt ist.

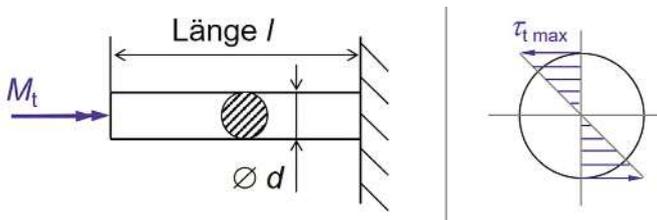


Bild 2.8 Torsionsspannung in einem Stab

Die Torsionsspannung ist entlang der gesamten Länge l gleich groß. In der Querschnittsfläche gibt es allerdings erhebliche Unterschiede. Im Mittelpunkt des Querschnitts gibt es keine Torsionsspannung und im Bereich der Oberfläche ist diese maximal. Daher wird dort die maximale Torsionsspannung τ_{tmax} berechnet. Hierzu wird das polare Widerstandsmoment W_P (für kreisförmige Querschnitte) benötigt:

$$W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Damit wird die maximale Torsionsspannung berechnet:

$$\tau_{\text{t max}} = \frac{M_t}{W_P} = \frac{16 M_t}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

2.2 Grundlagen zu Gewinden

Zur näheren Analyse der Gewinde in Schraubenverbindungen werden einige Grundlagen benötigt. Daher wird zunächst die Geometrie einer Schraubenlinie betrachtet und daraufhin die Zusammenhänge und Unterschiede von Bewegungs- und Befestigungsgewinden erläutert. Anschließend werden die besonderen Eigenschaften der Befestigungsgewinde genauer beleuchtet.

2.2.1 Entstehung einer Schraubenlinie

Die schiefe Ebene, die bereits in den Abschnitten 2.1.2 und 2.1.3 beschrieben wurde, besteht aus einer geneigten Fläche mit dem Steigungswinkel φ . In der zweidimensionalen Darstellung der Bilder 2.2 und 2.3 ist diese schiefe Ebene als geneigte Linie sichtbar. Wird diese geneigte Linie um einen Zylinder gewickelt, so entsteht eine wendelförmige Schraubenlinie, wie in Bild 2.9 dargestellt. Bei einer Umwicklung um den gesamten Umfang wird dabei der Höhenunterschied P überwunden, also die Gewindesteigung P . Die relative Steigung m der schiefen Ebene kann daraus mit Gl. 2.20 einfach ermittelt werden:

$$m = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (\text{Gl. 2.20})$$

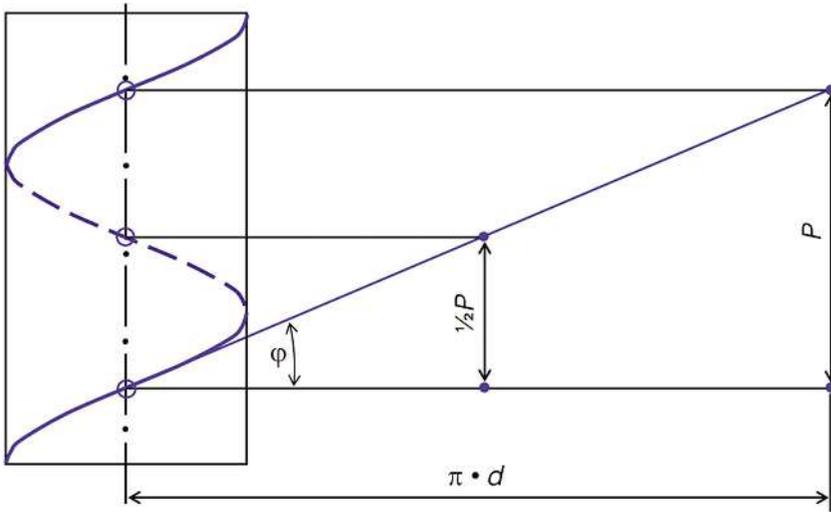


Bild 2.9 Entstehung einer Schraubenlinie

Der Zusammenhang zwischen dem Radius r und dem Höhenunterschied ist in Bild 2.10 zu sehen.

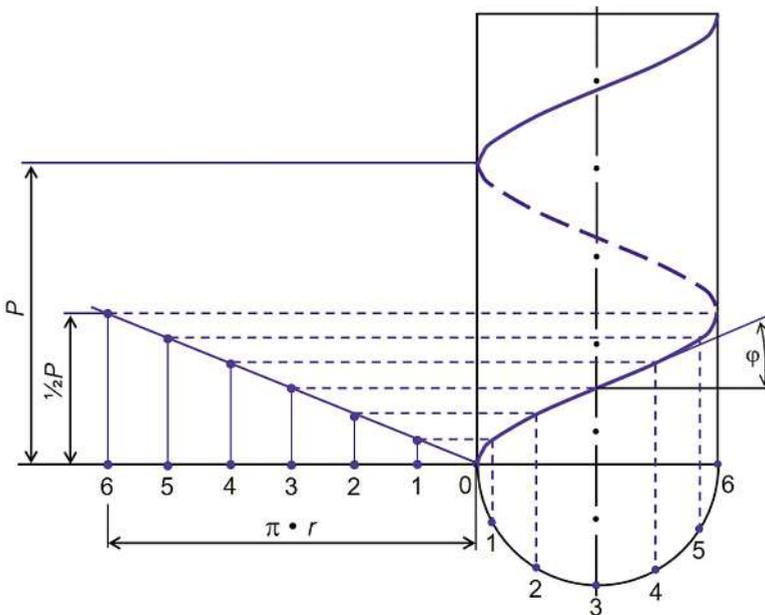


Bild 2.10 Gewinde als aufgewickelte schiefe Ebene (in Längeneinheiten)

2.2.2 Bewegungsgewinde

Zum häufig wiederholten Betätigen von Gewinden sind Bewegungsgewinde gut geeignet. Eine einfache Form eines Bewegungsgewindes ist ein Flachgewinde, Bild 2.11. Dies kann mit einem langen Quader verglichen werden, der in geneigter Position um den Zylinder gewickelt wird.

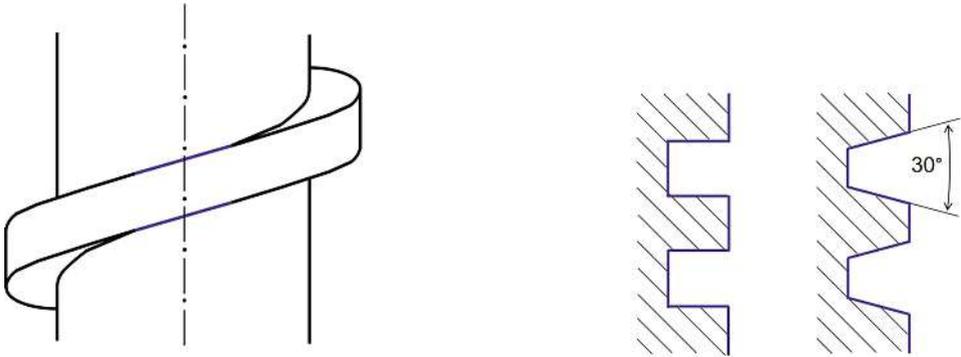


Bild 2.11 Flachgewinde (links), Gewindeprofile (rechts)

Bewegungsgewinde werden häufig für Spindeln eingesetzt, bei denen Drehmomente (Umfangskräfte) in Längskräfte gewandelt werden sollen. Typische Anwendungsbeispiele sind Leitspindeln in Drehmaschinen, Druckspindeln in Pressen oder Spindeln in Stellgetrieben.

Wenn kein Antriebsdrehmoment mehr anliegt (in Ruhelage) und ein Zurückdrehen der Spindel unter axialer Last verhindert werden muss, wird meist eine Selbsthemmung gefordert. Typische Anwendungsbeispiele sind Spindeln im Wagenheber oder im Schraubstock.

Bei großen Steigungswinkeln besteht keine Selbsthemmung. Nach Abschnitt 2.1.2 wird bei einer relativ großen Reibungszahl von 0,24 und einem Winkel von über $13,5^\circ$ der Reibungswinkel überschritten, sodass keine Selbsthemmung mehr vorliegt. Diese Überlegung gilt für Flachgewinde, die wegen des ebenen Profils mit der schiefen Ebene direkt vergleichbar sind. Bei spitzen Gewindeprofilen, wie zum Beispiel beim Trapezgewinde, unterstützt der Flankenwinkel von meist 30° den Selbsthemmungseffekt, wie in Bild 2.11 rechts zu sehen.

2.2.3 Befestigungsgewinde

Für Schraubenverbindungen werden fast ausschließlich Befestigungsgewinde verwendet. Bei metrischen Schrauben besitzt hierbei das Spitzgewinde einen Flankenwinkel von 60° . Das Gewindeprofil dieses Bolzengewindes (Außengewindes) ist in Bild 2.12 mit den wesentlichen Parametern dargestellt. Die Durchmesser sind hier nur im Gewindeprofil oberhalb der Mittellinie der Schraube dargestellt.

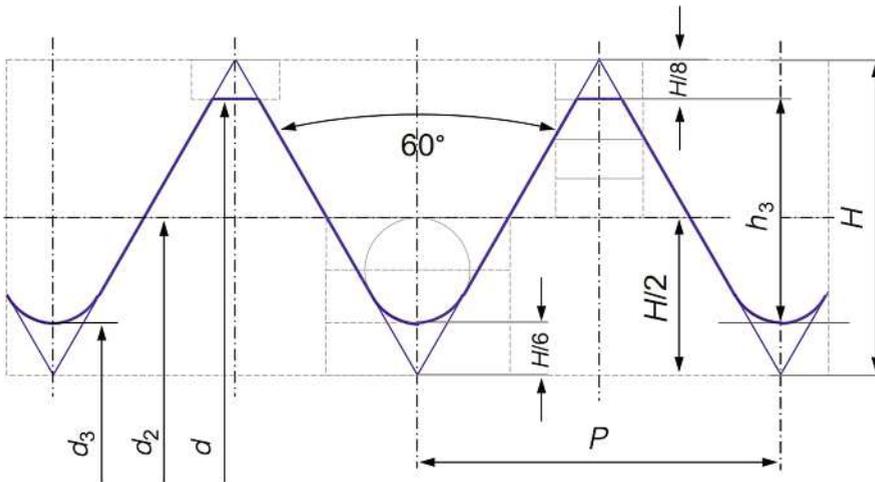


Bild 2.12 Spitzgewinde

Die wesentlichen Bestimmungsgrößen des Gewindes sind:

- d** Außendurchmesser (Nenndurchmesser)
- d_2** Flankendurchmesser
- d_3** Kerndurchmesser
- P** Gewindesteigung
- α** Flankenwinkel (meist 60°)
- H** «theoretische Gewindetiefe»
- h_3** **Gewindetiefe**

Die Gewindetiefe h_3 ergibt sich aus der Gewindesteigung P . Bei üblichen Steigungen P handelt es sich um ein Regelgewinde und bei kleineren Steigungen P um ein Feingewinde. Bei M10 beträgt die Steigung des Regelgewindes 1,5 mm und bei einem Feingewinde 1,25 mm oder kleiner.

Aus Bild 2.12 folgen einige geometrische Zusammenhänge:

$$\tan(30^\circ) = \frac{0,5P}{H} ; H = P \cdot \frac{0,5}{\tan(30^\circ)} ; H = 0,866025 \cdot P \quad (\text{Gl. 2.21})$$

$$h_3 = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{6} = H \cdot \frac{24 - 3 - 4}{24} = \frac{17}{24} \cdot H ; h_3 = 0,708333 \cdot H \quad (\text{Gl. 2.22})$$

$$h_3 = 0,708333 \cdot (0,866025 \cdot P) = 0,61343 \cdot P \quad (\text{Gl. 2.23})$$

$$\frac{d_2}{2} = \frac{d}{2} - \frac{h_3}{2} \rightarrow d_2 = d - h_3 \quad (\text{Gl. 2.24})$$

$$\frac{d_3}{2} = \frac{d}{2} - h_3 \rightarrow d_3 = d - 2h_3 \quad (\text{Gl. 2.25})$$



Berechnungsbeispiel zu Bild 2.12 für M10

gegeben: Steigung $P = 1,5 \text{ mm}$

gesucht: Gewindetiefe h_3 ; Flankendurchmesser d_2 ; Kerndurchmesser d_3

Lösung:

$$h_3 = 0,61343 \cdot 1,5 \text{ mm} = 0,920 \text{ mm}$$

$$d_2 = 10 \text{ mm} - 0,920 \text{ mm} = 9,08 \text{ mm}; d_3 = 10 \text{ mm} - 2 \cdot 0,920 \text{ mm} = 8,160 \text{ mm}$$

In Tabelle 2.3 sind einige dieser Bestimmungsgrößen für ausgewählte metrische Regelgewinde zusammengestellt. Die Größen H und h_3 dienen zur Ermittlung der Durchmesser d_2 und d_3 . Kleine Rundungen führen stellenweise zu Abweichungen von den theoretischen Tabellenwerte in der 3. Nachkommastelle, also im Mikrometerbereich. In der Praxis sind diese kleinen Abweichungen nicht relevant. Für die meisten Berechnungen sind ohnehin 2 Nachkommastellen völlig ausreichend.

Tabelle 2.3 Nennwerte für Steigung, Flankendurchmesser und Kerndurchmesser für Schaftschrauben mit metrischem Regelgewinde

	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
P	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
H	0,866	1,083	1,299	1,516	1,732	2,165	2,598
h₃	0,613	0,767	0,920	1,074	1,227	1,534	1,840
d₂	5,350	7,188	9,026	10,863	14,701	18,376	22,051
d₃	4,773	6,466	8,160	9,853	13,546	16,933	20,319

2.2.4 Gewindesteigung und Kraftverstärkung

Das Bild 2.13 links zeigt die (absolute) Steigung P in mm in Abhängigkeit vom Nenndurchmesser d in mm. Dem Nenndurchmesser 8 mm entspricht also die Steigung 1,25 mm. Die doppelt so große Steigung $P = 2,5 \text{ mm}$ gilt für das Regelgewinde M20 sowie für die etwas selteneren Gewinde M18 und M22. Die Steigung P vergrößert sich mit zunehmendem Nenndurchmesser d oder bleibt bei eng benachbarten Durchmessern gleich, sodass sich ein stufenförmiger Verlauf ergibt.

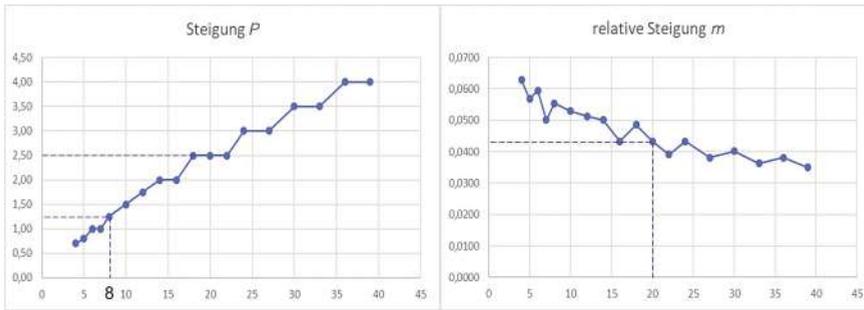


Bild 2.13 Steigung bei metrischen Regelgewinden

In Bild 2.13 rechts ist die relative Steigung m sichtbar, die mit der Steigung der schiefen Ebene verglichen werden kann. Für das Gewinde M20 wird demnach eine relative Steigung von ungefähr 0,043 abgelesen. Nach Gl. 2.20 berechnet sich die Steigung wie folgt:

$$m = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{2,5 \text{ mm}}{\pi \cdot 18,376 \text{ mm}} = 0,0433$$

Die relative Steigung m fällt teilweise «schwingend», also mit einem schwingenden Verlauf um eine ansteigende Gerade. Grundsätzlich besitzen größere Gewinde eine größere relative Steigung als kleinere Gewinde. Die geometrischen Ähnlichkeiten sind bei metrischen Regelgewinden somit bei der Steigung und damit auch bei der Gewindetiefe nicht direkt vorhanden.

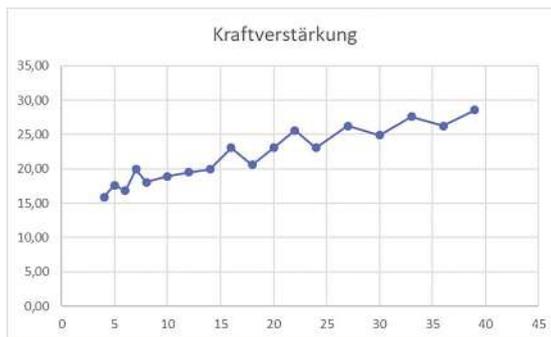


Bild 2.14 Kraftverstärkung bei metrischen Regelgewinden

Aus der relativen Steigung folgt die Kraftverstärkung durch die schiefe Ebene, die in Bild 2.14 dargestellt ist. Bei dem Gewinde M20 liegt somit eine ungefähr 23-fache Kraftverstärkung durch die schiefe Ebene vor. In der Tabelle 2.4 sind mehrere geometrische Größen und die daraus resultierende Kraftverstärkung zusammengestellt.

Tabelle 2.4 Geometrische Größen und die daraus resultierende Kraftverstärkung i für Schachtschrauben mit metrischem Regelgewinde

Abmes- sung	Steigung	Flanken- durch- messer	Umfang am Flanken- Durchmesser	Relative Steigung	Steigungs- winkel	Kraftver- stärkung
Regel- gewinde	in mm P	in mm d_2	in mm U_{d_2}	m	in ° φ	i
M4	0,70	3,545	11,137	0,06285	3,59653	15,91
M5	0,80	4,480	14,074	0,05684	3,25326	17,59
M6	1,00	5,350	16,808	0,05950	3,40493	16,81
M7	1,00	6,350	19,949	0,05013	2,86970	19,95
M8	1,25	7,188	22,582	0,05535	3,16834	18,07
M10	1,50	9,026	28,356	0,05290	3,02806	18,90
M12	1,75	10,863	34,127	0,05128	2,93549	19,50
M14	2,00	12,701	39,901	0,05012	2,86947	19,95
M16	2,00	14,701	46,185	0,04330	2,47962	23,09
M18	2,50	16,376	51,447	0,04859	2,78204	20,58
M20	2,50	18,376	57,730	0,04331	2,47965	23,09
M22	2,50	20,376	64,013	0,03905	2,23652	25,61
M24	3,00	22,051	69,275	0,04331	2,47968	23,09
M27	3,00	25,051	78,700	0,03812	2,18303	26,23
M30	3,50	27,727	87,107	0,04018	2,30094	24,89
M33	3,50	30,727	96,532	0,03626	2,07650	27,58
M36	4,00	33,402	104,935	0,03812	2,18298	26,23
M39	4,00	36,402	114,360	0,03498	2,00323	28,59

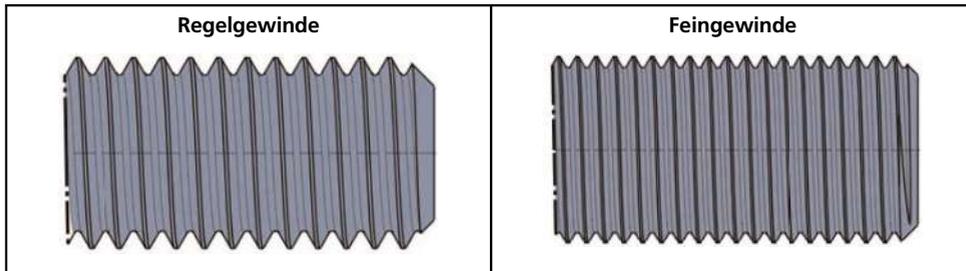
Das Gewinde M4 besitzt eine relative Steigung von 0,06285 und damit eine Kraftverstärkung von 15,91. Demgegenüber beträgt bei dem großen Gewinde M39 die relative Steigung nur 0,03498 und somit ist die Kraftverstärkung mit 28,59 um 80 % größer als bei dem Gewinde M4.

2.2.5 Feingewinde

Werden darüber hinaus noch Feingewinde betrachtet, so erweitert sich die Bandbreite. Feingewinde besitzen eine kleinere Steigung P und damit auch eine geringere Gewindetiefe h_3 . Daher ist der Kerndurchmesser d_3 beim Feingewinde größer als beim Regelgewinde. Zum Vergleich wird hier das Regelgewinde M20 und das Feingewinde M20 herausgegriffen (siehe Tabelle 2.5). Während das Regelgewinde die Steigung 2,5 mm besitzt, hat das Feingewinde die Steigung 1,5 mm. Die relative Steigung fällt damit geringer aus, sodass sich nun eine Kraftverstärkung von fast 40 ergibt.

Tabelle 2.5 Vergleich zwischen einem Regelgewinde und einem Feingewinde

Abmessung	Steigung	Flankendurchmesser	Umfang am Flankendurchmesser	Relative Steigung	Steigungswinkel	Kraftverstärkung
	in mm P	in mm d_2	in mm U_{d_2}	m	in ° φ	i
M20	2,50	18,376	57,730	0,04331	2,47965	23,09
M20 fein	1,50	19,026	59,772	0,02510	1,43756	39,85



Durch die kleinere (absolute) Steigung P beim Feingewinde ergibt sich auch ein größerer Flankendurchmesser d_2 und schließlich ein größerer Umfang am Flankendurchmesser U_{d_2} . Aus Gl. 2.20 folgt, dass sowohl die kleinere Steigung P als auch der größeren Flankendurchmesser d_2 zu einer deutlich kleineren relativen Steigung m führt.

2.3 Analyse einer Schraubenverbindung

Zur näheren Analyse einer Schraubenverbindung werden zunächst die Bauteile, dann die Kräfte und schließlich die Einflussgrößen genauer betrachtet. Hierbei können auf den ersten Blick unscheinbare Details eine wesentliche Rolle spielen. Zahlreiche Eigenschaften entstehen durch Wirkflächenpaare, sodass erst das Zusammenwirken mehrerer Kontaktflächen das Verhalten der Verbindung bestimmt.

In Ausnahmefällen können kleine Veränderungen einer gut funktionierenden Verbindung zu Ausfällen führen. Möglicherweise werden kleine Änderungen bei Kopfauflagen, Gewindelängen, Toleranzen, Umformprozessen, Wärmehandlungen, Beschichtungen, Lagerung, Montage etc. nicht ausreichend verstanden und berücksichtigt. Diese vielleicht entscheidenden Details können zu deutlichen Veränderungen der Verbindung und schließlich zu Schadensfällen führen.

In der Automobilindustrie wird nach der VDI Richtlinie 2862 in drei wesentliche Risikoklassen unterschieden, [2.5]:

Risikoklasse A: Gefahr für Leib und Leben. Der Ausfall der Verbindung betrifft sicherheitsrelevante Funktionen, was zu einem gefährlichen Unfall führen kann.

Risikoklasse B: «Liegenbleiber». Durch den Ausfall der Verbindung werden wichtige technische Funktionen nicht mehr erfüllt, sodass ein wichtiges Teilsystem nicht mehr betrieben werden kann.

Risikoklasse C: Verärgerung des Kunden. Durch den Ausfall der Verbindung werden Teilsysteme beeinträchtigt. Der Betrieb wird zwar nicht verhindert, allerdings nimmt der Kunde die Beeinträchtigung als Störung wahr.

Bei Verbindungen der Risikoklasse A gibt es vorgeschriebene Methoden des Qualitätsmanagements und besondere Dokumentationspflichten.

In vielen Fällen hilft eine Systemanalyse der einzelnen Teile mit den detaillierten Eigenschaften. Einige dieser Eigenschaften werden in den folgenden Kapiteln genauer erläutert.

In Kürze

Die in diesem Kapitel erläuterten Grundlagen sind zur weiteren Analyse und Berechnung von Schraubenverbindungen hilfreich. Hierbei werden insbesondere die hier behandelten Prinzipien der Reibung, der schiefen Ebene und des Hebels benötigt sowie die Grundgleichungen zur Berechnung von Spannungen und Verformungen. Die erfolgte Vorstellung der wesentlichen geometrischen Grundlagen bilden das Fundament für die Berechnungen in den Kapiteln 4 bis 9.