

5.1.2 Lösbare Dichtungen

Lösbare berührende Dichtungen werden unterschieden in zwei Arten:

- Dichtungen zwischen Bauteilen, die während der Montage durch äußere Kräfte, z. B. Schrauben, so verspannt werden, dass die für die Dichtwirkung notwendige Flächenpressung in der Fuge entsteht. Beispiele hierfür zeigen die nachfolgenden Flanschverschraubungen von Rohrleitung
- Dichtungen, die ohne große Vorspannung eingebaut werden und durch den Betriebsdruck an den zu dichtenden Spalt angedrückt werden und ihn abdichten. Als Beispiele können schwimmend eingebaute O-Ringe angesehen werden oder Kolbenringe an Hubkolbenmotoren, die später behandelt werden.

5.1.2.1 Flächendichtungen

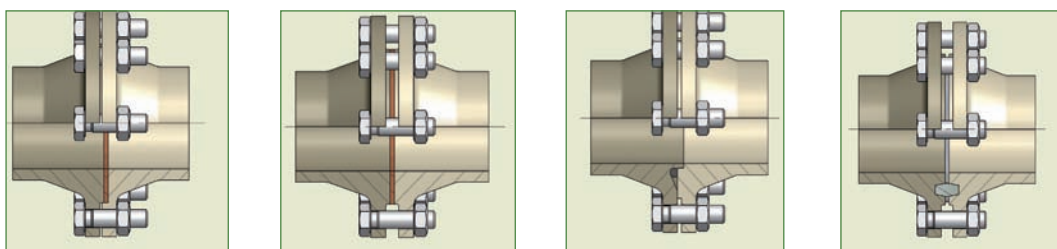


Bild 1: Verschiedene Flanschdichtungen mit zusätzlichen Dichtelementen

Die Dichtwirkung von Flanschdichtungen wie oben abgebildet beruht zum einen auf der Flächenpressung, mit der die zu fügenden Flächen aufeinander gepresst werden (Verspannung durch Schrauben) und zum anderen auf der plastischen Anpassung der möglichst kleinen Berührstellen aneinander, sodass keine Spalte mehr vorhanden sind und Oberflächenrauigkeiten eingeebnet werden. Dies lässt sich am ehesten durch ein Dichtelement verwirklichen, das relativ zu den Flanschen weich ist. Da das Dichtelement sich gut plastisch verformen lassen soll, ist die Anforderung an die Oberflächengüte der Flansche und an die Höhe der Anpresskraft relativ gering. Das Dichtelement ist jedoch nach jedem Lösen der Flanschdichtung zu erneuern.

Es kommen als Dichtungen vorgeformte Dichtungen wie z. B. O-Ringe oder andere Querschnitte zum Einsatz; möglich sind ebenso Flüssigdichtungen oder integrierte elastomere Dichtungen.

Bei sehr hohen Belastungen der Dichtstelle werden als Dichtelemente keine Gummitteile mehr eingesetzt, da bei hohen Temperaturen hier mit Versagen zu rechnen wäre. Hier kommen so genannte Hartstoffdichtungen aus Aluminium, Kupfer oder Weicheisen zum Einsatz, die so geformt sind, dass verhältnismäßig kleine Anpressflächen entstehen. Dies ist notwendig, da wegen der hohen Festigkeit dieser Dichtungswerkstoffe eine plastische Verformung enorm hohe Kräfte erfordert und bei großen Auflageflächen sehr steife Flansche und eine große Zahl von Schrauben erforderlich wäre, um die Anpresskräfte aufzubringen. Es gilt als, dass die Dichtfläche umso kleiner sein muss, je härter der Dichtungswerkstoff ist.

Für die Auswahl der Dichtung ist die im Betrieb auftretende Belastung, die Gestaltung der Dichtfläche, die technologischen Anforderungen, Montagemöglichkeiten und natürlich die Wirtschaftlichkeit maßgeblich.

Für Flanschdichtungen sind die jeweiligen DIN-Merkblätter zu berücksichtigen.

15. Berechnen Sie die Nachgiebigkeit der Schraube:

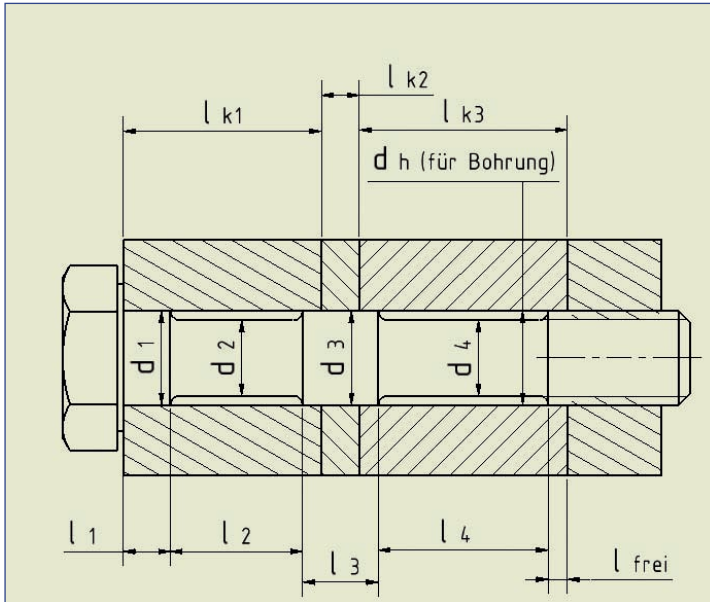


Bild 1: Aufteilung einer Schraube in einzelne zylindrische Körper zur Berechnung ihrer elastischen Nachgiebigkeit (VDI-Richtlinie 2230)

Die Schraube besteht aus n einzelnen zylindrischen Elementen der Länge l_i und des Querschnitts S_i mit dem Elastizitätsmodul E_s . Die Nachgiebigkeit eines Elementes wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\delta_i = \frac{l_i}{E_s S_i}$$

Die Schraube entspricht einer Reihenschaltung von n federnden Zylinderelementen, des Kopfes δ_K und des eingeschraubten Gewindeteils einschließlich der Mutter δ_G .

$$\delta_K = \delta_G = \frac{0,4d}{E_s S_N} \text{ mit } S_N = \frac{d^2 \pi}{4}$$

Die Gesamtnachgiebigkeit δ_S ergibt sich durch Addition der einzelnen Nachgiebigkeiten:

$$\delta_S = \delta_K + \sum_{i=1}^n \delta_i + \delta_G$$

16. Berechnen Sie die Nachgiebigkeit der verspannten Platten:

Die exakte Berechnung der Nachgiebigkeit δ_P der verspannten Teile ist äußerst schwierig, weil der tragende Anteil des Flansches unbekannt ist. Man führt daher das Modell eines Ersatzkörpers mit dem fiktiven Querschnitt S_{ers} und fiktivem Durchmesser D_{ersatz} ein. Als Durchmesser wird bei schmalen Flanschen der Durchmesser eines zur Schraubenachse konzentrischen Kreises genommen, der nirgendwo aus dem Flanschmaterial austritt, oder bei ausreichend viel Material (voll ausgebildeter Birger-Kegel) mit dem gemittelten Durchmesser des Birger-Kegels. Mithilfe des Ersatzquerschnittes wird für die Nachgiebigkeitsberechnung ein gemittelter Querschnitt angenommen.

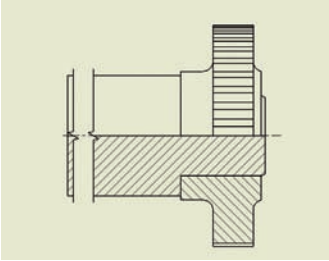
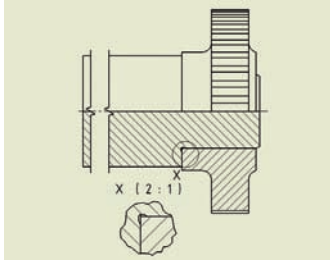
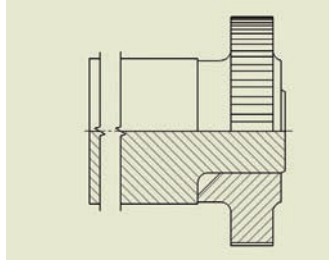
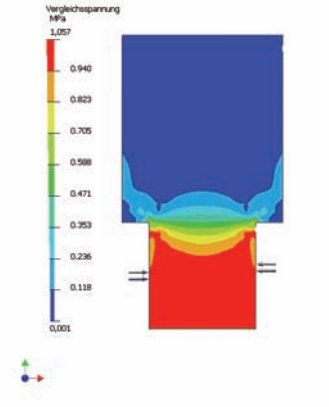
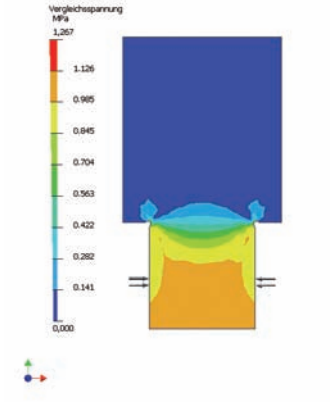
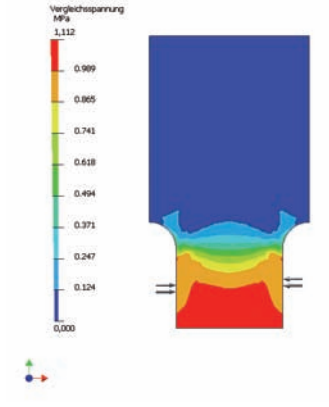
Gestaltungsrichtlinien im Hinblick auf den Fugendruck des Pressverbandes		
ungünstig	besser	gut
		
Spannungen im Innenteil, maßstäblich dargestellt im Mittenschnitt		
		
Spannung des Pressverbandanfangs und Kerbspannung durch Querschnittsänderung liegen in einem Querschnitt!	Spannung des Pressverbandanfangs und Kerbspannung durch Querschnittsänderung liegen in einem Querschnitt, leichte Abmilderung durch Kerbspannungserniedrigung mittels Freistich.	Durch großen Rundungsradius starke Verminderung der Kerbspannung. Durch Fase am Außenteil ist Anschlagfunktion und Beginn des Pressverbandes getrennt, dadurch liegen innere und äußere Kerbe nicht in einem Querschnitt.
Da am Querschnittsübergang außer den Spannungen durch den Pressverband auch noch Zugspannungen, Biegespannungen und Torsionsspannungen durch die Drehmomentübertragung auftreten, sollten beide Kerbstellen <i>niemals</i> in einem Querschnitt liegen (hohe Dauerbruchgefahr).		
Zudem wirkt sich der elastische Nabenfortsatz in Richtung der Drehmomentübergabe günstig aus, da die Nabe sich elastisch mit der Welle verformen kann (siehe hierzu Erläuterung bei Passfedern).		

Bild 1: Hinweise auf konstruktive Gestaltung von Pressverbänden

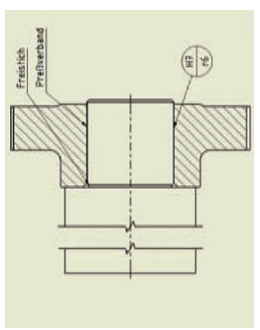
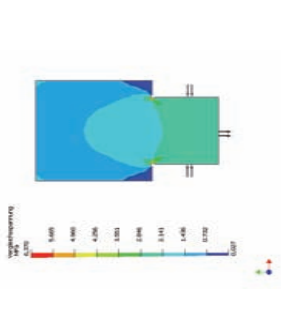
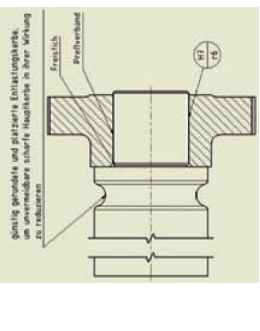
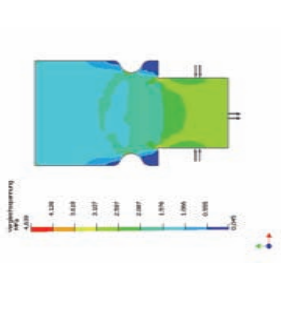
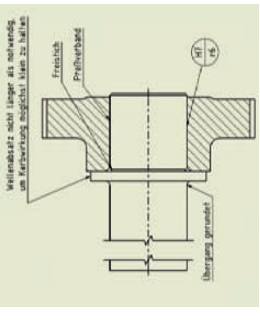
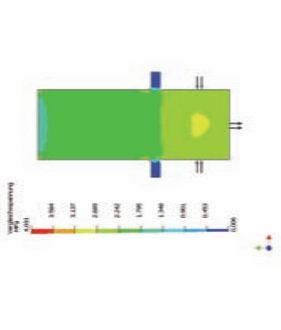
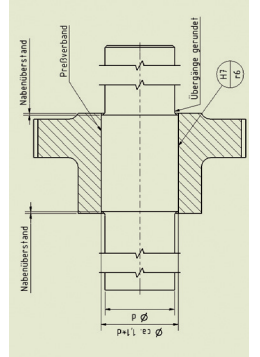
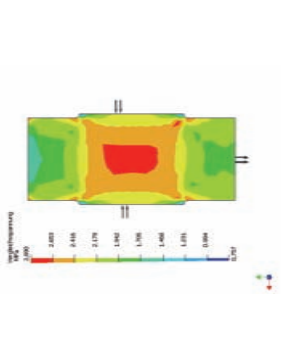
<p>Unterschiede in der Kerbwirkung bei verschiedenen Pressverbandgestaltungen mit jeweils gleichem Wellenquerschnitt; gleichem Fugendruck und gleichen Zugspannungen in der Welle (Skalierung beachten!). Nabenfortsatz in Richtung der Drehmomentübertragung!</p>	<p>Pressverband auf abgesetzter Welle</p>			<p>Ungünstige Konstruktion, enger Kerbradius (hohe Formzahl α_k) in unmittelbarer Nähe der inneren Kerbe (β_k)</p>
<p>Pressverband auf abgesetzter Welle mit Entlastungskerbe (etwa gleich tief wie Hauptkerbe, Radius jedoch deutlich größer!)</p>	<p>Spitzig geformte und getriggerte Entlastungskerbe, um unvermeidbare äußere Hauptkerbe in ihrer Wirkung zu reduzieren</p>			<p>Günstige Konstruktion mit reduzierter äußerer Kerbwirkung durch Entlastungskerbe</p>
<p>Pressverband auf Welle mit kurzem Anschlagabsatz</p>	<p>Wellenabsatz nicht länger als notwendig, um Fertigungsgünstigkeit zu bewahren</p>			<p>Günstige Konstruktion mit kurzem Absatz, der von der Kerbwirkung her den Kraftfluss kaum beeinflusst. Je kürzer der Absatz, desto geringer die Beeinflussung</p>
<p>Welle mit 10%iger Verdickung im Bereich des Pressverbandes, ohne Axialanschlag, Empfehlung für Rundungsradius: $r \approx 0,1 d$</p>	<p>Nabenfortsatz</p>			<p>Ca. 10%ige Durchmessererhöhung der Welle reduziert die Kerbwirkung des Pressverbandes erheblich. Die Nabe sollte über den Wellenabsatz überstehen, um keine zusätzliche Kerbwirkung entstehen zu lassen.</p>

Bild 1: Kerbtechnisch günstige Wellengestaltung

Prinzipiell sind drei Möglichkeiten der Zentrierung zwischen Welle und Nabe möglich: Innenzentrierung, Flankenzen­trierung und Außenzentrierung, die jedoch nicht üblich ist.

Die Innenzentrierung ist die genaueste. Die Nabe sitzt mit ihren Keilköpfen in den Keilnuten der Welle auf. Die Flanken haben zur Vermeidung von Doppelpassungen leichtes Spiel.

Bei der Flankenzen­trierung ergibt sich ein Spiel zwischen den Keilköpfen und den gegenüberliegenden Nuten. Die Zentrierung wird durch beidseitig anliegende Zahnflanken erreicht. Diese tangen­tielle Spielfreiheit macht flankenzen­trierte Keilwellen besonders geeignet für wechselnde Belastungen sowie für Stöße.

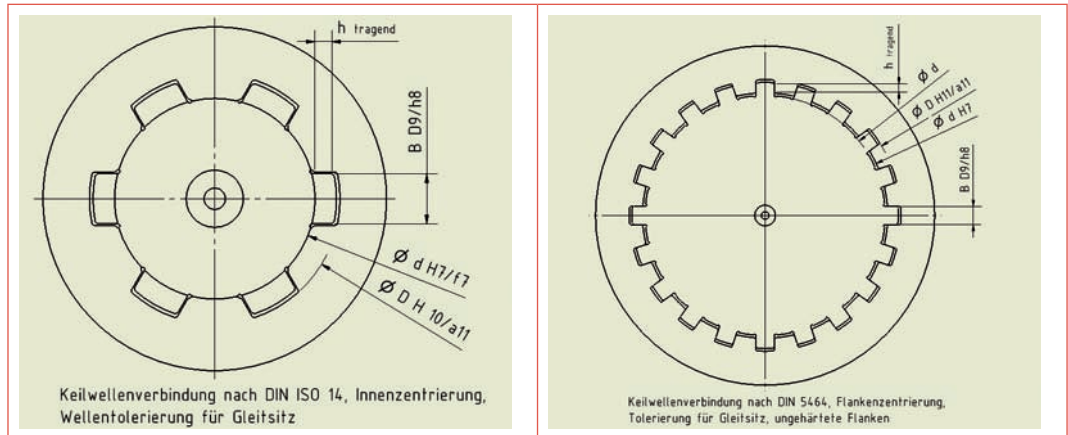


Bild 1: Zentrierungsarten von Keilwellen

Berechnung:

$$p = \frac{2 M_t}{k h_{\text{tragend}} l_{\text{tragende}} z d_m} = \frac{2 M_t}{k \left(\frac{D-d}{2} \right) l_{\text{tragende}} z \left(\frac{d+D}{2} \right)}$$

Hierbei ist l_{tragend} die tragende Länge, h_{tragend} die tragende Höhe und d_m der gemittelte Durchmesser des Profils. „z“ steht für die Anzahl der Keilprofile und k bezeichnet den Tragfaktor der Mitnehmer, die wegen Flanken- oder Innenzentrierung bzw. Fertigungsungenauigkeiten nicht ganz gleichmäßig tragen.

Zentrierung	k
flankenzen­triert	0,9
innenzen­triert	0,75

Dabei ist die Dauerfestigkeit gewährleistet, wenn $p \leq p_{\text{zul}}$ ist. p_{zul} wird für Stahl-Wellen und Grauguss-Naben nach folgender Faustformel berechnet:

$$p_{\text{zul}} = \frac{R_m \text{ Nabe}}{v_B}, \text{ wobei } v_B = 2 \dots 3 \text{ zu wählen ist.}$$

Werden für die Festigkeitsbedingung zusätzlich Sicherheiten abhängig von der Belastungsart angesetzt, so sollte die unterste Grenze der Sicherheit gewählt werden!

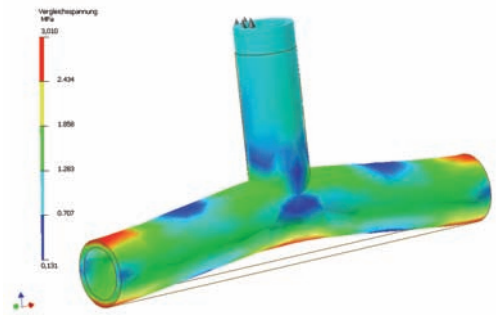
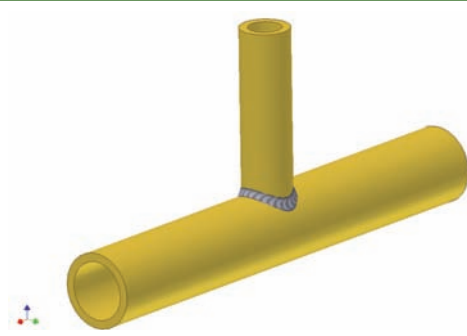
Für Stahl-Wellen und Stahl- bzw. Stahlguss-Naben wird folgende Formel verwendet:

$$p_{\text{zul}} = \frac{R_{eL} \text{ min}}{v_F}, \text{ wobei } v_F = 1,5 \dots 3 \text{ zu wählen ist.}$$

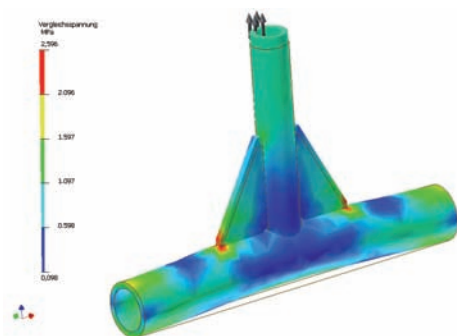
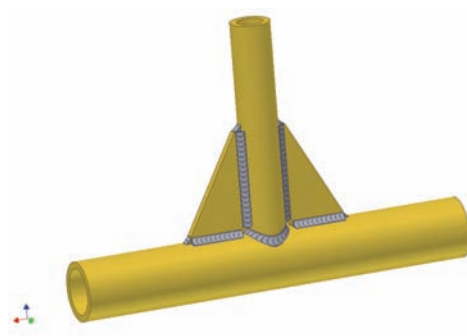
Beispiele für geschweißte Rohrstabanschlüsse, speziell für Rundrohr

Konstruktionsbeispiel

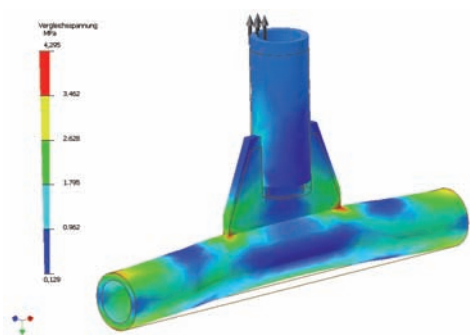
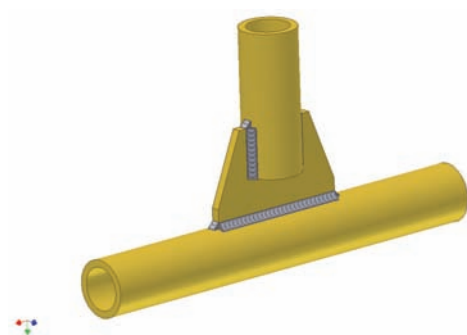
Spannungsverläufe (sämtliche Rohrstücke wurden mit einer Zugspannung von 1 N/mm^2 belastet und die Enden des durchgehenden Rohres sind fixiert. Die Spannungen am Anfang und Ende des Unterzuges sind nicht von Interesse und entstehen durch endliche Rohrlängen.



Stumpf geschweißter Rohranschluss: Einfache und preiswerte Fertigung ohne aufwändige Vorbereitung der Naht. Hohe Spannung an der Unterseite des durchgehenden Rohres.



Stumpf geschweißter Rohranschluss mit eingesetzten Eckblechen: Wenig Schweißnahtvorbereitung, jedoch zusätzlich auszuscheidende Eckbleche. Spannungen insgesamt geringer durch mehr Schweißnahtfläche, jedoch hohe Steifigkeit und Anrissgefahr an den Enden der Eckbleche (Stirnseiten verschweißen!).



Rohrstoß mit geschlitztem Rohrende und eingesetztem Verbindungsblech. Relativ viel Aufwand, aber besser rundum zu fertigende Schweißnähte. An ein Verbindungsblech können mehrere Stäbe in verschiedenen Winkeln angeschweißt werden. Das offene Rohrende kann kritisch sein bei Feuchtigkeit, jedoch günstig zum Verzinken. Durch hohe Steifigkeit des Bleches Anrissgefahr an den Schweißnahtenden.

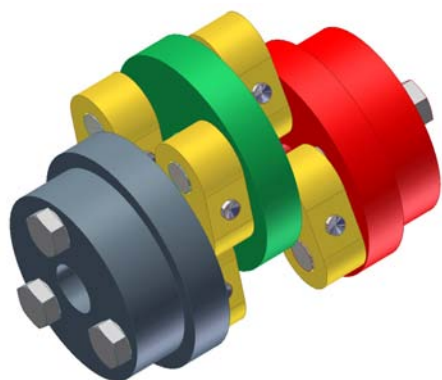


Bild 1: Schmidt-Kupplung

Die mittlere Scheibe (grün) wird von der antreibenden Scheibe (blaugrau) mit drei parallelen Lenkern geführt. Der Antrieb der Abtriebscheibe (rot) erfolgt wiederum durch drei an der mittleren Scheibe angebrachten Lenkern. Die Kupplung hat keine Unwucht.

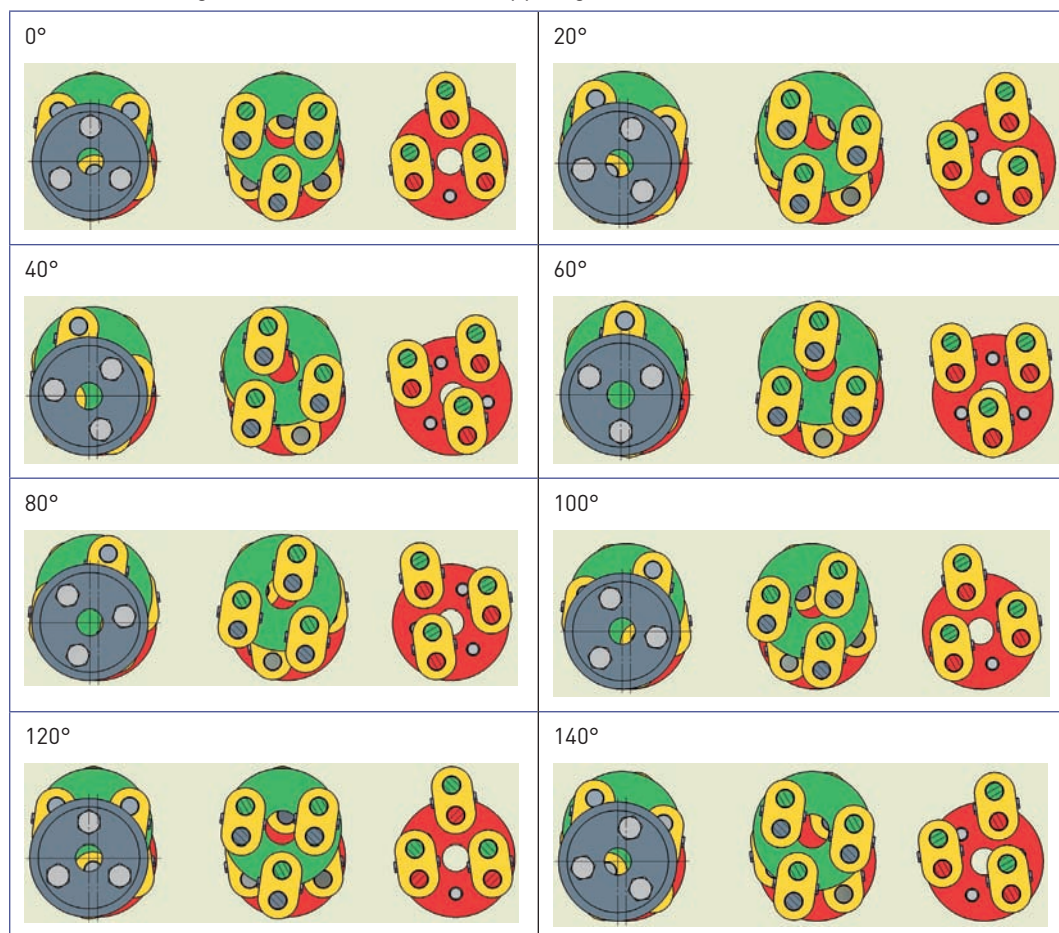


Bild 2: Bewegungsablauf einer Schmidt-Kupplung in 20°-Schritten, links jeweils in der antriebsseitigen Ansicht, mittig vor der Zwischenscheibe geschnitten und rechts vor der Abtriebscheibe geschnitten (siehe auch beiliegende Animation)

Maßgeblich für eine lange Lebensdauer einer Kupplung, auch einer Ausgleichkupplung, ist die sorgfältige Ausrichtung der zu kuppelnden Wellen, um die Leistungsverluste möglichst gering zu halten. Je größer die Lageabweichungen innerhalb einer Kupplung sind, auch wenn dies in den zulässigen Grenzen der Kupplung liegt, desto geringer ist der Wirkungsgrad der Kupplung. Je größer die Bewegung bzw. die Umformarbeit bei elastischen Kupplungen ist, desto mehr Leistung wird in Wärme umgewandelt.



Bild 1: Notwendigkeit einer guten Wellenausrichtung für hohe Wirkungsgrade

Zur guten Ausrichtung von Antriebs- und Arbeitsmaschine stehen verschiedene Verfahren zur Auswahl, von denen einige gängige hier kurz dargestellt werden sollen:

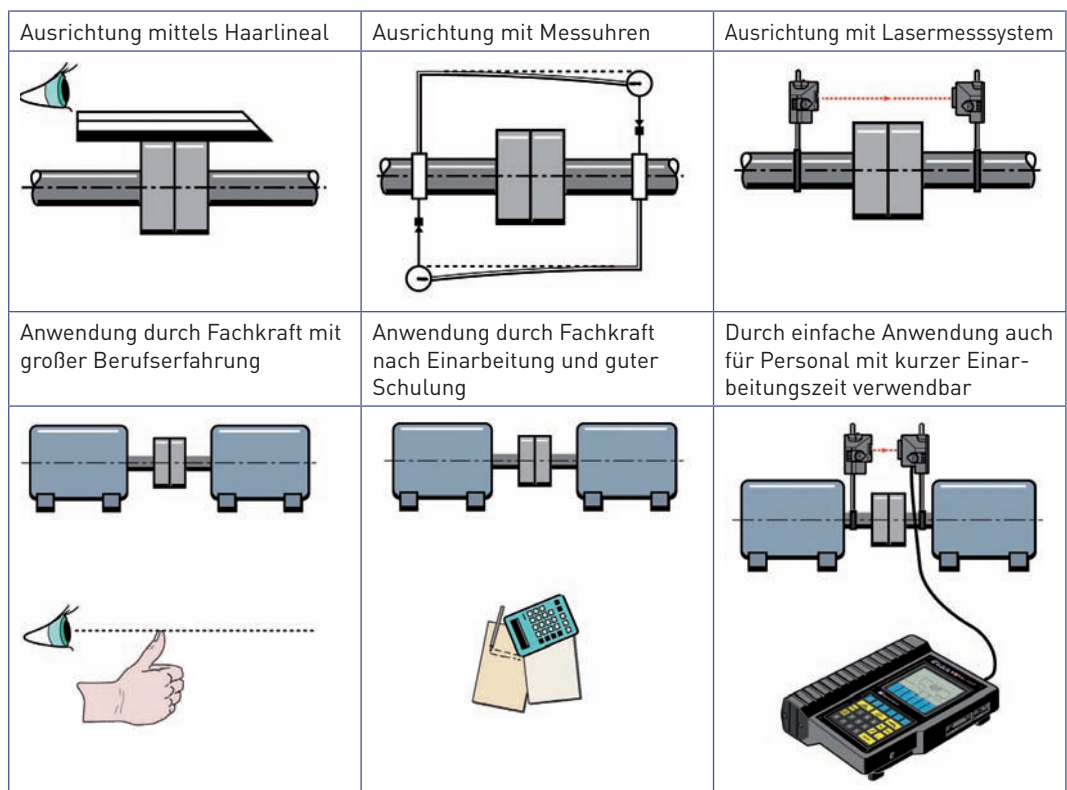

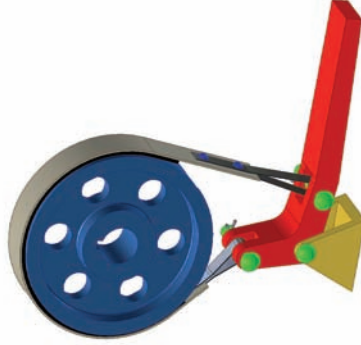
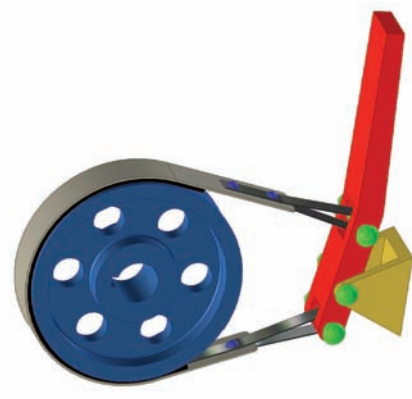


Bild 2: Vergleich gängiger Ausrichtmethoden

Einfache Bandbremse	Summenbandbremse	Differentialbandbremse
 $F_{\text{Betätigung}} = \frac{2 M_{\text{Brems}} a}{d (e^{\mu\alpha} - 1)}$ $M_{\text{Brems}} = F_{\text{Brems}} \frac{d}{2}$ $= (S_1 - S_2) \frac{d}{2} = (S_2 e^{\mu\alpha} - S_1) \frac{d}{2}$ $S_2 = \frac{2 M_{\text{Brems}}}{d (e^{\mu\alpha} - 1)}, \quad S_1 = e^{\mu\alpha} \frac{2 M_{\text{Brems}}}{d (e^{\mu\alpha} - 1)}$	 $F_{\text{Betätigung}} = \frac{2 M_{\text{Brems}} (a_1 e^{\mu\alpha} + a_2)}{d l (e^{\mu\alpha} - 1)}$ $M_{\text{Brems}} = F_{\text{Brems}} \frac{d}{2}$ $= (S_1 - S_2) \frac{d}{2} = (S_2 e^{\mu\alpha} - S_1) \frac{d}{2}$ $S_2 = \frac{2 M_{\text{Brems}}}{d (e^{\mu\alpha} - 1)}, \quad S_1 = e^{\mu\alpha} \frac{2 M_{\text{Brems}}}{d (e^{\mu\alpha} - 1)}$ <p>Für $a_1 = a_2$ sind die Bremsmomente in beiden Drehrichtungen gleich groß!</p>	 $F_{\text{Betätigung}} = \frac{2 M_{\text{Brems}} a_1 \frac{a_2/a_1 - e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}}{d l}$ <p>Selbsthemmung tritt ein, wenn gilt: $a_2/a_1 \geq e^{\mu\alpha}$</p> <p>Rechtslauf: $M_{\text{Brems}} = \frac{F_{\text{Betätigung}} d}{2} \frac{1}{1 - a_1/a_2} \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}}$</p> <p>Linkslauf: $M_{\text{Brems}} = \frac{F_{\text{Betätigung}} d}{2} \frac{1}{e^{\mu\alpha} - a_1/a_2} \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}}$</p> <p>Bedingung für die Funktion: $a_2 > a_1$</p>