

5. Löt- und Klebeverbindungen



Löten und Kleben → Alternative zu Schrauben und Schweißen mit zunehmender Bedeutung als Fügeverfahren

Löt- und Klebeverbindungen gewinnen zunehmend an Bedeutung und erobern immer mehr Bereiche in der industriellen Praxis. Insbesondere die Tendenz bzw. Forderung zum Leichtbau (im Flugzeugbau, Elektroauto, etc.) fördert diese Fügeverfahren und forciert ihre Anwendungen. Kleben und Löten wird daher immer öfter als alternatives Fügeverfahren zu Schraub- und Schweißverbindungen eingesetzt (das Nieten ist heute bereits aus vielen früheren Anwendungen verdrängt!).

- Draufsicht auf eine lasergelötete Naht zur dichten Verbindung von Dach und Seitenwand eines PKW's, Nahtbreite ca. 2mm.
- Querschliff derselben Naht. Gute Anbindung an den Grundwerkstoff (Blechwandstärke: 1mm) und dichte Verbindung
- Übersicht über Klebeverbindungen an einem PKW.

5.1. Lötverbindungen

„Löten ist das Verbinden metallischer Werkstoffe mit Hilfe eines geschmolzenen Zusatzmaterials (Lot), ggf. unter Verwendung von Flussmitteln und/oder Lötenschutzgasen. Der Lotschmelzpunkt ist dabei niedriger als der Schmelzpunkt der zu verbindenden Metalle (DIN 8505)“.

Vorteile:

- geringere Arbeitstemperaturen (im Vgl. z. Schweißen)
- dadurch weniger Wärmespannungen, wenig Bauteilverzug, Risse, Gefügeveränderungen etc.
- auch unzugängliche Stellen sind lötfähig
- keine Schwächung durch Bohrungen (Vgl. Schrauben)
- dicht gegen Gase und Flüssigkeiten
- elektrisch leitende Verbindungen

Nachteile:

- geringere Festigkeit (im Vgl. zum Schweißen)
- meist Überlappstoß erforderlich
- z.T. aufwändige Vorbereitungsarbeiten erforderlich
- u.U. hohe Kosten für Lote (z.B. Zinn, Silber)
- Gefahr der elektrolytischen Zerstörung
- aufwändige Qualitätssicherung („kalte Lötstelle“)



Löten von
Platinen [7]



Lötkolben

Löten → Diffusionsverbindung → Werkstoff schonend, aber: → geringere Festigkeit
--

Der Hauptunterschied zum Schweißen liegt bei Lötverbindungen im deutlich geringeren Energieeintrag. Es wird nur das Lot aufgeschmolzen, der Grundwerkstoff der zu fügenden Bauteile dagegen nicht. Durch die wesentlich geringeren Temperaturen sinkt die Wärmespannung in den Fügepartnern und damit sind viele beim Schweißen zu nennenden Nachteile beim Löten deutlich relativiert, wie z.B. weniger Bauteilverzug, weniger Mikrorisse, kaum Gefügeveränderungen, etc.

Da die Fügeteile selbst nicht aufgeschmolzen werden, kann keine schmelzmetallurgische Verbindung wie beim Schweißen entstehen, sondern eine sog. **Diffusionsverbindung** mit deutlich geringerer Festigkeit. Große verlötete Flächen kompensieren dies, i.d.R. durch einen **Überlappstoß** realisiert (Ausnahme: Fugenlöten im Stumpfstoß beim Hartlöten). Dies wiederum zieht eine Reihe von Nachteilen nach sich. So ist von außen oft nicht erkennbar, ob die gesamte überlappte Fläche auch mit Lot benetzt wurde oder nicht, ob also ggf. eine **kalte Lötstelle** entstanden ist, welche die Lötverbindung stark schwächt.

Es ist möglich, unterschiedliche Metalle zu löten, dabei ist darauf zu achten, dass sowohl die Fügepartner als auch das verwendete Lot in der Spannungsreihe der Metalle nicht zu weit auseinander liegen, ansonsten ist die Gefahr einer **elektrolytischen Zerstörung** real, also das allmähliche Auflösen des unedleren Partners zugunsten des edleren. (Beispiel: Kupfer als sehr edles Metall nicht mit Aluminiumlot (unedel) zusammenbringen).

Unterscheidungsmerkmale	Lötverfahren		
	Weichlöten	Hartlöten	Hochtemperaturlöten
Arbeitstemperatur	< 450 °C	> 450 °C	> 900 °C
Energiequelle	Kolben, Lötbad, elektrischer Widerstand	Flamme, Ofen	Flamme, Laserstrahl, elektrische Induktion
Grundwerkstoff	Cu-, Ag-, Al-Legierungen, Nichtrostender Stahl, Stahl, Cu-, Ni-Legierungen	Stahl, Hartmetall-Schneidplatten	Stahl, Hartmetall
Lotwerkstoff	Sn-, Pb-Legierungen	Cu-, Ag-Legierungen	Ni-Cr-Legierungen, Ag-Au-Pd-Legierungen
Hilfsmittel	Flussmittel	Flussmittel, Vakuum	Vakuum, Schutzgas



Weichlot



Weichgelötete Rohre



Hartlöten mit Flamme



Im Vakuum hochtemperaturgelötete Turbinschaufel

„Je nach den Anforderungen an die Lötverbindung wendet man (energiesparende) niedrigere oder höhere Löttemperaturen an und verwendet darauf abgestimmte Lote.“

Weichlöten (Schmelzpunkt des Lotes unter 450°C; Ausführung nur als Spaltlötung, i.d.R. im Überlappstoß) genügt bei geringer Beanspruchung und niedriger Betriebstemperatur. Häufige Forderungen im Maschinenbau sind Abdichten oder elektrische Leitfähigkeit. Bei geeigneter Wahl der Lote und Flussmittel bestehen kaum Einschränkungen bzgl. der Verbindung unterschiedlicher Metalle.

Hauptanwendungsgebiete: elektrische Anschlüsse, Weißblechbehälter, Konservendosen, Kleinmaschinenteile, Rohrverbindungen für Kalt- und Warmwasser.

Hartlöten (Schmelzpunkt des Lotes über 450°C bis 900°C; Ausführung als Spalt- oder Fugenlötung) eignet sich auch für höhere Beanspruchungen und Betriebstemperaturen, ist daher im Maschinenbau das meist angewandte Lötverfahren. Hauptanwendungsgebiete: Welle-Nabe-Verbindungen, Flanschverbindungen, Rohrrahmen für Fahrräder und Motorräder.

Hochtemperaturlöten („HTL“; Schmelzpunkt des Lotes über 900°C) ist für bestimmte wärmebeständige Werkstoffe (Nickelbasis-Legierungen mit Ti- und Al-Zusätzen) oft das einzig mögliche Fügeverfahren. Es wird flussmittelfrei in Vakuum oder Schutzgasatmosphäre gelötet. Wg. Erwärmung des ganzen Bauteils im Ofen (aufwändig!) treten wesentlich geringere Eigenspannungsprobleme auf als beim Schweißen.

Hauptanwendungsgebiete: Wabenkonstruktionen für den Flugzeugbau, Turbinschaufeln, Steuerabfuhrungsansätze in Kernreaktoren [2].

„**Flussmittel** sind nichtmetallische Stoffe in Form von Pasten, Pulvern oder Flüssigkeiten, deren vorwiegende Aufgabe es ist, vorhandene Oxide von der Lötfläche zu beseitigen und ihre Neubildung zu verhindern. Die Zusammensetzung des Flussmittels muss immer der Lötaufgabe angepasst werden. Es gibt kein Flussmittel für alle Zwecke [3]“. Für das Weichlöten wird sog. Lötöl, Lötöl oder Hartflussmittel verwendet, beim Hartlöten kommen überwiegend Borverbindungen („Borwasser“) zum Einsatz. Genaue Bezeichnungen und Einsatzgebiete sind DIN EN 2045 (für Hartlöten) bzw. DIN EN 29454-1 (Weichlöten) zu entnehmen.

Kolbenlöten

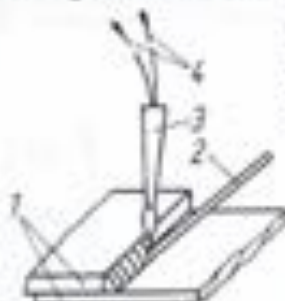
- nur Weichlöten
- für kleine Blechdicken (max. 2 mm)



- 1 Werkstück
- 2 Lot
- 3 Heizpatrone
- 4 Lötspitze

Flammlöten

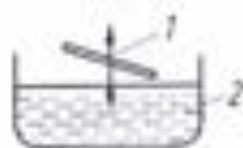
- Weich- und Hartlöten
- für größere Teile und Reparatur



- 1 Werkstück
- 2 Lot
- 3 Düse
- 4 Sauerstoff- u. Brenngasanschlüsse

Bad- oder Tauchlöten

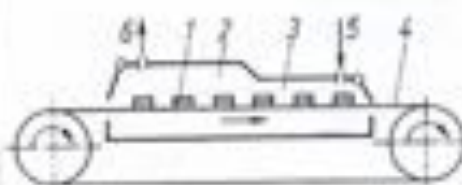
- Weich- und Hartlöten
- für kleine Teile in Massenfertigung



- tauchlöten**
- 1 Werkstück
 - 2 flüssiges Lot

Ofenlöten

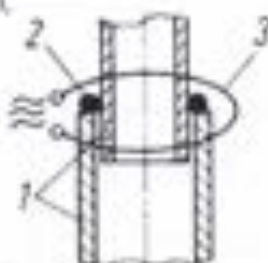
- Hartlöten, auch Hochtemperaturlöten
- für kleine Teile (bis 10 mm Dicke) in Massenfertigung



- 1 Werkstück
- 2 Lötzone
- 3 Kühlzone
- 4 Transporteinrichtung
- 5 Schutzgaseingang
- 6 Schutzgasausgang

Widerstands- und Induktionslöten

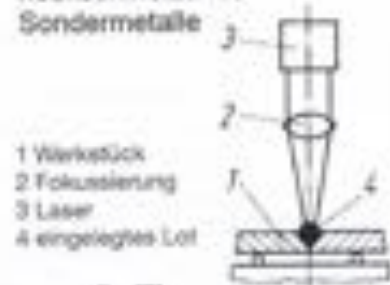
- Weich- und Hartlöten, auch HTL
- für großflächige Verbindungen in Massenfertigung



- 1 Werkstück
- 2 eingelegtes Lot
- 3 Induktorschleife

Strahlöten

- Hochtemperaturlöten
- für Präzisionsarbeiten u. hochschmelzende Sondermetalle



- 1 Werkstück
- 2 Fokussierung
- 3 Laser
- 4 eingelegtes Lot

alle: [2]

Die einzelnen Lötverfahren unterscheiden sich in ihren technischen Details. Vom Prinzip her benötigt man zum Löten nur eine geeignete „Heizung“, mit welcher das Lot aufgeschmolzen wird.

„Kolbenlöten“: Aufheizen der Werkstückfuge und des Lots durch manuell oder maschinell bewegten Lötkeilen aus Kupfer, elektrisch oder gasbeheizt, unter Verwendung eines Flussmittels. Hauptanwendung: in Elektronik/Elektrotechnik; Klempnerei.

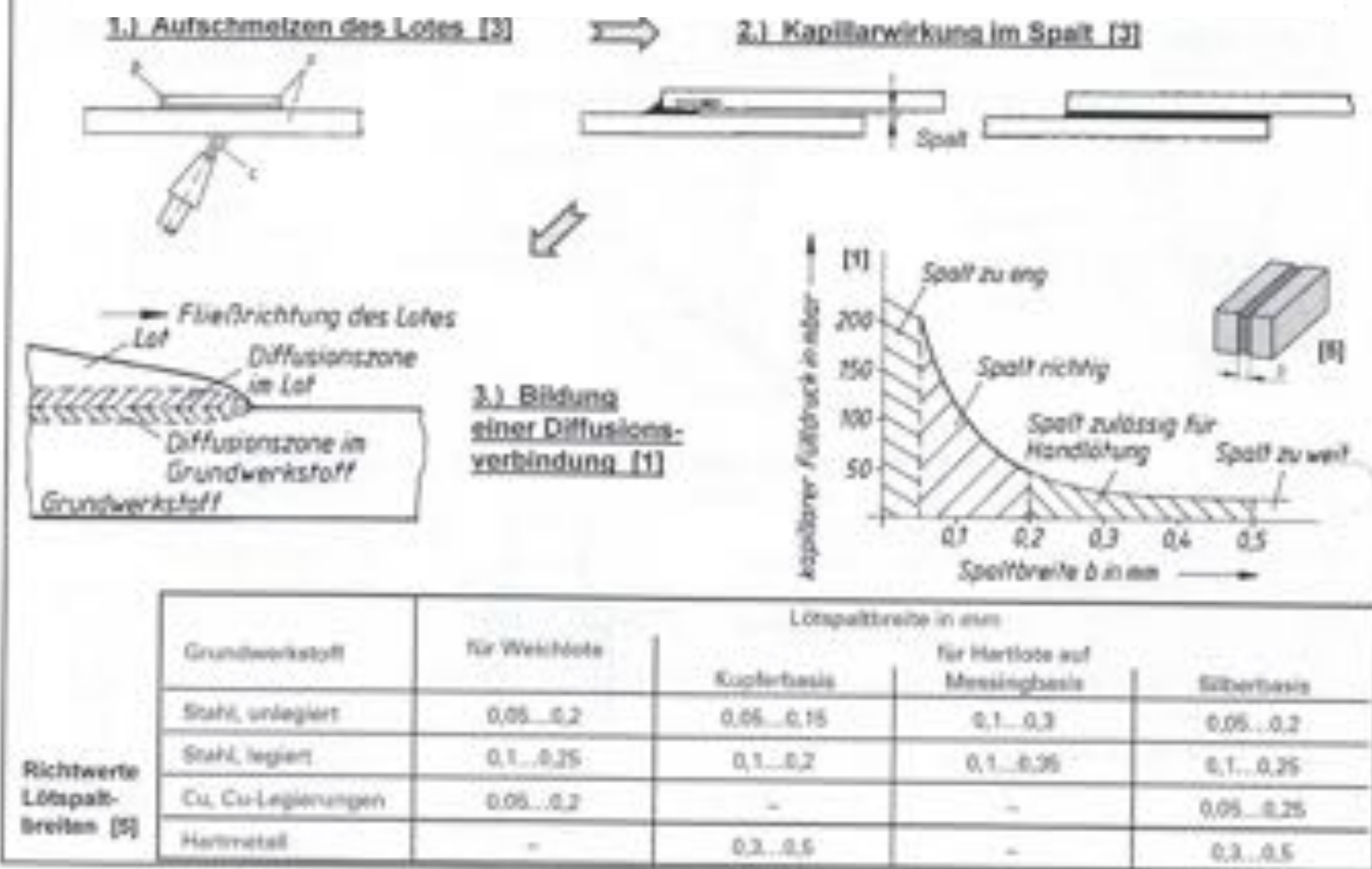
Flammlöten: Aufheizen durch Lötlampe oder Schweißbrenner unter Verwendung eines Flussmittels (kein unmittelbarer Kontakt zur Flamme, sonst Schädigung). Hauptanwendungen: in Klempnerei, Installations-, Rohrleitungs- und Fahrzeugbau. Für Armaturen, Fahrradrahmen, Stahlmöbel.

Bad- oder Tauchlöten: Aufheizen der Werkstückfuge in fixierter Lage durch Eintauchen in flüssiges Lot; nicht zu lötende Bereiche vorbehandelt mit Pasten oder Lösungen (Lotbindung unerwünscht). Hauptanwendungen: Verzinnen von Kabelenden, Rohrleitungsbau.

Ofenlöten: Aufheizen der Werkstückfuge in fixierter Lage im evakuierten oder von Schutzgas durchspülten Raum, elektrisch oder gasbeheizt; vorab mit Lot und Flussmittel versehen. Hauptanwendungen: Geräte- und Fahrzeugbau, Raumfahrttechnik.

Widerstands- und Induktionslöten: Aufheizen entweder mittels Elektrode oder durch Wirbelströme, induziert von Wechselstromspule (Induktor); vorab mit Lot und Flussmittel versehen. Hauptanwendungen: in Elektronik, im Werkzeug-, Geräte- und Fahrzeugbau.

Strahlöten: Aufheizen durch Laser- oder Elektronenstrahl (minimale Wärmeeinbringungsflächen); Vakuum oder Schutzgasatmosphäre notwendig. Hauptanwendungen: in Karosseriebau, Turbinenbau, in Elektronik, Kühlenlagenbau [2].



Vor jedem Lötvorgang ist die Reinigung aller am Lötprozess beteiligten Oberflächen durchzuführen bzw. sicherzustellen. Anschließend wird das Lot aufgeschmolzen. Dabei wird die sog. **Kapillarwirkung** ausgenutzt. „Flüssige Lote breiten sich nicht nur auf metallisch sauberen und auf Arbeitstemperatur gebrachten Grundwerkstoffen aus, sondern sie fließen auch in vorhandene enge Spalte. Wie bei der Kapillarwirkung des Wassers steigen flüssige Lote entgegen der Schwerkraft ebenfalls umso höher, je enger der Spalt ist [1]“. Im Diagramm ist der Zusammenhang zwischen kapillarem Fülldruck (also des Bestrebens des flüssigen Lotes in den Spalt zu fließen) und der eingestellten Spaltbreite b dargestellt. In der Tabelle sind Richtwerte für die einzustellenden **Lötspaltbreiten** angegeben, zu erkennen ist, dass dies erheblich differiert je nach Grund- sowie eingesetztem Lotwerkstoff.

Es entsteht eine **Diffusionsverbindung**. Als Diffusion wird ein Platzwechsel von Atomen abhängig von Temperatur und Zeit bezeichnet. „Dabei ist nachweisbar, dass sich in der Lötzone Bestandteile des Grundwerkstoffes befinden und umgekehrt. Lot und Grundwerkstoff haben sich innerhalb der Diffusionszone legiert, obwohl der Grundwerkstoff im festen Zustand verblieb [1]“. Je nach Prozessführung, Werkstoff und Größe der beteiligten Fügepartner kann dies zwischen wenigen Sekunden bis zu einigen Minuten dauern.

DIN-Bezeichnung	Kurzzeichen	Zusammensetzung (Gewichte-%)	Verwendung Bauteil-Werkstoff	Anwendungsbereiche
Lot-Werkstoff				
Weichlote				
Zinn-Blei-L-50Sn50Pb	50/50	Sn 50, Pb 50	Stahl und Kupfer-Legierung	Hochtemperaturlötungen (Kaltzinn), Elektrozinn, Dichtungsfunktion
Cadmium-L-60Cd40 (Rundwerkstoff)		Cd 75, ... 80, Zn 17, ... 25	Aluminium	an verzögten korrosionsanfälligen Werkstoffen (z.B. Aluminium) zum Löt- und Verschleißschutz (DIN 6755)
Hartlote				
Kupfer-Basislote L-CuZn40	AG 100	Cu 60, Zn 40	Stahl, Titan, Nickel und Nickellegierungen	Spalt- und Fugelöten ohne hohe Festigkeitsanforderung
L-CuZn50Sn		Cu 60, Sn 1, Rest Zn	Kupfer, Schmiedestahl, $T_{\text{max}} > 300^\circ\text{C}$	Spalt- und Fugelöten für hohe Festigkeitsanforderung
Silberbasis-Lote L-Ag25		Ag 25, Cu 75, Rest Zn		Spaltlöten, kleine Teile in Optik, Feinmechanik
L-Ag30Cu		Ag 40, Cu 50, Cu 75, Rest Zn		Spaltlöten für spannungsempfindliche Werkstoffe
L-Ag27		Ag 27, Cu 38, Rest 35, Rest Zn	Hartmetalle, Stahl, Wärfen, Mischmetalle, Titan	Hartmetall-Schweißpuffer auf Drehstuhl
L-Ag30	AG 300	Ag 45, Cu 45, Mn 7, Ni 4,5, Rest Zn	schwermetallische Werkstoffe	
Aluminium-Basislote L-AL72	AL 712	Si 12, Rest Al	Aluminium, Aluminiumlegierungen	Fügen, gute Überlappung mit Aluminium, Reparatur und Fertigung von Druck- und Massenteilen
Hochtemperaturlote				
Nickelbasis-L-90	90/10	Cu 10, Ni 90, Rest Fe	Nickel, Cobalt und deren Legierungen, unlegierte bis hochlegierte Stähle	Spaltlöten, Leuchtstoffröhren, Hochtemperaturlötungen, Flugzeugbau, Rotorantriebe, hochtemperaturbeständige, hochtemperaturbeständige

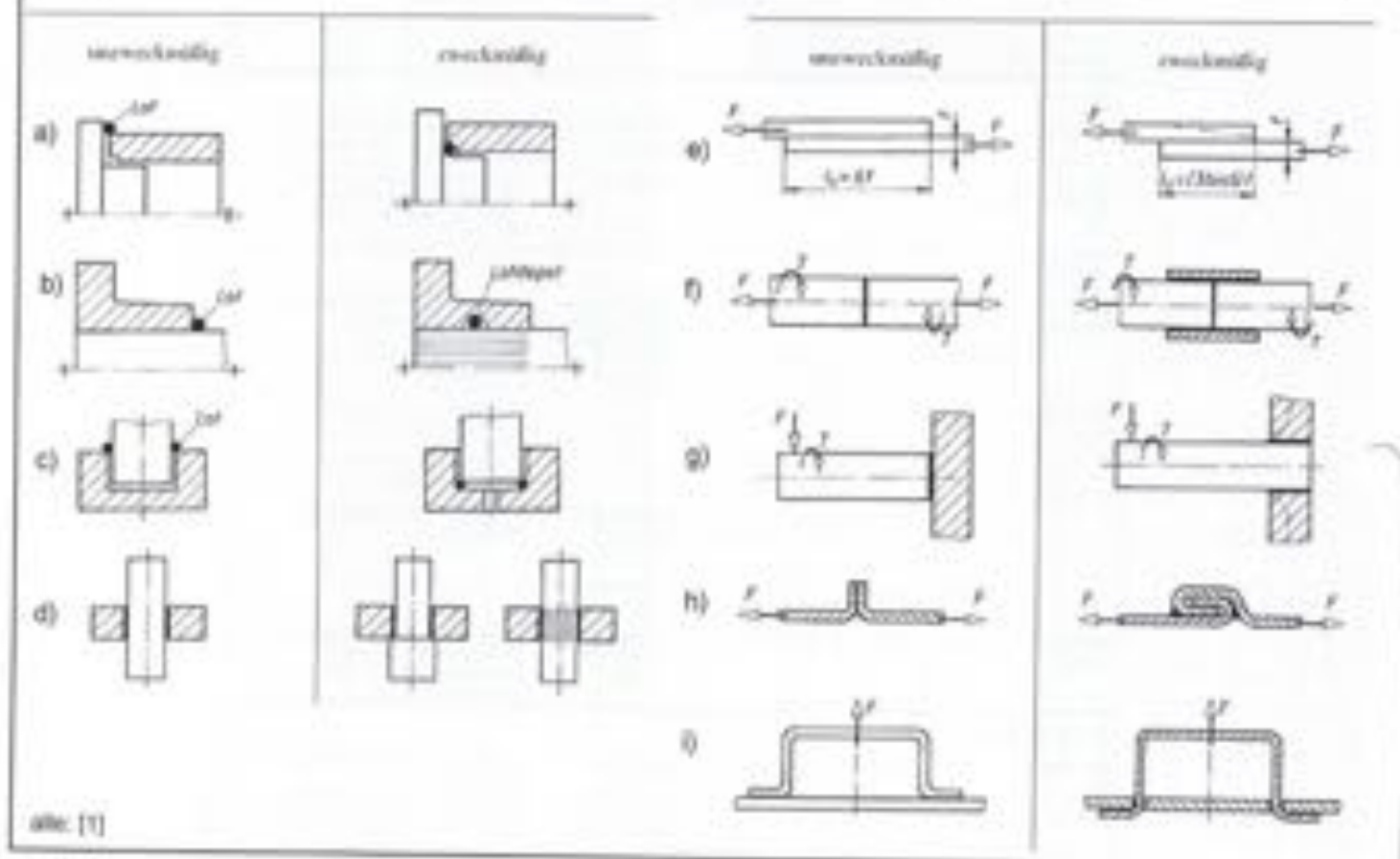
[2]

„Wesentlich für eine sichere Lötverbindung ist die Wahl des für den Bauteilwerkstoff geeigneten Lotes, auch kann nicht jedes Lot mit allen Lötverbindungen verarbeitet werden [2]“. „Lote sind als Zusatzwerkstoffe geeignete Legierungen oder reine Metalle in Form von Drähten, Stäben, Formteilen oder Pulvern [1]“.

Weichlote weisen als Hauptbestandteile zumeist hohe Anteile an niedrigschmelzenden Elementen wie Zinn (Schmelztemperatur $T_m=232^\circ\text{C}$), Zink ($T_m=419^\circ\text{C}$) oder Blei ($T_m=327^\circ\text{C}$) auf. „Insgesamt 34 Lotlegierungen werden mit einem Kurzzeichen bezeichnet (näheres s. DIN 1707) [1]“. Zugfestigkeit $\sigma_{1,2}$ (heranzuziehen bei Spaltlötungen im Überlappstoß) sowie Zugfestigkeit $\sigma_{1,2}$ (heranzuziehen bei Fugelöten im Stumpfstoß) sind bei weichgelöteten Verbindungen sehr gering, sie eignen sich daher nicht für die Übertragung von Kräften.

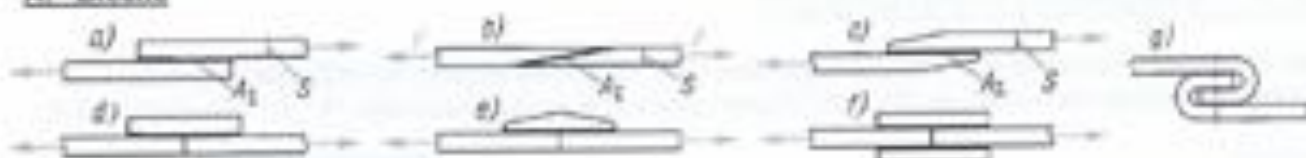
Hartlote basieren überwiegend auf Kupfer- oder Silberbasis (zum Lötten von Aluminium meist Aluminiumlote – Spannungsreihe beachten: sonst Gefahr der elektrolytischen Zerstörung!). Die nach DIN EN 1044 benutzten Kurzzeichen umfassen zwei Buchstaben gefolgt von drei fortlaufend zugeordneten Ziffern, z.B.: AG304. Hartgelötete Verbindungen können aufgrund der hohen Festigkeitswerte auch mit Kräften belastet werden. Nachteilig ist der zumeist deutlich höhere Preis.

Hochtemperaturlote bestehen meist aus Kupfer-, Nickel-, Gold oder anderer Edelmetalllegierungen (Kurzzeichen wie Hartlote). Sie weisen höchste Festigkeitswerte auf, können somit große Kräfte aufnehmen. Weiterhin lassen sich bestimmte warmfeste Legierungen (sog. „superalloys“) nur hochtemperaturlöten.

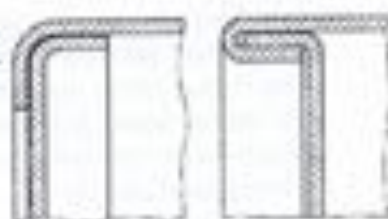
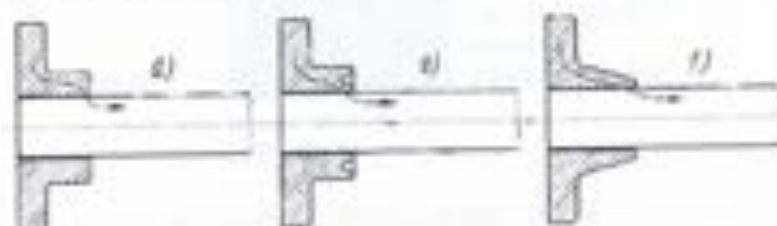
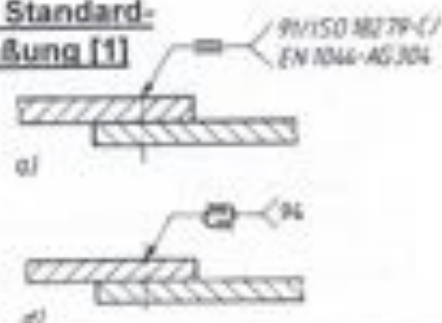


„Um eine ausreichende Zuverlässigkeit des gelöteten Bauteils zu gewährleisten (Lötbarkeit), sind wesentliche Konstruktionsrichtlinien einzuhalten:

- a): Lötspalt darf nicht unterbrochen werden. Lot kann Spaltenverlängerung nicht überbrücken.
- b): Lotfließweg wird durch eingelegten Lotdraht ring halbiert. Steigerung der Festigkeit durch achsparallele Rändelpalte.
- c): Lot fließt von innen nach außen, Flussmittel kann entweichen. Zusätzliche Kontrolle über Ausfüllung des Lötspaltes möglich.
- d): Fertigungserleichterung: Beim Löten ohne Vorrichtung Lagesicherung der Bauteile durch Anschläge, Rändelpresssitze und Heftstellen.
- e): Kraftübertragung: Um die Festigkeit des Grundwerkstoffes zu erreichen, genügt $l_s = (3 \dots 6) \cdot t$. Bei hoher Beanspruchung allmählicher Übergang günstiger.
- f): Erhöhung der Festigkeit durch Vergrößerung der Lötfläche
- g): Steckverbindung bei Biegebeanspruchung (Welle) günstig. Verbesserung der Dauerfestigkeit durch allmählichen Übergang.
- h): Entlastung der Lötverbindung durch formschlüssigen Falz. Schälbeanspruchung vermeiden.
- i): Bei weichgelöteten Verbindungen Kraftentlastung der Lötnahte durch Formschluss der Bauteile. Lötnahte übernehmen nur Dichtfunktion [1].

A: Bleche

siehe [3]

B: Rohre**D: Behälterböden****C: Rundstäbe****5.1.7 Standard-Bemaßung [1]**

Für zahlreiche Lötanwendungen gibt es Standardlösungen, welche sich in der Praxis bewährt haben.

A: Bleche: „a) Überlappung; b) Schäftung; c) zugeschärfte Überlappung; d) Laschung; e) zugeschärfte Laschung; f) Doppellaschung (zweischmittig); g) Falznaht

B: Rohre: a) kegelförmiger Stumpfstoß; b) Muffenstoß; c) Überlappstoß

C: Rundstäbe: d) in starrer Naht; e) und f) in elastisch gestaltetem Nabenende (reduzierte Kerbwirkung)

D: Behälterböden: Kraftübertragung durch Formschluss, Lötung nur aus Dichtigkeitsgründen [3].

„Standard-Bemaßung: Typische Lötnaht in symbolischer Darstellung:

- a) Überlappstoß mit Flächennaht; hergestellt durch Hartlöten (Kennzahl 91), geforderte Bewertungsgruppe C (s. Schweißen, S. 88) nach ISO 18279, Silberhartlot AG304 (B-Ag40ZnCdCu-595/630) nach EN 1044 (oder L-Ag40Cd nach DIN EN 1044)
- d) Falzstoß mit Falznaht; hergestellt durch Weichlöten (Kennzahl 94) [1].

5.2 Klebeverbindungen

„Kleben (Leimen, Kitten) ist das Verbinden gleicher oder verschiedenartiger metallischer und nicht-metallischer Werkstoffe durch Oberflächenhaftung mittels geeigneter Klebstoffe [1]“. (s. VDI-Richtl. 2229)

Vorteile

- keine Gefügeveränderungen, da keine Wärmespannungen
- dadurch kein Bauteilverzug, keine Mikrorisse, etc.
- keine Schwächung durch Bohrungen (Vgl. Schrauben)
- dicht gegen Gase und Flüssigkeiten
- gleichmäßige Spannungsverteilung
- schwingungsdämpfend
- z.T. korrosionsbeständig (nur bei chem. abbindenden Reaktionsklebstoffen!)

Nachteile

- geringere Festigkeit (im Vgl. Löten)
- nur im Überlappstoß möglich
- z.T. aufwändige Vorbereitungsarbeiten erf.
- u.U. lange Wartezeiten bis zum Abbinden
- stoßempfindlich
- zerstörungsfreie Qualitätsprüfung kaum möglich



Kleberauren zur flächigen Klebeverbindung



Rotations-Klebpistole [Kuka]

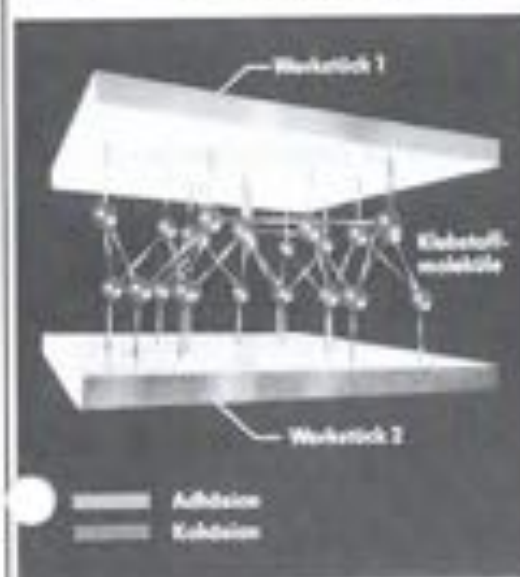
**Kleben → Adhäsions-/ Kohäsionsverbindung → kostengünstig und leicht, aber:
→ geringste Festigkeit**

Wichtigster Grund zum Einsatz für Klebeverbindungen ist sicherlich die stark zunehmende Tendenz zum Leichtbau in vielen Branchen. Neben dem geringen Gewicht des Klebstoffes an sich lassen sich viele Leichtbau-Werkstoffe weder schweißen noch löten, so dass nur Klebeverbindungen möglich sind.

„Die **Klebeverbindung** ist eine nicht lösbare Stoffschlussverbindung. Wegen der relativ geringen Festigkeit der Klebschicht werden die Verbindungen meist als Überlappungsstöße ausgeführt. Klebeverbindungen haben sich (hauptsächlich aufgrund des geringen Gewichts) im Flugzeugbau, auch für tragende Verbindungen, bewährt und finden zunehmend Eingang in den Maschinen- und Apparatebau:

- zur Kraftübertragung bei gefügten Fahrzeugrahmen, Brems- und Kupplungsbelägen, Blechkonstruktionen, Gummi-Metall-Federelementen, Rohrleitungen, Glas-Metall-Verbindungen.
- Fixierklebung, d.h. Verbindungen ohne Kraftübertragung, z.B. Abdeckungen, Verklebungen.
- Dichtungsklebung, wobei die Kraft durch andere Elemente übertragen wird, z.B. zum Abdichten von Bördelfugen, Punktschweißverbindungen, Gewinden.
- Sichern von Schraubenverbindungen [2].

Vor allem im Automobilbau finden sich zahlreiche Klebungen. Aufgrund der großen Stückzahlen lohnt sich ein automatisiertes Kleben, z.B. mit einer Rotations-Klebpistole, welche an der Handachse des Roboters fixiert werden kann. Durch die Rotation ist es möglich, nahezu beliebige Kleberauren großflächig aufzutragen, welche beim Zusammendrücken der Fügepartner im Überlapp gleichmäßig verteilt werden.



Haftmechanismen beim Kleben: Adhäsion und Kohäsion

- gute Adhäsion: blanke Oberfläche und gute Benetzung
- gute Kohäsion: Klebstoffeigenschaft

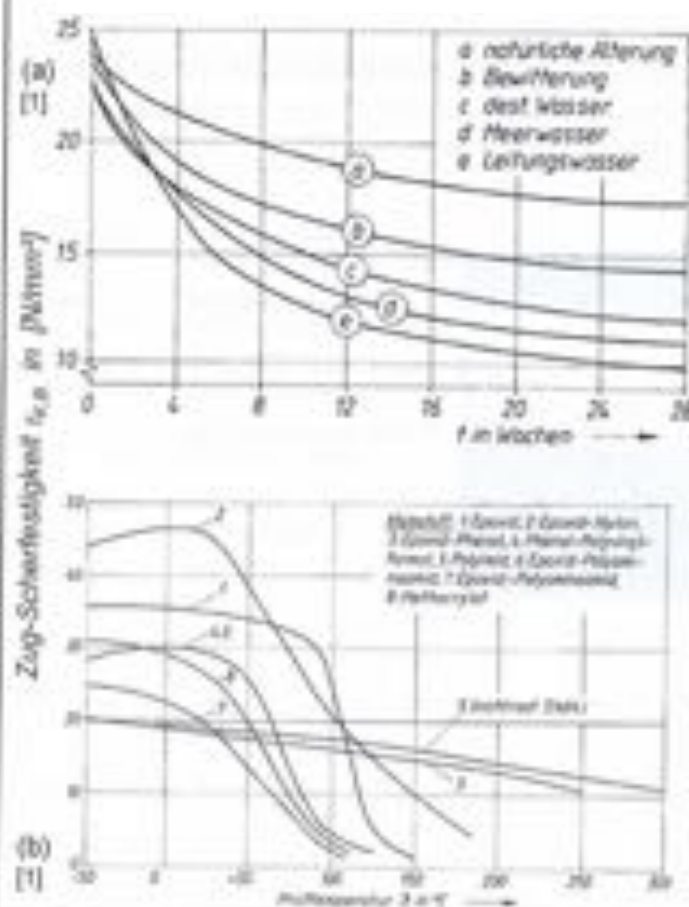


[3]			
sehr gut	gut	schlecht	sehr schlecht

„Werden zwei Bauteile über einen Klebstoff flächig und stoffschlüssig miteinander verbunden, so muss dieser, um Kräfte übertragen zu können, einerseits auf den Oberflächen der beiden Bauteile haften und andererseits eine ausreichende innere Festigkeit besitzen.“

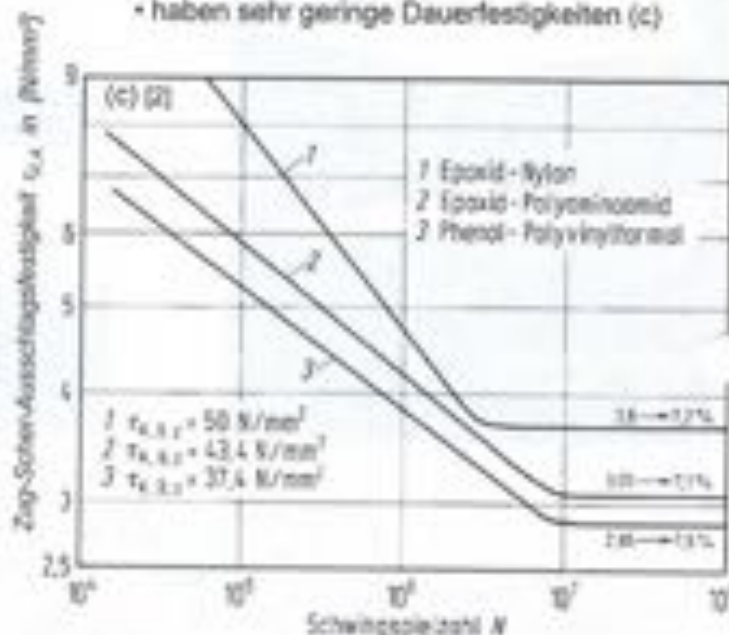
Adhäsion bezeichnet das Haftvermögen des Klebstoffs auf der Bauteiloberfläche. Die hier auftretenden zwischenmolekularen Kräfte kommen durch Wechselwirkungen zwischen Atomen und Molekülen zustande. Die Reichweite dieser Kräfte ist wesentlich geringer als die Rautiefen von mechanisch bearbeiteten Flächen. Deshalb muss der Kleber in die Oberflächenrauigkeit eindringen und die gesamte Fläche benetzen. Das Benetzungsverhalten des Klebstoffes auf der Fügeoberfläche ist zum einen von der Viskosität und zum anderen von der Oberflächenspannung abhängig. Charakteristisch ist der Benetzungswinkel α zwischen flüssigem Klebstoff und Fügeoberfläche. Je geringer dieser ist, desto besser die Benetzung. Bei Winkeln unter 30° spricht man von einer guten Benetzung [3]. Neben einer guten Benetzung ist eine blanke metallische Oberfläche eine weitere Voraussetzung für gelingendes Kleben. Verunreinigungen, Adsorptions- und Reaktionsschichten müssen vor dem Klebeauftrag entfernt werden. Dies kann mechanisch (z.B. Bürsten) geschehen, in hartnäckigen Fällen auch chemisch (z.B. Beizen).

Kohäsion bezeichnet die innere Festigkeit des Klebstoffes, sie ist eine werkstoff- und temperaturabhängige Größe. Diese inneren Kräfte entstehen durch die Verklammerung der Polymerelemente untereinander [3].



Klebstoffe ^{2.2.2}

- neigen zum Altern und Kriechen (a)
- sind nicht warmfest (b)
- haben sehr geringe Dauerfestigkeiten (c)



und müssen daher sehr sorgfältig konstruktiv gestaltet werden →

Eigenschaften von Klebstoffen:

- **Alterungsbeständigkeit** (s. Diagramm a): „Die höchste Bindefestigkeit (Zug-Scherfestigkeit $\tau_{s,z}$) ist nach dem Abbinden erreicht, danach stellt sich häufig ein – unter Umständen mehrere Wochen dauernd – Festigkeitsabfall ein. Warmabbindende Klebstoffe haben gegenüber kaltabbindenden i.d.R. eine bessere Alterungsbeständigkeit [1]“. Der Festigkeitsverlust bei natürlicher Alterung, d.h. ohne Einwirkung von Wasser oder Lösungsmitteln kann bis zu einem Drittel betragen, dies ist bereits bei der Konstruktion zu berücksichtigen. Hiermit einher geht die Neigung einer Klebeverbindung zum Kriechen.
- **Korrosionsbeständigkeit** (s. Diagramm a): Lösungsmittelklebstoffe (physikalisch abbindend) sind nicht beständig gegen Flüssigkeiten (Wasser, Öle, Aceton, Benzin, Alkohol, etc.). Sie verlieren u.U. fast ihre gesamte Klebefestigkeit. Reaktionsklebstoffe (chemisch abbindend) sind dagegen korrosionsbeständig. Bei der Auswahl eines geeigneten Klebstoffes sind vorher die Umgebungsbedingungen im Betrieb zu eruieren.
- **Warmfestigkeit** (s. Diagramm b): „Die Festigkeit ist stark temperaturabhängig. Warmabbindende Klebstoffe (Diagramm b, Kurven 1 bis 4; 6) zeigen dabei ein günstigeres Verhalten als kaltabbindende (Kurven 7 und 8). Viele Klebstoffe sind im Temperaturintervall von -50°C bis +50°C uneingeschränkt einsetzbar, bei deutlich höheren Einsatztemperaturen ist auf die Herstellerangaben zu achten.
- **Dauerfestigkeit** (s. Diagramm c): Die meisten Klebstoffe weisen eine geringe bis sehr geringe Dauerfestigkeit (Zug-Scher-Ausschlagsfestigkeit $\tau_{s,z}$) auf. Diagramm c) zeigt exemplarisch für drei Klebstoffe einen Verlust an Festigkeit von über 90% bei hoher Schwingenzahl. Hochdynamisch beanspruchte Klebeverbindungen sollten also konstruktiv unterstützt oder ganz vermieden werden.

Spannungsverteilungen in Klebeverbindungen [1]

	explizit	heuer	Hinweise
A)			Überlappungsverbindungen beanspruchen! Sie erfordern günstige Auswertung der Bruchdehnigkeit
B)			Zu kleine Klebeflächen bei Stempelstützen. Schaltung bei B) besser, aber teurer
C)			Schubbeanspruchung vermeiden. Wenn unvermeidbar, Hebelkräfte bzw. Schweißpunkte vermeiden. Ausführung c) ist besten
D)			Beidseitiges Kleben. Bei Beidseitigkeit ist Verbindung bei a) gefällter. Ausföhrungen b) und c) sind Klebgerucht
			Eingeklebtes Zapfen ausrichten (b), um ein Verschieben zu vermeiden
			Klebschicht-Rahmenmodell (b). Klebschicht-Lamelle (a) mit Schweißpunkt (c) vermeiden

„Ein wesentlicher Vorteil der Klebeverbindung ist u.a. die durch die Beanspruchung hervorgerufene gleichmäßige Spannungsverteilung im Bauteil. Bei Klebeverbindungen treten weder Querschnittsschwächungen (wie bei Schrauben, Nieten) noch schädliche Spannungsspitzen im Bauteil selbst auf.“

In der Klebstoffschicht dagegen können aufgrund des ungleichen elastischen Verhaltens von Klebstoff und Bauteil Schubspannungsspitzen und bei nicht biege steifen Bauteilen Normalspannungen auftreten, die nur durch entsprechendes Gestalten des Bauteils im Bereich der Klebstelle abgebaut werden können. In der Praxis ist somit besonders auf ein klebgerechtes Gestalten der zu verbindenden Teile zu achten (s. Bilder 1 bis 6, rechts) [1].“

Spannungsverteilung in einer Klebeverbindung (s. Bilder A bis D, links):

- A) Verbindung unbelastet
- B) Schubspannungsverlauf in der Klebschicht bei biege steifen, einfach überlappten Bauteilen
- C) Bauteils angeschrägt überlappt (konstante Dehnung im Bauteil)
- D) Normalspannungsverlauf in der Klebstoffschicht bei nicht biege steifen Bauteilen

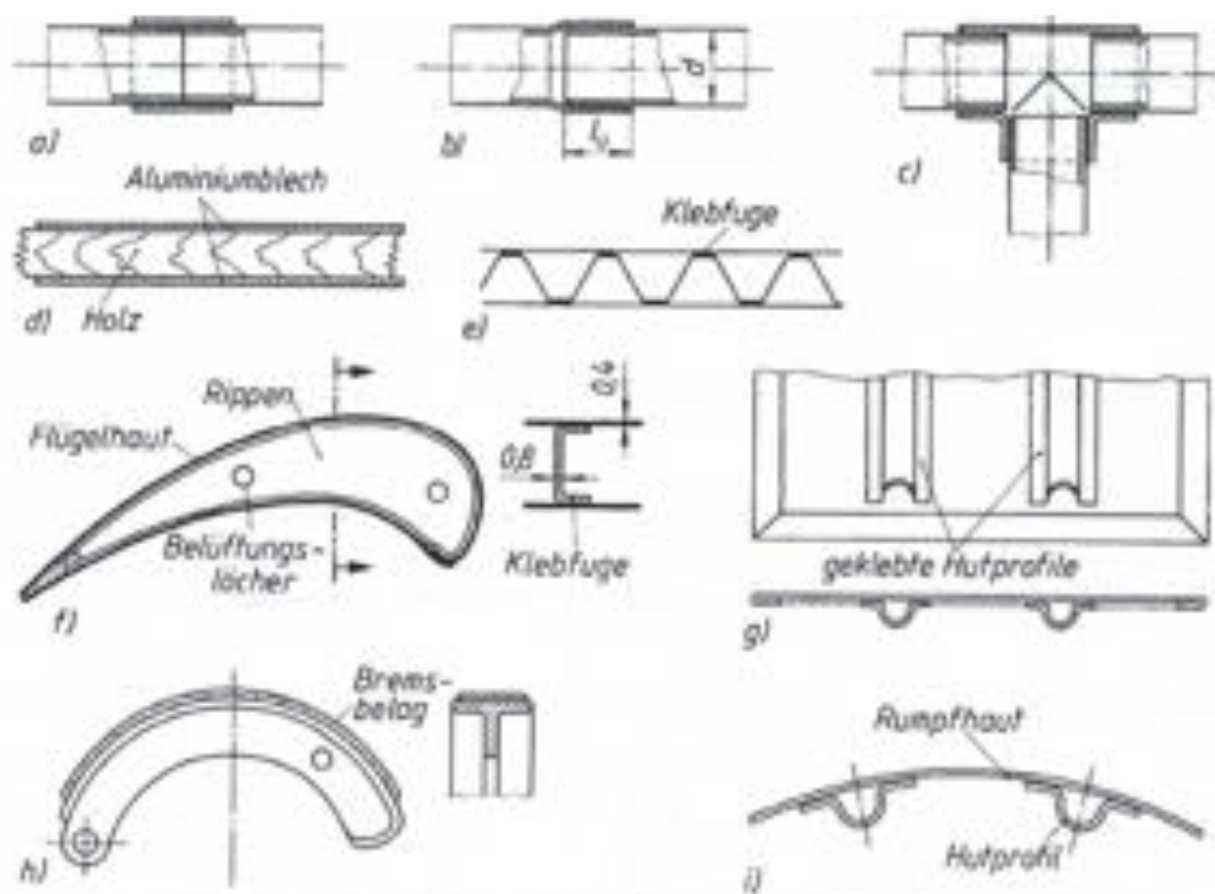


Abb. [1]

Einige Beispiele für Standard-Klebeverbindungen:

- a) bis c) Rohrverbindungen (b mit Durchsetzung)
- d) Kaschierte Holzplatte
- e) Leichtbauplatte
- f) Geklebter Vorflügel eines Sportflugzeugs
- g) Tankdeckel mit aufgeklebten Hutprofilen
- h) Bremsbacke mit aufgeklebtem Bremsbelag
- i) Verstärkung einer Flugzeug-Rumpfhaut durch Hutprofile

5.3.1 Zug-Scherbeanspruchung



$$\tau_{\text{zul}} = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot l_0} < \tau_{\text{zul}}$$

mit: $F_{\text{Blech}} = R_m \cdot b \cdot s = \tau_B \cdot b \cdot l_0 = F_{\text{Klebung}}$

Theoretisch erforderl.
Überlappungslänge

$$l_0 = \frac{R_m}{\tau_B} \cdot s$$

5.3.2 Torsionsbeanspruchung



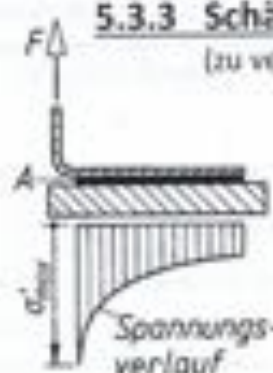
alle: [N]

mit: $T = F_U \cdot \frac{d}{2}$
und $A = \pi \cdot d \cdot b$

$$\tau_{\text{zul}} = \frac{F_U}{A} = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot b} < \tau_{\text{zul}}$$

5.3.3 Schälbeanspruchung

(zu vermeiden!)



$$\sigma'_{\text{max}} = \frac{F}{b} \left[\frac{N}{\text{mm}} \right]$$

(zul. Werte
experimentell
ermitteln)

5.3.4 Festigkeitsnachweis

$$\tau_{\text{zul}} < \tau_{\text{zul}} = \frac{\text{Zug-Scherfestigkeit}}{\text{Mindest-Sicherheit}} = \frac{\tau_B}{S_{\text{min}}}$$

Löten $\tau_{\text{zul}} = \frac{\tau_{\text{L.B.}}}{S_{\text{min}}}$

Kleben $\tau_{\text{zul}} = \frac{\tau_{\text{K.B.}}}{S_{\text{min}}}$

(bei Tabellenwerten Achtung! Ggf. sind dort
Mindest-Sicherheiten S_{min} schon berücksichtigt!)

Mit: τ = Scherspannung in Lot/Klebung; τ_B = Zug-Scherfestigkeit in Lotverbindung (mit Index „L“) bzw. in Klebeverbindung (mit Index „K“); τ_{zul} = zulässige Spannung; σ'_{max} = Schälfestigkeit; R_m = Zugfestigkeit des Bleches; b = Blechbreite; s = Blechdicke; d = Zapfendurchmesser; l_0 = Überlappungslänge; F_U = Umfangskraft; T = Drehmoment.

„Die Scherfestigkeit einer Löt- oder Klebeverbindung wird als **Zug-Scherfestigkeit** τ_B bezeichnet, um anzudeuten, dass sie bei Zugbeanspruchung der Fügeteile ermittelt wurde [3]“. (Gebrauchlich ist hier der Begriff „Bindefestigkeit“, daher der Index „B“. Um unterscheiden zu können, ob es sich um Löt- oder um Klebeverbindungen handelt, wird zusätzlich ein Index „L“ bzw. „K“ angehängt, also Zug-Scherfestigkeit für Lötverbindungen $\tau_{\text{L.B.}}$ und für Klebeverbindungen $\tau_{\text{K.B.}}$).

Die **Zug-Scherbeanspruchung** ergibt sich aus der Zugkraft F und der gelöteten bzw. geklebten Überlappungsfläche A . In der Regel wird der auf Abscheren beanspruchten Löt- bzw. Klebeverbindung die annähernd gleiche Bruchkraft gegeben wie dem zugbeanspruchten Bauteil. Daraus ergibt sich die **theoretisch erforderliche Überlappungslänge** l_0 . Es ist nicht sinnvoll, von diesem Wert weit abzuweichen, da damit eine Seite (Löt-/Klebeverbindung oder Bauteil) überdimensioniert wäre, wobei immer der schwächere „Partner“ die Gesamtfestigkeit der Verbindung festlegt.

Ein in eine Nabe eingelöteter bzw. eingeklebter Wellenzapfen unterliegt einer **Torsionsbeanspruchung**. Auch in diesem Fall wird die zulässige Spannung mit der Zug-Scherfestigkeit ermittelt.

„**Schälbeanspruchungen** sind für Klebe- und Lötverbindungen festigkeitsmäßig sehr ungünstig und konstruktiv unbedingt zu vermeiden (s. Punktschweißen!). Die hohen Spannungsspitzen verursachen ein Einreißen der Klebefuge schon bei relativ kleinen Beanspruchungen. Der Widerstand gegen Schälbeanspruchung in N je mm Fugenbreite wird als Schälfestigkeit bezeichnet [1]“. Die zulässigen Werte sind im Einzelfall experimentell zu ermitteln.

Für Löten (Sicherheiten S_{zul} bereits im Tabellenwert berücksichtigt, daher τ_{zul} direkt aus rechtem Tabellenteil ablesen)

Lot	Zugscherfestigkeit τ_{ss}	Zugfestigkeit σ_{ss}	Zulässige Spannung beim Lastfall		
			ruhend τ_{zul}	schwellend τ_{zul}	wechselnd τ_{zul}
[3] Kupferlot Messinglot Cu 3xx (z. B. Cu 302) Silberlot	150 ... 220 250 ... 300 150 ... 280	200 ... 300 250 ... 300 300 ... 400	50 ... 70 80 ... 90 50 ... 70	30 ... 40 55 ... 65 30 ... 40	15 ... 25
Aluminiumlot L-AlSi Nickelot L-Ni	0,6 ... 0,8 R_{m}		0,35 τ_{ss}	0,18 τ_{ss}	0,1 τ_{ss}

Klebstoff	Schicht- dicke mm	Zugscherfestigkeit τ_{ss} [N/mm ²] bei °C					
		-25	25	55	80	105	155
Araldite AT 1 AV 8 AW 142	0,05 ... 0,1	32	32	32	30	17	2
	0,1 ... 0,2	23	25	26	26	26	20
	0,1 ... 0,2	23	23	25	25	23	3
Metallon E 2701 E 2706 Macroplast PV 8621 PV 8625	0,05 ... 0,3	30	31	30	29	26	9
	0,05 ... 0,3	30	32	31	30	23	6
	0,3 ... 5 0,3 ... 5 0,1 ... 5	5 5 14	2 2 6	0,8 0,8 2	0,6 0,6 1,6		
Tegoseal 100 • M12F8 • D102/PVF	0,03 ... 0,15						
	0,1		26				
	0,15	32	30	25	14	8	
Loctite 307 306 317	0,1		23	22	18	14	5
	0,2		19	19	19	19	9
	0,1		35	29	19	12	7

für Kleben Sicherheit S_{zul} noch nicht im Tabellenwert berücksichtigt, daher:

Zulässige Spannung τ_{zul} beim Lastfall:

$$\text{ruhend: } \tau_{\text{zul}} \approx \frac{\tau_{\text{ss}}}{S_{\text{min}} = 2,5}$$

$$\text{schwellend: } \tau_{\text{zul}} \approx \frac{\tau_{\text{ss}}}{S_{\text{min}} = 3,33}$$

$$\text{wechselnd: } \tau_{\text{zul}} \approx \frac{\tau_{\text{ss}}}{S_{\text{min}} = 5,0}$$

Obere Tabelle: Anhaltswerte für Festigkeit und zulässige Spannungen in N/mm² für **Lötverbindungen** [3]. Die angegebenen Zahlenwerte sind bereits die zulässigen Spannungen. (Ausnahmen: Aluminium- und Nickelot; hier errechnen sich Zugscherfestigkeit τ_{ss} und Zugfestigkeit σ_{ss} der Lötverbindung aus der Zugfestigkeit R_{m} des Bauteilwerkstoffes. Die zulässigen Spannungen werden dann für den betreffenden Lastfall mit den angegebenen Faktoren (Sicherheiten) ermittelt).

Die Werte für Zugscherfestigkeit τ_{ss} sind heranzuziehen bei Spaltlötungen im Überlappstoß, demgegenüber werden Werte der Zugfestigkeit σ_{ss} bei Fugenlötungen im Stumpfstoss eingesetzt. Aufgeführt sind nur Festigkeitswerte für Hartlote in der oberen Tabelle aufgeführt, die Werte für weichelödete Verbindungen sind so gering (typisch: Zugscherfestigkeit $\tau_{\text{ss}} = 2 \dots 3 \text{ N/mm}^2$); sie eignen sich daher nicht für die Übertragung von Kräften und sollten nur aus Dichtigkeits- oder Leitungsgründen u.a. eingesetzt werden.

Untere Tabelle: Anhaltswerte für Zug-Scherfestigkeit abhängig von Einsatztemperatur für **Klebeverbindungen** [3]. In den Tabellenwerten für τ_{ss} sind noch keine Sicherheiten enthalten, daher müssen die zulässigen Spannungen τ_{zul} noch aus den angegebenen Formeln abhängig von Lastfall ermittelt werden.

6.1 Allgemeine Einteilung von WNV

„Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) übertragen Drehmomente und Drehbewegungen von der Welle (z.B. Antriebswelle, Getriebewelle, Zapfwelle) auf die Nabe (z.B. Zahnrad, Turbinenläufer, Riemenscheibe) oder umgekehrt [2].“ Je nach Art der Kraftübertragung lassen sich WNV unterteilen in [2; 4]:

Formschlüssige Verbindungen (s. Kap. 6.2)

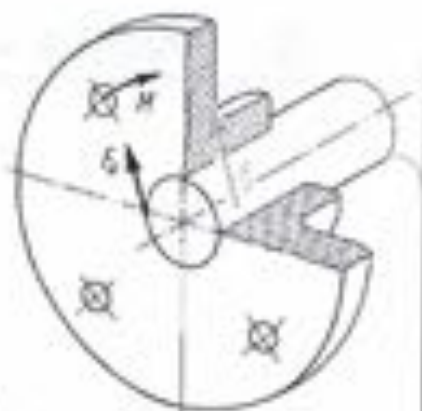
- mittelbarer Formschluss (mit Zwischenelement)
 - Passfeder, Scheibfeder, Stift
- unmittelbarer Formschluss
 - Keilwelle, Zahnwelle, Kerbwelle, Polygon, Stimverzahnung

Reibschlüssige Verbindungen (s. Kap. 6.3)

- mittelbarer Reibschluss (mit Zwischenelement)
 - Spannelemente, Ringfeder-Sternscheiben
- unmittelbarer Reibschluss
 - zylindrischer oder kegelförmiger Pressverband, Ölpressverband,
 - Klemmverbindung (geteilte Scheibennabe, geschl. Hebelnabe)

Vorgespannte, formschlüssige Verbindungen (s. Kap. 6.4)

- Verbindungen mit Keilen



M: Drehmoment
 F_v : Umlängskraft aus Drehmoment
 F_N : auf. Normalkraft in der Trennlage

„Wellen tragen Maschinenteile wie Riemenscheiben, Schwung- und Laufräder, Zahn- und Kettenräder, Kupplungen, Hebel u. dgl.. Deren Naben müssen drehfest und meist auch unverschiebbar befestigt sein. Hierfür gibt es viele Möglichkeiten. Man unterscheidet **formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen** (Formschlussverbindungen, z.B. mit Passfeder oder Keil- und Zahnwellenverbindungen), bei denen die Kraftübertragung durch ihre Form erfolgt, und **kraftschlüssige**, die durch Reibschluss übertragen (Reibschlussverbindungen) [3]“. Hierzu zählen u.a. Klemm- und Pressverbindungen.

Sowohl form- als auch reibschlüssige WNV werden unterteilt in sogenannte **mittelbare** und **unmittelbare Verbindungen**. Bei letzterem erfolgt der Kraftfluss direkt („unmittelbar“) von der Welle zur Nabe bzw. umgekehrt, bei ersterer wird das Drehmoment indirekt („mittelbar“) über ein Zwischenstück übertragen.

„**Vorgespannte formschlüssige Verbindungen**, die eine Kombination von Reib- und Formschlussverbindungen darstellen, werden vorwiegend durch Keile verschiedener Formen hergestellt [1].“

Stoffschlüssige Verbindungen, bei denen die Verbindung durch Stoffschluss erfolgt (Schweißen, Kleben, Lötten) können ebenfalls als WNV zum Einsatz kommen [1, 3].

Maßgebend für die Wahl der geeigneten Verbindungsart sind die Anforderungen, die an die Verbindung gestellt werden. Der Konstrukteur ist vielfach zur Kompromisslösung gezwungen und nicht immer fällt die rein technische Entscheidung eindeutig für eine einzige Verbindungsart aus. In diesem Fall können Kosten- und Beschaffungsgründe ausschlaggebend sein.

6.2.1 Mittelbar formschlüssige WNV

6.2.1.1 Passfeder

Vorteile

- einfache Herstellung
- einfache Montage
- zentrischer Sitz
- Nabe axial verschiebbar

Nachteile

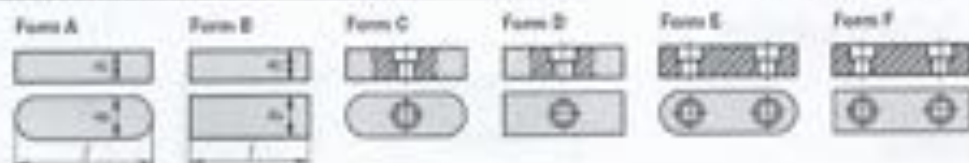
- Kerbwirkung in Welle und Nabe (Restwandstärke!)
- ungeeignet für wechselndes Drehmoment
- Sicherung gegen axiales Verschieben erforderlich

Anwendung

- für einseitig wirkende und stoßfreie Drehmomente
- Zahnräder, Riemengetriebe
- Wellenenden (Elektromotor)

(5) Passfedern (hohe Form)

vgl. DIN 6885-1 (1308-03)



		Toleranzen für Passfedernuten															
		Wellennutbreite b		kegler (Sitz leichter Sitz)		P 9 N 9											
Nabennutbreite B				kegler (Sitz leichter Sitz)		P 9 N 9											
nut. Abweichung bei d_1				+ 0,2		+ 0,3		+ 0,3									
Wellennuttiefe t_1				+ 0,1		+ 0,2		+ 0,3									
Nabennuttiefe t_2				+ 0,1		+ 0,2		+ 0,3									
nut. Abweichung bei Länge l		0 ... 20		32 ... 80		90 ... 400											
Längen-toleranzen für		kegler		+ 0,2		+ 0,3		+ 0,5									
		nut.		+ 0,2		+ 0,3		+ 0,5									
d_1 über	8	8	10	12	17	22	30	36	44	50	58	65	75	85	95	110	
	bis	8	10	12	17	22	30	36	44	50	58	65	75	85	95	110	130
b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	
	B	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	18	20	
t_1	1,2	1,8	2,5	3	3,5	4	5	5,5	6	7	7,5	8	9	9	10	11	
	t_2	1	1,4	1,8	2,2	2,8	3,2	3,2	3,2	3,8	4,2	4,4	4,8	5,4	5,4	6,4	7,4
l von	8	8	8	10	14	18	20	28	38	45	55	68	83	100	120	160	
	bis	20	28	45	54	70	90	110	140	180	220	270	330	400	500	630	800
Namen- angaben l		8, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320 mm															
h		Passfeder DIN 6885 - A - 12 x 8 x 56; Form A, $d_1 = 12$ mm, $b = 8$ mm, $l = 56$ mm															

„Pass- und Scheibenfederverbindungen sind gebräuchliche Formschlussverbindungen für Riemenscheiben, Zahnräder, Kupplungen und dgl. mit Wellen bei vorwiegend einseitig wirkenden Drehmomenten. Sie sind einfach montierbar und demontierbar. Die in der Wellen- und Nabennut sitzende, als „Mitnehmer“ wirkende Passfeder trägt, im Gegensatz zum reinen Keil, nur mit den Seitenflächen, die Rückenfläche hat Spiel (sog. „Rückenspiel“ $t_1 + t_2 - h$) [1].“

Durch Einsatz sog. Gleitfedern bleibt die Nabe axial verschieblich, auch unter Drehmoment. Diese Gleitfedern müssen in der Welle mit Senkschrauben verschraubt werden (Form C bis F), um Passungsrost durch Hin- und Hergleiten zu vermeiden [2]. Um die einseitige Kraftverteilung besser auf den Umfang zu verteilen, können zwei um 180° Grad am Umfang versetzte Passfedern gleichzeitig eingesetzt werden (mehr als zwei ist nicht sinnvoll) [2].

Passfedern der Formen A bis J sind in der DIN 6885 genormt. Form A mit runden Stirnflächen ist die am meisten verwendete Passfeder [1]. Die Formen C (rundstirnig) und D (geradstirnig) haben eine Bohrung für Halteschrauben zur Fixierung der Passfeder in der Welle. Formen E und F besitzen neben diesen Durchgangsbohrungen jeweils eine Gewindebohrung für Abdruckschrauben zur einfacheren Demontage.

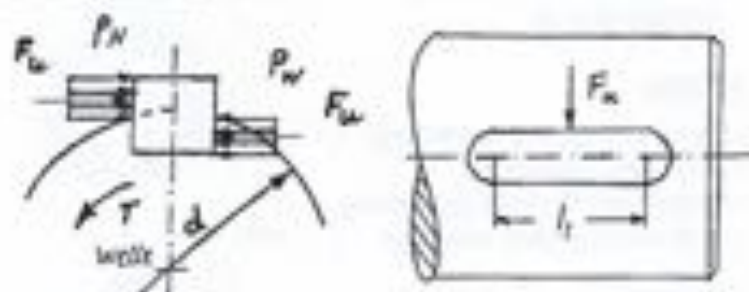
6.2.1.3 Berechnung von Pass- und Scheibenfeder

Nachzurechnen ist:

- nur **Flächenpressung**, i.d.R. nur für Nabe
- kein Abscheren bei Norm-Passfedern

$$p_N \approx \frac{F_U}{(h - t_i) \cdot l_i \cdot i \cdot k} < p_{zul, Nabe}$$

mit Drehmoment $T = F_U \cdot \frac{d}{2}$

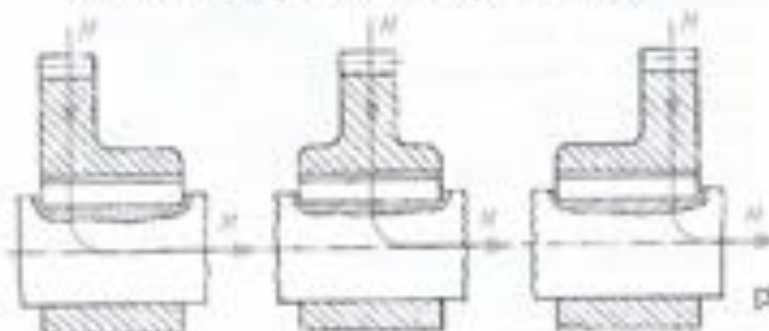
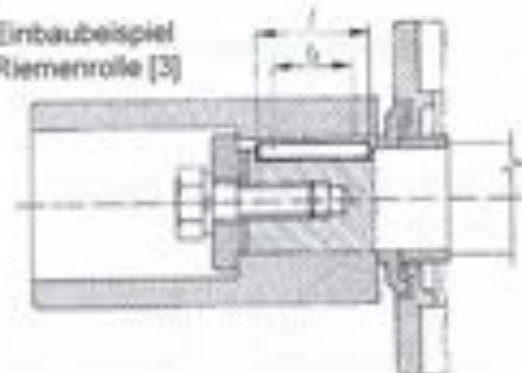


$l_i = l - b$: tragende Länge

i : Anzahl Passfedern; k : Tragfaktor ($= 0,75$ für $i > 1$)

Voraussetzung: möglichst gleichmäßige Ableitung des Drehmomentes (linke Gestaltung bevorzugen)

Einbaubeispiel
Riemenrolle [3]



Pass- und Scheibenfeder werden mechanisch sowohl auf Abscheren als auch auf Flächenpressung beansprucht. Genormte Passfedern sollten eine tragende Länge von $l_i = 1,3 \times d$ nicht überschreiten, dann ist die Gefahr des **Abscherens** vernachlässigbar gering, so dass dies i.d.R. nicht nachgerechnet wird [1, 3].

In jedem Fall ist die **Flächenpressung** nachzurechnen. Die Flächenpressung wirkt an allen drei Bauteilen (Welle, Nabe und Passfeder). I.d.R. weist jedoch der Nabenwerkstoff die geringste Festigkeit auf, so dass die Nachrechnung nur für die Nabe erfolgt. (Die Welle wird bzgl. Werkstoff stärker ausgelegt, da sie oft mehrere Drehmomente (von mehreren Naben) über eine große Länge übertragen muss und zusätzlich zur Torsion oft auch auf Biegung beansprucht wird.)

Bei der Berechnung der Flächenpressung ist die tragende Länge, nicht die Baulänge einzusetzen, diese ist bei den Formen A, C und E aufgrund der stirnseitigen Rundung unterschiedlich. Weiterhin wird bei der vereinfachten Berechnung vorausgesetzt, dass das Drehmoment hinreichend gleichmäßig von der Welle in die Nabe und umgekehrt abgeleitet wird. Dies kann durch einfache konstruktive Maßnahmen in guter Näherung erreicht werden.

6.2.2.1 Keilwellen- verbindung

Vorteile

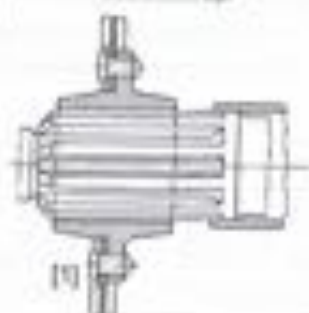
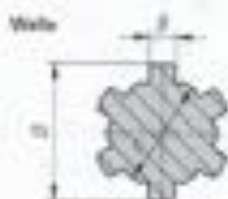
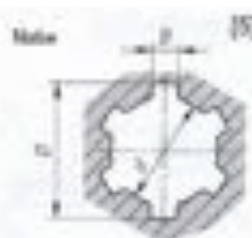
- gleichmäßige Kraftverteilung
- geringerer Verschleiß
- Innen- oder Flanken-zentrierung
- axial verschieblich oder fest

Nachteile

- erheblich teurer
- hohe Kerbwirkung
- untersch. Belastung d. Federn

Anwendung

- für sehr große, auch wechselnde Drehmomente
- stoßunempfindlich
- Kfz-Antriebswelle, Zahnradgetriebe, Kardanwelle



Nachzurechnen ist:

- nur Flächenpressung
- kein Abscheren bei Keilwelle nach Norm

$$p \approx \frac{F_U}{l \cdot h \cdot i \cdot k} < p_{zul}$$

i = Anzahl Keile
 k = Tragfaktor
 l = tragende Länge

mit: Drehmoment: $T = F_U \cdot \frac{d_w}{2}$

tragende Federhöhe: $h = \frac{D-d}{2}$

mittlerer Durchmesser: $d_w = \frac{D+d}{2}$

Innen- oder Flanken-zentrierung?



Bezeichnung: Welle oder Nabe

ISO 14 – 6 x 23 x 26: N = 6, d = 23mm, D = 26mm

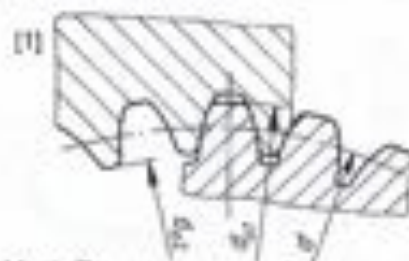
„Keilwellenverbindungen werden als drehstarre Verbindungen (z.B. Antriebswelle) von Welle und Nabe und als längsbewegliche Verbindungen (z.B. Verschieberädergetriebe von Werkzeugmaschinen, Kardanwelle mit Teleskop-Zwischenwelle) überall dort eingesetzt, wo aufgrund der zu übertragenden größeren, wechselnden und stoßartigen Drehmomente der Einsatz von Pass- und Gleitfedern nicht in Betracht kommt [1]“.

„Die Mitnehmer weisen keine Keilneigung auf; die Bezeichnung „Keil“ hat sich aber – auch über die DIN-Normen – eingeführt. Das Drehmoment wird über mehrere (4 bis 20) gerade, parallele Seitenflächen übertragen [2]“.

„Die 'Keile' werden prinzipiell wie Passfedern beansprucht und demzufolge auf Flächenpressung berechnet. Wegen der unvermeidlichen Herstellungstoleranzen tragen nur 75 bis 90% der Flanken, was durch einen Tragfaktor k berücksichtigt wird [3]“.

„Wenn genauer Rundlauf gefordert wird, ist die Innenzentrierung (hohe Zentriergenauigkeit), bei stoßhaftem Betrieb oder wechselnden Drehmomenten dagegen Flanken-zentrierung zu wählen. Außen-zentrierung ist nicht üblich [1]“.

6.2.2.2 Zahnwellenverbindung



Vorteile

- bei großer Zähnezahl und kleinem Modul Vorteile ähnlich Korbverzahnung, plus:
- einfache Herstellung
- Flankenzentrierung möglich

Nachteile

- zusätzliche Radialkraft F_r , weitet Nabe auf

Anwendung

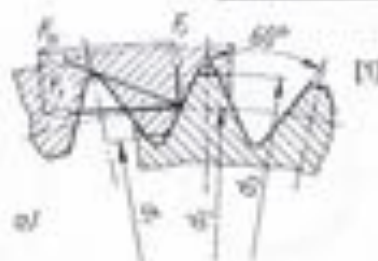
- wie Keilwelle

Bezeichnung: Zahnwellenverbindung

DIN 5480 – 120 x 3 x 38: $m = 3$ (Modul),
 $z = 38$ (Zähnezahl), $d = 120$ mm (Bezugs-Ø)

Nachzurechnen ist bei beiden WtNV jeweils die Flächenpressung, wie bei Keilwelle

6.2.2.3 Korbverzahnung



Vorteile

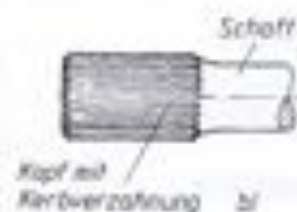
- geringere Schwächung von Welle und Nabe
- kurze Nabenlängen möglich
- fein einstellbar (um eine Teilung)
- geringer radialer Bauraum

Nachteile

- zusätzliche Radialkraft F_r , weitet Nabe auf

Anwendung

- für große, wechselnde Drehmomente
- Drehstabfedern von Kitz, Achsschenkel



Anstelle der 'Keile' können auch Zähne treten. Die Zähne können sowohl evolventenförmiges („Zahnwelle“) als auch dreieckförmiges („Korbverzahnung“) Profil aufweisen.

„Die vielen Zähne sind in der Lage, besonders große und stoßweise Kräfte zu übertragen [3]“. „Die größere Zähnezahl erlaubt eine feinere Verstellmöglichkeit in Drehrichtung. Gegenüber der Keilwellenverbindung werden Welle und Nabe weniger geschwächt, so dass sie im Durchmesser kleiner und auch in der Länge kürzer ausgeführt werden können. Nachteilig sind die durch die schrägen Zahnflanken entstehenden Radialkomponenten F_r , die eine Aufweitung schwächerer Naben bewirken können [1]“.

Die Zahnwellenverbindung wird aufgrund geringer Reibung zwischen den Evolventen meist für leicht lösbare, verschiebbare Verbindungen eingesetzt; die Korbverzahnung vorwiegend für feste Verbindungen, sie eignet sich nicht für Schiebsitze [1].

6.2.2.4 Polygonwellenverbindung

Vorteile

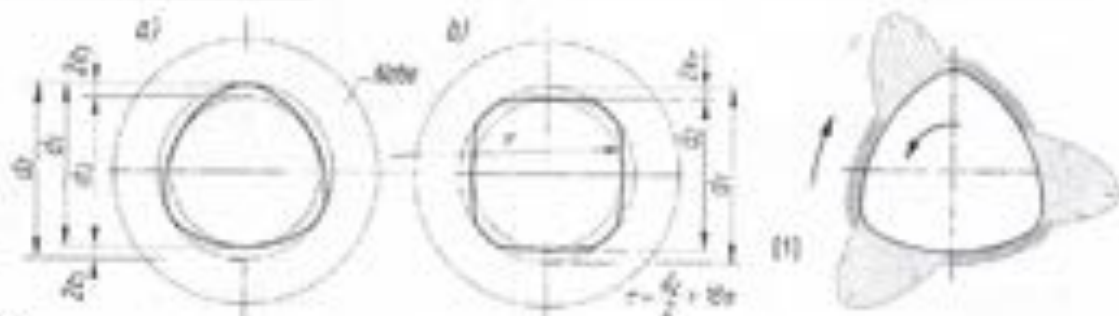
- kaum Kerbwirkung
- Selbstzentrierung

Nachteile

- große Radialkräfte, daher große Nabenwandstärke erforderlich...

Anwendung

- für sehr große, auch wechselnde Drehmomente
- höchste Drehzahlen
- Schwungscheibe auf Kurbelwelle, Laufrad von Turbokompressor,
- Antriebswelle



Nachzurechnen Flächenpressungen

$$a) \quad p_{P3G} = \frac{T}{l_1 \cdot (0,75 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot e_1 + 0,05 \cdot d_1^2)} < p_{zul}$$

$$b) \quad p_{P4C} = \frac{T}{l_1 \cdot (\pi \cdot d_1 \cdot e_1 + 0,05 \cdot d_1^2)} < p_{zul}$$

rechnerischer Durchmesser: $d_1 = d_2 + 2 \cdot e_1$

l_1 : tragende Länge

d_1 : Gleichseitsdurchmesser

e_1, e_2 : Exzentrizitäten

Bezeichnung: Polygonprofil

DIN 32711 – AP3G20k6:

A=Welle, P3G=„dreieckig“, $d_1=20\text{mm}$, k6=Passung

„Während bei den Keil- und Zahnwellenverbindungen ausgeprägte Vorsprünge (Keile, Zähne) die Mitnahme bewirken, wächst die Mitnehmerwirkung in den **Polygonprofilen** als symmetrische Unrunde kontinuierlich. Kerbwirkungen machen sich daher kaum bemerkbar [3].“

„Die Polygonverbindungen sind selbstzentrierend, d.h. bei Verdrehung gleicht sich ein eventuell vorhandenes Spiel symmetrisch aus. Ihre Herstellung (Unrundscheifen auf CNC-Rundscheifmaschinen [2]) ist einfacher, genauer und preiswerter als die der Keil- und Zahnwellen [1].“

Man unterscheidet drei- und vier-„eckige“ Polygonprofile. Die Grundform des Profils P3G ist ein gleichseitiges Dreieck, dessen Seiten und Ecken derart gerundet sind, dass ein sogenanntes „Gleichdick“ entsteht [1]. P3G-Profile (a) sind ungeeignet für unter Last längsverschiebbare Verbindungen, ist dies gefordert, so kommt das P4C-Profil (b) zum Einsatz [1].“

Nachteilig wirken sich hohe auftretende Radialkräfte aus, die eine große Nabenstärke erfordern. Ist dies sichergestellt, so wird auch beim Polygonprofil nur die Flächenpressung nachgerechnet.

6.2.2.5 Stirnverzahnung

Vorteile

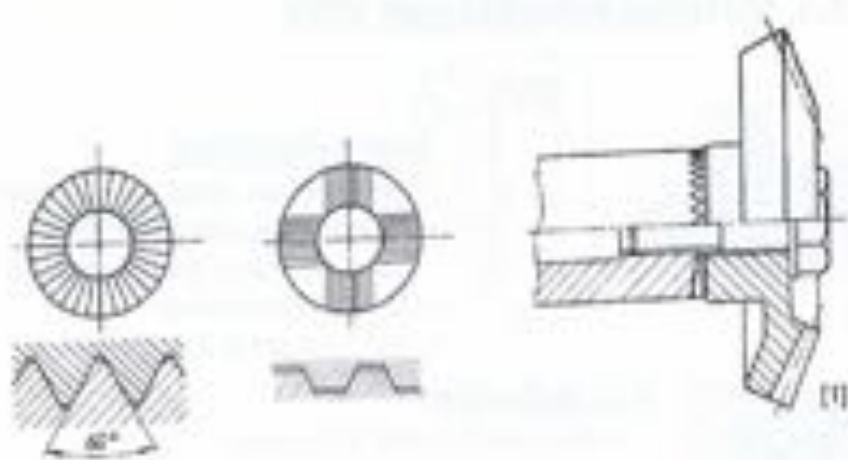
- spielfrei
- geringer axialer Bauraum
- Selbstzentrierung
- hohe Laufgenauigkeit
- Verschleißfestigkeit

Nachteile

- spezielle Einrichtung zur Fertigung erforderlich
- dauerhafte Anpresskraft erforderlich

Anwendung

- für Hohlwellen
- für starre und zentrale Verbindungen von Bauteilen (z.B. Zahnräder)
- Zusammenfügen von aus Einzelteilen gefertigte Kurbelwellen



Bezeichnung: Stirnradverzahnung
nicht genormt

Berechnungen sind nach Herstellerangaben durchzuführen

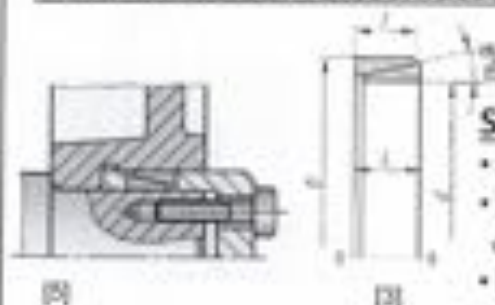
„Die Stirnverzahnung (auch Hirth-Verzahnung genannt) ist robust und dauerhaft zur Übertragung von Stoß- und Wechselkräften geeignet. Die Bauteile erhalten stirnseitig radial laufende dreieckförmige Zähne, die in Eingriff gebracht werden. Die Zähne zentrieren die verbundenen Bauteile zueinander, die Stirnverzahnung ist somit selbstzentrierend [3].“

Die axiale Verspannung der durchweg hohl ausgelegten (Naben-) Teile erfolgt durch Schrauben, ähnlich der Verspannung eines Kegelrades mit dem Wellenende. Eine Berechnung der Stirnverzahnung erfolgt zweckmäßig nach Angaben des Herstellers.

6.3.1 Mittelbar reibschlüssige WNV

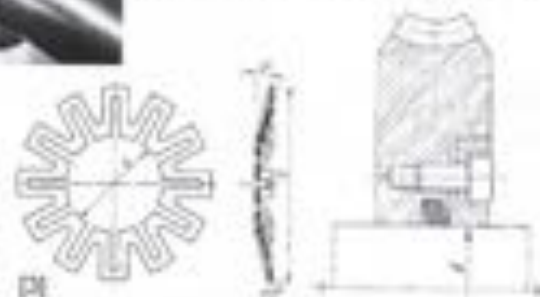
Spannelemente

- zwei kegelige Ringe („Elemente“)
- Schwächung von Welle/Nabe durch erforderl. Spannschraube
- leicht demontierbar
- axial und radial frei einstellbar



Sternscheiben

- Aufbau: Geschlitzte Tellerfeder
- Verspannung durch axialen Druck
- Hintereinanderschaltung möglich



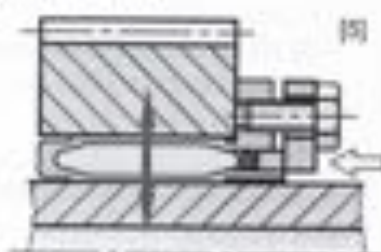
Spannsatz

- einbaufertige Einheit („Satz“)
- keine Schwächung von Welle/Nabe
- für kleine Wellendurchmesser



Hydraulische Spannbuchse

- mit Fluid gefüllter Hohlzylinder
- Selbstzentrierung
- einfache Montage
- hohe Drehmomente



Bei den „mittelbar reibschlüssigen“ Welle-Nabe-Verbindungen, also solche mit Zwischenstück, finden sich eine Vielzahl von Bauvarianten.

Spannelemente (auch Ringfeder-Spannelemente oder Kegelspannringe genannt): „Dies sind Verbindungen mit mittelbarer Kraftübertragung durch zusätzliche Spannelemente, die zwischen Welle und Nabenbohrung angeordnet sind. Welle und Nabenbohrung sind zylindrisch und werden nicht durch Nuten oder Kerben geschwächt [2]“. Allerdings kommt es durch die erforderliche Spannschraube in Nabe oder Welle zur Schwächung durch Gewindebohrung. Durch ungünstige Pressungsverteilung kann es zusätzlich zur Kerbwirkung in der Welle kommen. Spannelemente können selbsthemmend sein oder nicht (Kegelhinkel), im ersteren Fall wird die Spannschraube im Betrieb entlastet, im letzteren Fall ist das Spannelement sehr leicht demontierbar.

Demgegenüber ist der **Spannsatz** eine einbaufähige Komplettseinheit. Durch Anziehen der Spannschraube wird der Innenkegel gegen die Welle und der Außenkegel in die Nabenbohrung gedrückt, die Spannung erfolgt also nicht über Bohrungen in Welle oder Nabe.

„Sternscheiben“ (auch Ringspann-Sternscheiben) sind dünnwandige Ringscheiben, die abwechselnd von ihrem inneren und äußeren Rand ausgehende radiale Schlitze aufweisen. Durch Flachdrücken der Scheibe mittels Axialkraft wird eine spielfreie und dauerhafte Verbindung ermöglicht. Zur Erhöhung des übertragbaren Drehmomentes können bis zu 25 Sternscheiben axial hintereinander geschaltet werden [1].

Hydraulische Spannbuchsen bestehen aus einem doppelwandigen mit Fluid gefülltem Hohlzylinder. Beim Spannen wird mittels ein oder mehrerer Schrauben ein Kolben gegen das Fluid gedrückt. Dieses drückt die Mantelflächen gleichmäßig gegen Welle und Nabe, wodurch eine gute Zentrierung, d.h. hohe Rundlaufgenauigkeit erreicht wird. Es können relativ hohe Drehmomente übertragen werden [1].

Bei den unmittelbar reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen ist zu unterscheiden zwischen Pressverbindungen und Klemmverbindungen.

6.3.2.1

Pressverbindungen

Pressverband: „Zu dicke Welle sitzt in zu dünner Nabe“

→ Pressung → Reibung in Trennfuge → Drehmomentübertragung

Längspressverband

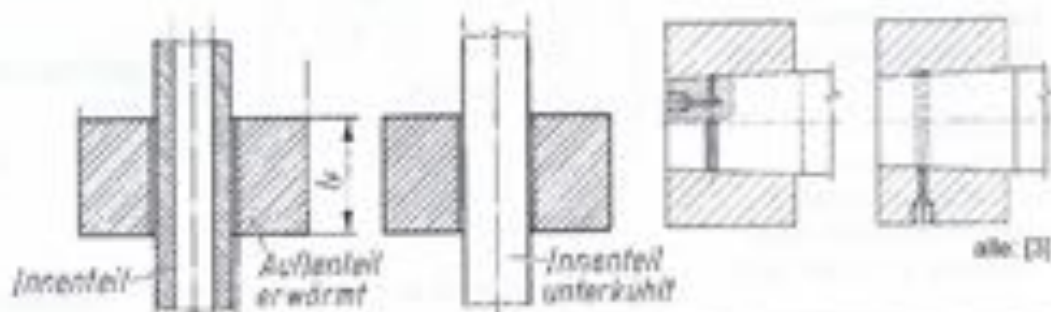
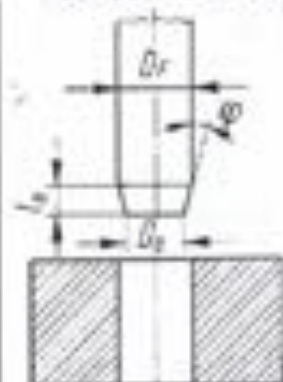
- Teile werden kalt in Längsrichtung ineinander gepresst
- zylindrische und kegelige Geometrien
- geringere Haftkraft wg. Glättung der Oberflächen beim Einpressen

Querpressverband

- Erwärmen der Nabe (nach Abkühlung: „Schrumpfverband“)
- Abkühlen der Welle („Dehnverband“)
- beides („Schrumpf-Dehnverband“)
- zylindrische und kegelige Geometrien
- hohe Haftkraft

Ölpressverband

- Aufweiten der Nabe durch Öldruck zw. den Fugen.
- Montage nur bei kegeligem Wellenende
- für schwere Wälzlager



Unmittelbar reibschlüssige Verbindungen kommen ohne kraftübertragendes Zwischenstück aus, die Nabe sitzt hier direkt auf der Welle. Bei Pressverbänden herrscht im montierten Zustand eine Presspassung vor, von deren Größe hängt das übertragbare Drehmoment ab.

Pressverbände können große und schlagartig einsetzende oder wechselnde Kräfte übertragen, sie weisen hohe Dauerfestigkeiten auf (keine Nuten oder Kerben erforderlich) [3]. Vielfältige Einsatzgebiete: Getriebe, Großmaschinen-, Kranbau sowie Zahnräder, Turbinenläufer, Gebläseäder [3]. „Die Verbindungen sind preiswert und einfach herzustellen [1]“.

Zwei Varianten – kegelige sowie zylindrische Pressverbindung – finden sich häufig in der Praxis, sie unterscheiden sich in der Art der Montage:

„Längspressverbände entstehen durch Längseinpressen der Fügeteile. Damit sich das Innenenteil in das Außenenteil einführen lässt und während des Fügens kein Werkstoff weggeschabt wird, muss das Teil mit der höheren Streckgrenze eine Einführungsphase erhalten (in der Regel das Innenenteil/Welle) [3]“. Dennoch: „Wegen der Glättung der Fugenflächen beim Einpressen ist die Haftkraft geringer als bei vergleichbaren Querpressverbänden [1]“.

Querpressverbände entstehen kraftlos durch Ausnutzung von Wärmedehnungen des zu fügenden Materials, entweder Erwärmen des Außenenteil und anschließendes Schrumpfen auf die Welle (Schrumpfverband) oder durch Abkühlen des Innenteils und anschließendes Ausdehnen gegen die Nabe (Dehnverband) oder beides gleichzeitig bei angestrebter sehr großer Drehmoment-Übertragbarkeit (Schrumpf-Dehnband) [3].

„Bei Ölpressverbänden wird Öl unter hohem Druck zwischen die kegelligen Fugenflächen gepresst. Die Nabe weicht sich auf und kann mit geringem Kraftaufwand gefügt werden. Bei zylindrischen Pressverbänden lässt sich dieses Verfahren nur zum Lösen des Pressverbandes anwenden [1]“.

Beispiel: Kegeler Pressverband

Vorteile

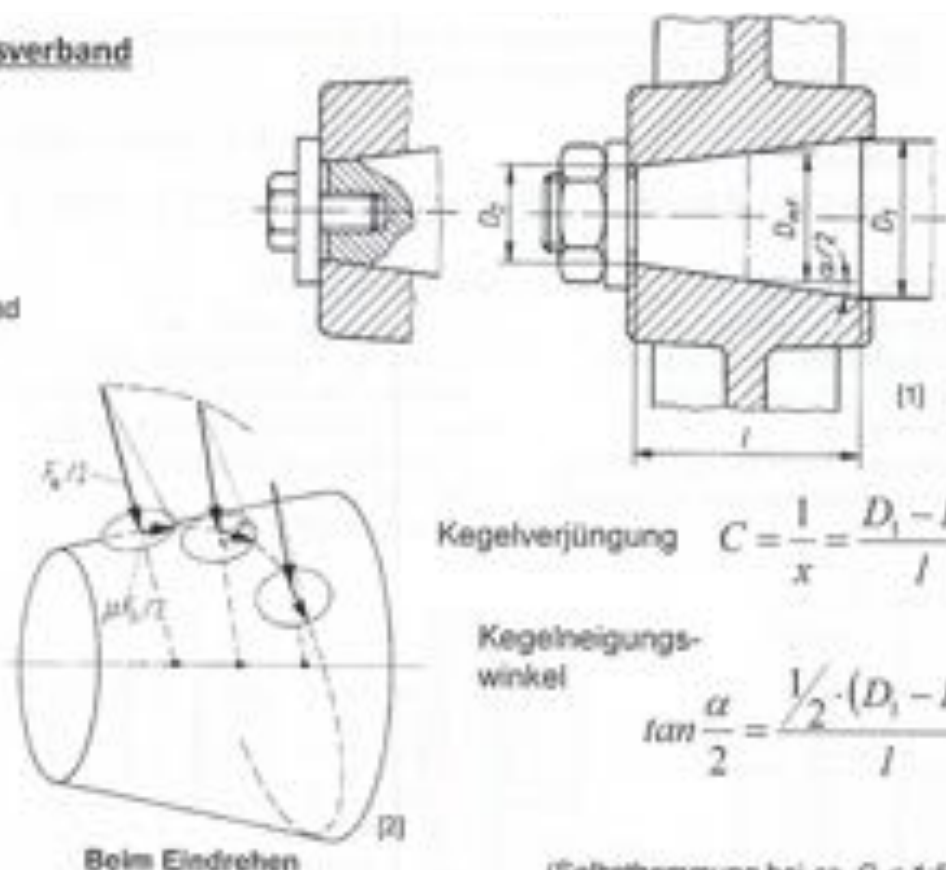
- genauer zentrischer Sitz
- hohe Laufgenauigkeit
- hohe Laufruhe
- leichtes Lösen (vor allem bei Sonderbauform Ölpressverband)
- Selbsthemmung möglich (zur Entlastung der Schraube)

Nachteile

- axiale Lage von Nabe auf Welle abhängig von Durchmessertoleranzen
- axiales Verschieben oder Nachstellen nicht möglich

Anwendung

- Befestigen von Rad-, Scheiben-, Kupplungs-naben auf Wellenenden
- Fixierung von Wälzlagern



Kegelverjüngung $C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l}$

Kegelneigungswinkel $\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{1/2 \cdot (D_1 - D_2)}{l}$

(Selbsthemmung bei ca. $C < 1:5$)

„Der **kegelige Pressverband** eignet sich besonders für die Übertragung großer Kräfte und Momente, die Presskraft ist nachstellbar, und dosierbar, die Verbindung ist selbstzentrierend und wiederverwendbar. Nachteilig sind die höheren Fertigungskosten; bei großen Wechsel-Drehmomenten kann Mikroschlupf auftreten mit Gefahr der Reibkorrosion [2].“

„Damit der Kegelsitz selbsthemmend ist, gilt die Bedingung $\tan(\alpha/2) < \mu$. Dies ist für die Paarung Stahl/Stahl gegeben bei $C < 1:5$. Für schwer lösbare Verbindungen wird eher $C=1:10$ angestrebt, d.h. $\alpha=5^\circ$ [2]. (Selbsthemmung ist anzustreben, da dann die Schraubenverbindung entlastet ist).“

„Wegen Durchmessertoleranzen ist die axiale Lage der Nabe mit Unsicherheiten behaftet; dies kann bei manchen Kupplungen zu Schwierigkeiten führen [2].“
Da sich der Kegelpresssitz bei Eindrehen bzw. im ersten Betriebszustand noch spiralförmig aufzieht, darf auf keinem Fall eine Pass- oder Scheibenfeder zur Fixierung der Umfangslage bzw. zusätzlicher Rutsicherheit eingebaut werden. Dies würde die Pressungsverteilung in der Passung erheblich beeinträchtigen.

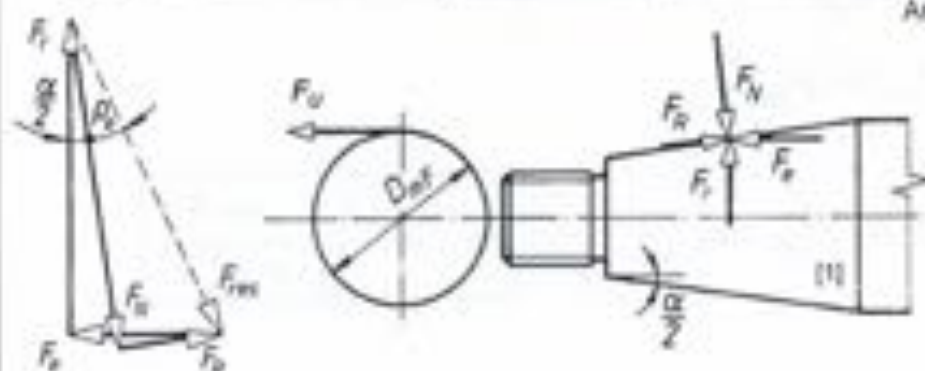
6.3.2.2 Zusammenhang zwischen Einpresskraft, Drehmoment und Flächenpressung

Aus Kräftebilanz in x-Richtung: $\sum F_x = 0$:

$$F_A \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + F_N \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - F_x = 0$$

folgt mit $F_R = \mu_A \cdot F_N$
für die Einpresskraft F_A

$$F_x = F_N \cdot \left(\mu_A \cdot \cos\frac{\alpha}{2} + \sin\frac{\alpha}{2} \right)$$



lin. erf. Einpresskraft $F_{x,erf}$ an der Rutschgrenze mit $T_U = T_{U,R} = F_{U,R} \cdot \frac{D_m}{2} = \mu_U \cdot F_N \cdot \frac{D_m}{2} \Rightarrow F_N = \frac{2 \cdot T_{U,R}}{\mu_U \cdot D_m}$

$$F_{x,erf} \geq \frac{2 \cdot T_{U,R}}{\mu_U \cdot D_m} \cdot \left(\mu_A \cdot \cos\frac{\alpha}{2} + \sin\frac{\alpha}{2} \right) = \frac{2 \cdot T_{U,R} \cdot \cos\frac{\alpha}{2}}{\mu_U \cdot D_m} \cdot \left(\mu_A + \tan\frac{\alpha}{2} \right)$$

Max. zul. Einpresskraft $F_{x,max}$ bei Erreichen von p_{zul} mit $F_N = p_{zul} \cdot A = p_{zul} \cdot \pi \cdot D_m \cdot \frac{l}{\cos\frac{\alpha}{2}}$

$$F_{x,max} \leq p_{zul} \cdot \pi \cdot D_m \cdot \frac{l}{\cos\frac{\alpha}{2}} \cdot \left(\mu_A \cdot \cos\frac{\alpha}{2} + \sin\frac{\alpha}{2} \right) = p_{zul} \cdot \pi \cdot D_m \cdot l \cdot \left(\mu_A + \tan\frac{\alpha}{2} \right)$$

Bei der Berechnung eines Kegelpresssitzes (Längspresssitz) ist zu unterscheiden zwischen Montage und Betrieb.

Bei der Montage treten am Kegelement neben der (in axialer Richtung wirkenden) Einpresskraft F_A , die Normalkraft F_N , die Radialkraft F_R , sowie die Reibkraft F_R auf, welche ein Gleichgewichtssystem bilden. Aus der Kräftebilanz in x-Richtung folgt die Gleichung für die Einpresskraft F_x . Für die Reibung ist beim Einpressen die Reibungszahl in axialer Richtung μ_A einzusetzen.

Im Betrieb hingegen, wenn also eine Umfangskraft F_U in ein Umfangsdrehmoment T_U umgesetzt wird, ist die Reibungszahl in Umfangsrichtung μ_U ausschlaggebend. Der Unterschied dieser beiden verschiedenen Reibungszahlen an derselben Oberfläche liegt in den Drehriefen begründet, welche beim Neuteil vorhanden sind und die Reibung in axialer Richtung (also senkrecht zu den Drehriefen) deutlich erhöhen.

Die **Einpresskraft** F_e muss in einem bestimmten Fenster liegen, zwischen der **minimal erforderlichen Einpresskraft** $F_{e,erf}$ (nach unten begrenzt durch die Rutschgrenze, also das Rutschmoment $T_{U,R}$) und der **maximal zulässigen Einpresskraft** $F_{e,max}$ (nach oben begrenzt durch die maximal zulässige Flächenpressung p_{zul}).

Bei der Demontage wird die Löse- oder Abzugskraft F_{ab} benötigt. Hierzu ist in den beiden obigen Formeln jeweils die Reibungszahl μ_A durch $-\mu_L$ zu ersetzen.

Zusammenhang zwischen Drehmoment und Flächenpressung an kegelförmiger Oberfläche für p beliebig $< p_{zul}$ und T_U beliebig $> T_{U,R}$:

$$F_e \left(T_U > T_{U,R} \right) = F_e \left(p < p_{zul} \right)$$

$$\frac{2 \cdot T_U \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu_U \cdot D_m} \cdot \left(\mu_A + \tan \frac{\alpha}{2} \right) = p \cdot \pi \cdot D_m \cdot l \cdot \left(\mu_U + \tan \frac{\alpha}{2} \right)$$

$$\Rightarrow p = \frac{2 \cdot T_U \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\mu_U \cdot \pi \cdot D_m^2 \cdot l}$$

- Für bearbeitete Oberfläche und/oder für eingelaufenen Betriebszustand gilt in allen Formeln: $\mu_A = \mu_U = \mu$
- Für Zylinder - Pressverband gelten alle Formeln mit $\alpha = 0$!

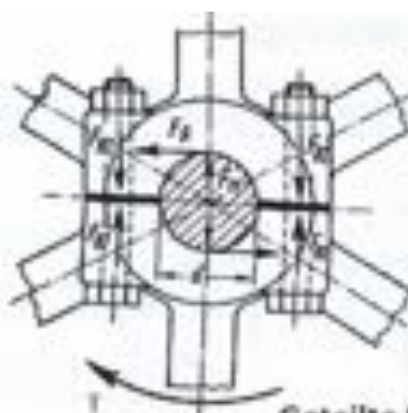
F_e :	Einpresskraft
F_N :	Normalkraft
F_r :	Radialkraft
F_R :	Reibungskraft
F_U :	Umfangskraft
μ_A :	Haftreibungszahl axial
μ_U :	Haftreibungszahl in Umfangsrichtung
$T_{U,R}$:	Rutschmoment
T_U :	übertragbares Moment

Der direkte Zusammenhang zwischen Drehmoment T_U und Flächenpressung p ergibt sich gemäß obiger Formel.

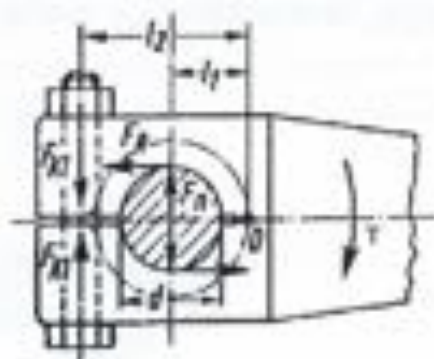
Die Unterschiede in den beiden Haftreibungszahlen μ_A für axiale Richtung und μ_U für radiale bzw. Umfangs-Richtung verschwinden näherungsweise, wenn entweder die Drehriefen der kegelförmigen Oberfläche bereits beim Neuteil geglättet wurden (meist durch Schleifen) oder sich das Bauteil bereits im sog. eingelaufenen Zustand befindet, d.h. wenn nach einiger Betriebszeit die Oberflächenrauigkeiten weitgehend eingeebnet wurden, vor allem bei wechselndem Drehmoment oder häufiger Demontage.

Weiterhin kann der Schmierstoffeinfluss erheblich sein. Bei Verwendung von entsprechenden Spezialfetten für Kegelpresssitze kann die Reibungszahl nach einiger Betriebszeit höher liegen als zum Zeitpunkt der Montage der Verbindung. Grund sind chemische Vorgänge unter Druck.

Neben dem kegelförmigen Pressverband findet man in der Praxis häufig den Zylinder-Pressverband. Da ein Zylinder aus einem Kegel hervorgeht, indem der Kegelwinkel α zu Null gesetzt wird, gelten die hergeleiteten Formeln analog.



Geteilte Scheibennabe



Geschlitzte Hebelnabe



Reibschluss, wenn

$$M_R = F_R \cdot d = \mu \cdot F_N \cdot d > T$$

erforderl. Anpresskraft je Nabenhälfte

$$\Sigma F_y = 0: F_N = 2 \cdot F_{Kl}$$

$$\Sigma M_{D'} = 0: F_N \cdot l_1 = F_{Kl} \cdot l_2$$

erforderl. Schraubenkraft je Nabenhälfte

$$F_{Kl} = F_v > \frac{c_B \cdot T}{2 \cdot d \cdot \mu}$$

$$F_{Kl} = F_v > \frac{c_B \cdot T \cdot l_1}{l_2 \cdot d \cdot \mu}$$

dabei auftretende Flächenpressung

$$p \approx K_f \cdot \frac{F_{Kl} \cdot i}{d \cdot l}$$

Betriebsfaktor $c_B = 1, \dots, 3,0$ (gleichförmig, schlagartige Bewegungen); Formfaktor $K_f = 1,2$ (geteilt) oder $1,5$ (geschlitzt); Anzahl Klemmschrauben i ; zu übertragendes Drehmoment T ; Rutschmoment M_R

„Gegenüber Pressverbindungen wird die Fugenpressung p nicht durch ein Übermaß erzeugt, sondern durch Klemmen der Nabe auf die Welle mittels Schraubenkraft. Man unterscheidet Klemmverbindungen mit geteilter und geschlitzter Nabe. Sie eignen sich zur stufenlosen Längs- und Umfangseinstellung von Naben. Wegen der Unsicherheit der von Fugenpressung und Reibzahl abhängigen Übertragungsfähigkeit werden Klemmverbindungen meist nur bei relativ kleinen und wenig schwankenden Drehmomenten angewendet [3].“

„Die Klemmverbindung wird vorwiegend bei Riemen- Gurtscheiben und Hebeln angewendet, die auf glatte, längere Wellen aufzubringen oder bei geteilter Ausführung nachträglich zwischen Lager zu setzen sind [1].“

Obige Formeln gelten strenggenommen nur für eine dicke, steife Nabe, da nur diese eine nahezu punktförmige (bzw. linienförmige) Berührung zur Welle hin aufweist, wie es hier unterstellt wird. Demgegenüber würde sich eine dünne, weiche Nabe („Rohrschelle“) durchbiegen und an die Welle anschmiegen, also eine flächige Berührung entstehen. Obige Rechnung gilt also nur für diesen Fall der dicken, steifen Nabe und soll nur dafür zur Anwendung kommen. (Für den Fall der dünnen, weichen Nabe: s. Literatur).

6.4 Vorgespannte, formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

(5) Keile, Nasenkeile

vgl. DIN 6886 (1967-12) bzw. DIN 6887 (1968-04)

Vorteile

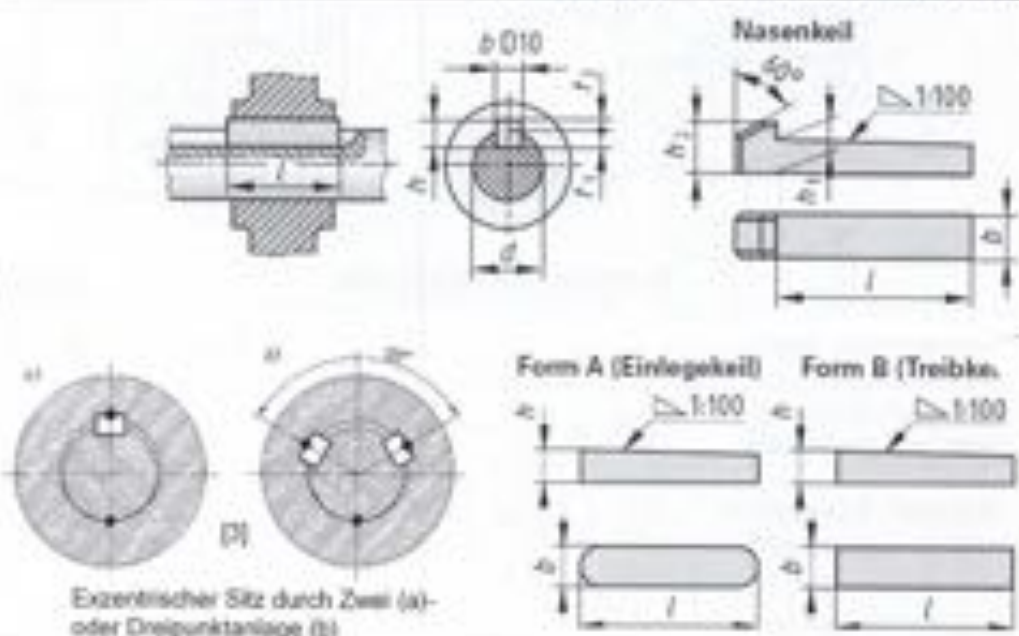
- unempfindlich gegen Verschmutzung
- einfachste Montage
- Axialkräfte übertragbar

Nachteile

- Zentrierung nicht möglich (Exzentrizität)
- kaum berechenbar

Anwendung

- nur für geringe Drehzahlen (Unwucht!)
- bei Land- und Baumaschinen
- für Förderanlagen



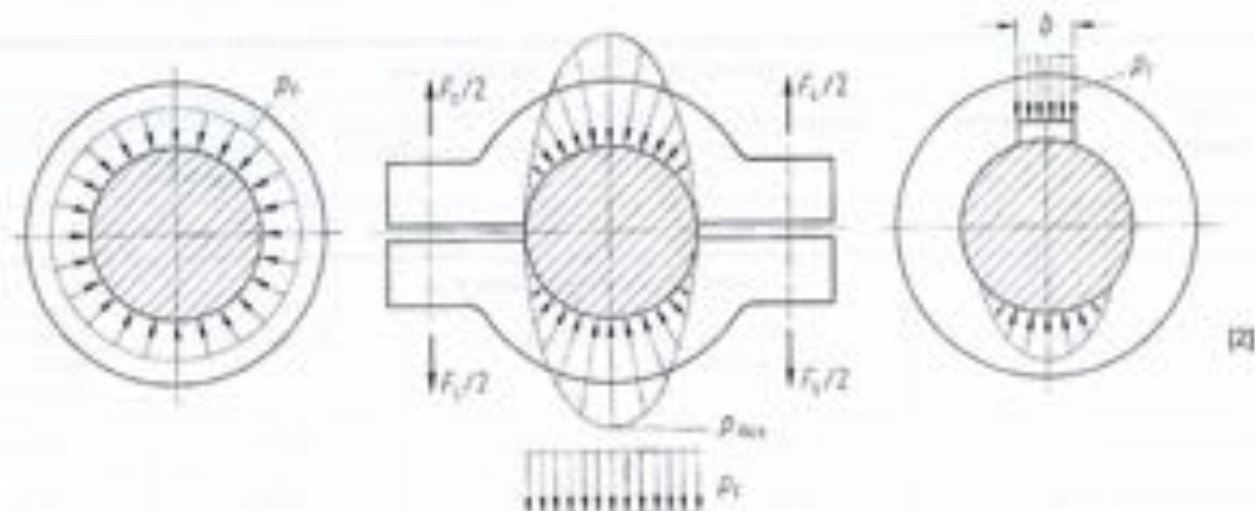
Bezeichnung: Keil

A 20 x 12 x 125 DIN 6886 Form A, $b = 20\text{mm}$, $h = 12\text{mm}$, $l = 125\text{mm}$

„Längskeile sitzen unter Vorspannung in einer Wellen- oder einer Nabennut und stellen eine kraft- und formschlüssige Verbindung her. Sie sind bis zu Drehzahlen von etwa 1200 min^{-1} geeignet (bei höheren Drehzahlen spürbare Unwucht!). Durch das Eintreiben des Keils entsteht eine radiale Pressung, welche die Übertragung eines Drehmomentes durch Kraftschluß ermöglicht. Überschreitet das zu übertragende Drehmoment das Haftmoment, dann tragen die Keiflanken mit (Formschluss).

Durch das Verkeilen wird die Nabe gedehnt, die Welle aber gestaucht. Dadurch sitzen beide nicht mehr zentrisch zueinander. Werkstoff der Keile ist zumeist sog. Keilstahl C45K [3].

6.5.1 Vergleich zwischen Press-, Klemm- und Keilverbindungen



Pressverbindung

- Anpresskraft durch Übermaß
- gleichmäßiger Fugendruck über Umfang und Breite
- höchste Drehmomentübertragung

Klemmverbindung

- Anpresskraft durch Klemmen mittels vorgespannter Schrauben
- Fugendruck gleichmäßig über Breite, jedoch ungleichmäßig über Umfang
- Drehmoment um Faktor ≈ 2 kleiner als bei Pressverbindung [2]

Keilverbindung

- Anpresskraft durch axiales Eintreiben eines Keils
- Fugendruck ungleichmäßig
- Drehmoment um ca. Faktor 6 kleiner als bei Pressverbindung [2]

Ein Vergleich der drei hier vorgestellten reibschlüssigen WN-Verbindungen weist die Pressverbindung als die Verbindung mit dem höchsten übertragbaren Drehmoment auf bei gleichem maximalem Anpressdruck. Dies ist in der gleichmäßigen, um den gesamten Umfang herum konstanten Flächenpressung begründet, die nur die Pressverbindung in guter Näherung aufweist. Die Verteilung von Klemm- und Keilverbindungen sind aufgrund ungleichmäßiger, nicht konstanter (an den Seitenflächen sogar völlig verschwindender) Flächenpressung in diesem Punkt deutlich im Nachteil.

6.5.2 Zulässige Flächenpressungen p_{zul} für Welle-Nabe-Verbindungen

Grundwert p_0 in N/mm^2 bei Naben aus						
Stahl, Stahlguss	Grauguss	Temperguss	Bronze, Messing	AlCuMg-Leg. angehärtet	AlMg-, AlMn-, AlMgSi-Leg. angehärtet	AlSi-Gussleg. AlSiMg-Gussleg.
150 ¹⁾	90	110	50	100	90	70
Zulässige Flankenpressung p_{zul}						
Beanspruchung	Nutkeile Polygenwellen	Hohlkeile	Flachkeile	Pasfedern, Keilwellen, Zahnwellen		
einseitig, ruhend	$1,1p_0$	$0,15p_0$	$0,17p_0$	$0,8p_0$		
einseitig, leichte Stöße	$1,0p_0$	$0,15p_0$	$0,17p_0$	$0,7p_0$		
einseitig, starke Stöße	$0,75p_0$	$0,1p_0$	$0,11p_0$	$0,6p_0$		
wechselnd, leichte Stöße	$0,6p_0$	—	—	$0,45p_0$		
wechselnd, starke Stöße	$0,45p_0$	—	—	$0,25p_0$		

¹⁾ Bei gehärteten Nut- und Keil- bzw. Zahnflanken $p_0 = 200 \text{ N/mm}^2$

[3]

Bei allen Welle-Nabe-Verbindungen, sowohl formschlüssigen also auch reibschlüssigen und vorgespannten, ist in erster Linie die Flächenpressung nachzurechnen. Die Tabelle listet die in der Praxis gängigen Werkstoffe für WNV auf und gibt Erfahrungswerte für die zulässigen Flächenpressungen an [3]. Die Werte gelten jeweils für die Nabe, welche i.d.R. den schwächeren Werkstoff aufweist.

- [1] Roloff / Matek: Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung; 20. Auflage; Vieweg-Teubner-Verlag / Springer-Fachmedien, Wiesbaden, 2011
- [2] Niemann, Winter, Höhn: Maschinenelemente - Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen; 4. Auflage; Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2005
- [3] Decker: Maschinenelemente – Funktion, Gestaltung und Berechnung; 18. Auflage; Carl Hanser Verlag, München, 2011
- [4] Frank Rieg / Manfred Kaczmarek: Taschenbuch der Maschinenelemente; Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München, Wien, 2006
- [5] Tabellenbuch Metall: Verlag Europa Lehrmittel; Nourney, Vollmer GmbH&Co. KG, Haan-Gruthen, 46. Auflage, 2014
- [6] Schrauben Vademecum; Bauer & Schaurte Kärcher GmbH
- [7] Matthes, Richter: Schweißtechnik, Schweißen von metallischen Konstruktionswerkstoffen, Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München Wien, 3. Auflage, 2006
- [8] Koether, Rau: Fertigungstechnik für Wirtschaftsingenieure, Carl Hanser Verlag München, 4. Auflage, 2012
- [9] DIN 743, Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Teil 1 – 4, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2012