

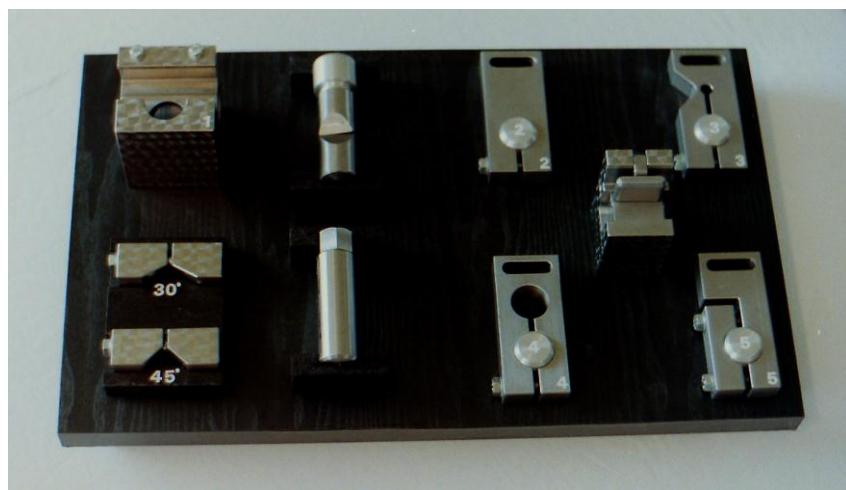
Technikerarbeit

Juli 1995

an der
Fachschule für Technik
in Aalen

Thema:

Kraftschlüssige Verbindungen von Achsen und Wellen



Dokumentiert und ausgearbeitet von:

Jürgen Rentschler
Anselm Wolf

Inhaltsverzeichnis

Kapitel	Thema	Seite
1.0	Einführung	4
1.1	Verbindungsarten	5
1.1.1	Reibschlüssige Verbindungen	5
1.1.2	Formschlüssige Verbindungen	5
1.1.3	vorgespannte formschlüssige Verbindungen	5
1.1.4	Stoffschlüssige Verbindungen	5
1.2	Anwendung der Verbindungsarten nach Größe und Wirkung des Drehmoments, sowie konstruktiven Gesichtspunkten	5
1.3	Gesamtübersicht kraftschlüssiger Verbindungen	6
1.3.1	Spannverbindung	6
1.3.1.1	Ringspann-Verbindung	6
1.3.1.2	Spannsätze	6
1.3.1.3	Schrumpfscheibenverbindungen	7
1.3.1.4	Ringspannscheiben	8
1.3.1.5	Druckhülsen	8
1.3.1.6	ETP-Buchse	9
1.3.1.7	ETP-Hylock	9
1.3.2	Kegelverbindung	10
1.3.3	Preßverbindung	11
1.3.3.1	Längspreßverband	11
1.3.3.2	Querprenßverband	11
1.3.4	Klemmgesperre	12
1.3.4.1	Keilklemme	12
1.3.4.2	Zirkelspitze	12
1.3.4.3	Meßuhrhalter	12
1.3.4.4	Klemmexzenter	13
1.3.4.5	Schraubenklemme mit Druckblech	13
1.3.4.6	Kugelgelenk mit Exzenterklemme	13
1.3.5	Reibungsschluß	14
1.3.5.1	Klemmsitz mit geteilter Nabe	14
1.3.6	Klemmverbindung	14
1.3.6.1	Klemmverbindung mit gechlitzter Nabe an einer Säule oder Welle	14
2.0	Kraftübertragung durch Reibungsschluß	15
2.1	loser Sitz	15
2.2	fester Sitz	15
2.3	verwendete Formelzeichen:	15
3.0	Im Modell gefertigte Klemmverbindung	16
3.1	Klemmung1 (Eigenkonstruktion)	16
3.1.1	Grundprinzip	16
3.1.2	Krafteckdarstellung	16
3.1.3	Konstruktionszeichnung	17
3.1.4	Berechnung der Normalkräfte	18
3.1.5	Berechnung der Reibungskraft F_R	18
3.1.6	Übertragbares Drehmoment T	18
3.1.7	Pressung zwischen Zylinder und Ebene	18
3.2	Geschlitzte Nabe	19
3.2.1	Zwei-Gelenkpunktmödell	19

Kapitel	Thema	Seite
3.2.2	gefertigtes Anschaumodell (Klemmung2)	20
3.3	Ein-Gelenkpunktmodell	21
3.3.1	gefertigtes Anschaumodell (Klemmung3)	22
3.4	Ein-Gelenkpunktmodell mit Bohrung	22
3.4.1	gefertigtes Anschaumodell (Klemmung4)	23
3.5	Geteilte Nabe	24
3.5.1	gefertigtes Anschaumodell (Klemmung5)	25
4.0	Biegespannung in geschlitzten Nabe (Klemmung 2-5)	25
5.0	Berechnung der Schraubenlängskraft Fh bzw. FV	27
	Berechnung der Schraubenlängskraft Fh bzw. FV	28
6.0	Auswertung	29
6.1	Im Versuch ermittelte Werte	29
6.2	Mit dem beigefügten Programm berechnete Werte	30
6.3.1	Klemmung1 mit 30°-Backen	31
6.3.2	Klemmung1 mit 45°-Backen	32
6.4	Klemmung2	33
6.5	Klemmung3	34
6.6	Klemmung4	35
6.7	Klemmung5	36
7.0	Turbo C++- Programmauszug Berechnugsteil	37
	Programmteile	38-39
	Quellenverzeichnis	40
8	Konstruktionszeichnungen	41-46
	Stückliste	41
9	Netzplan	47
	Netzplan	
10	Inhalt der beigelegten Diskette	48
	Hinweise zur Überarbeitung der Technikerarbeit 2012	48

Technikerarbeit

Thema: Kraftschlüssige Verbindungen von Achsen und Wellen

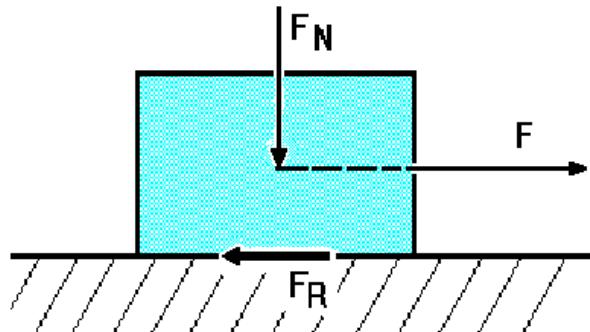
1.0 Einführung

Kraftschlüssige Verbindungen werden zur Einleitung von axialen Kräften in Achsen und Wellen oder zur Übertragung von Drehmomenten benutzt. Der Kraftschluß beruht ausschließlich auf Reibung.

Reibung: Die Reibungskraft wirkt stets parallel zur Kontaktfläche und ist der Bewegung und damit auch der Bewegung verursachenden Kraft entgegengerichtet. Die Reibungskraft ist kleiner als die Normalkraft.

Grundform der Reibungskraft:

$$F_R = F_N * \mu$$



F_R = Reibkraft

F_N = Normalkraft

μ = Reibzahl

Beachte: Die Reibungskraft ist unabhängig von der Größe der Kontaktfläche !

Beispiele einiger Reibzahlen:

	Gleitreibung μ (trocken)	Hafreibung μ_0 (trocken)
Stahl auf Stahl	0,12	0,15
Stahl auf Grauguß	0,18	0,19
Stahl auf Bronze	0,18	0,19

Reibzahl μ ist abhängig von:

1. Werkstoffpaarung
2. Schmierzustand (günstig: trockene Oberflächen)
3. Rauhtiefe (günstig: kleine Rauhtiefen der Fugenoberfläche)

1.1 Verbindungsarten:

Die zahlreichen und vielgestaltigen Verbindungen von Wellen, Achsen und Zapfen mit Nabens von Laufrädern, Zahnradern, Seilrollen, Hebeln und ähnlichen Bauteilen lassen sich je nach Kraftübertragung unterteilen in:

1.1.1 reibschlüssige Verbindungen:

Die Kraftübertragung zwischen Welle und Nabe erfolgt durch Reibungswiderstand, der durch Aufklemmen, Aufpressen (Aufschrumpfen), durch Kegelsitz oder durch besondere Spannelemente, wie Ringfedern oder kegelige Spannhülsen erzeugt wird.

1.1.2 formschlüssige Verbindungen:

Die Verbindung von Welle und Nabe wird durch bestimmte Formgebung als "Mitnehmer" hergestellt, wie z.B. Keilwellenprofil, Kerbverzahnung und Polygonprofil oder durch zusätzliche Elemente, wie Paßfedern, Gleitfedern oder Querstifte.

1.1.3 vorgespannte formschlüssige Verbindungen:

Stellen eine Vereinigung von Reib- und Formschlüsselverbindungen dar und werden vorwiegend durch Keile verschiedener Formen hergestellt. Zu diesen sind auch die z.B. durch Paßfedern zusätzlich gesicherten Klemm- oder Kegelverbindungen zu zählen.

1.1.4 stoffschlüssige Verbindungen:

Die Verbindung von Welle und Nabe erfolgt durch Stoffschlüssel, z.B. Kleben, Löten und Schweißen.

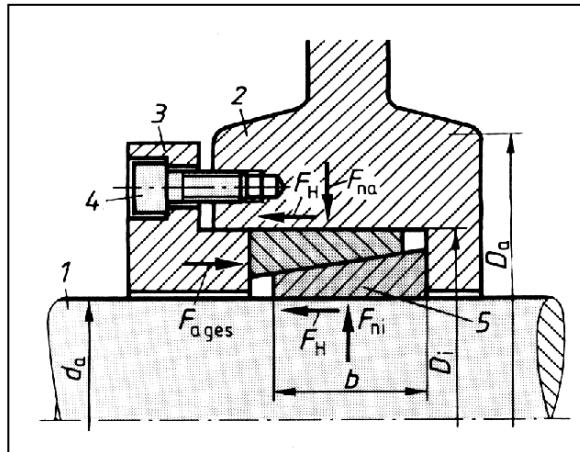
1.2 Anwendung der Verbindungsarten nach Größe und Wirkung des Drehmoments, sowie konstruktiven Gesichtspunkten:

Für kleinere Drehmomente	Klemmverbindung , Spannhülse, Querstift, Scheibenfeder, Flach und Hohlkeil, Kleb- und Lötverbindungen, Toleranzring
Für größere und wechselseitige Drehmomente:	Preßverband, Schrumpfscheiben-Verbindung, Ringfeder Spannverbindung, Keilwellen- und Polygonprofil, Kerbverzahnung, Nuten- und Tangentenkeil, Schweißverbindung
Für einseitige Drehmomente	Paßfeder, Scheibenfeder, Querstift, Kleb- und Lötverbindung
Für in Längsrichtung verschiebbare Nabens:	Keilwellenprofil, Gleitfeder
Für in Drehrichtung verschiebbare Nabens:	Klemm- und Kegelverbindung , Schrumpfscheibenverbindung, Ringfeder-Spannverbindung, Kerbverzahnung, Stirnverzahnung und Hohlkeil.

1.3 Gesamtübersicht kraftschlüssiger Verbindungen:

1.3.1 Spannverbindung:

1.3.1.1 Ringspann-Verbindung

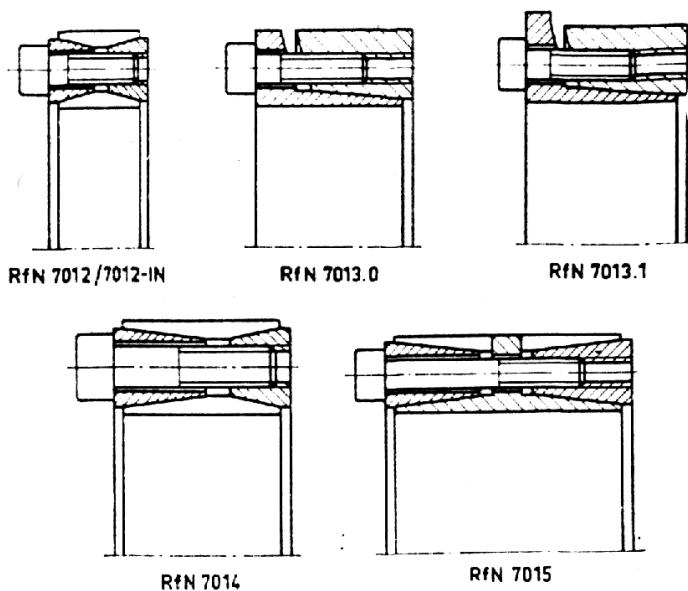


Aufgabe: Stoßartige, wechselseitige Drehmomente können auf glatten Wellen übertragen werden.

Funktion: kegelige Stahlringe werden durch Axialkraft ineinander geschoben, elastisch verformt, in den Fugen gegen Welle und Nabe gepreßt.

Besonderheiten: Ein- und Nachstellen der Nabenhälfte in Längs- u. Drehrichtung möglich
Überbrückung größerer Passungsspiele
leicht lösbar
geringe Kerbwirkung

1.3.1.2 Spannsätze:¹



¹ Fortsetzung Seite .

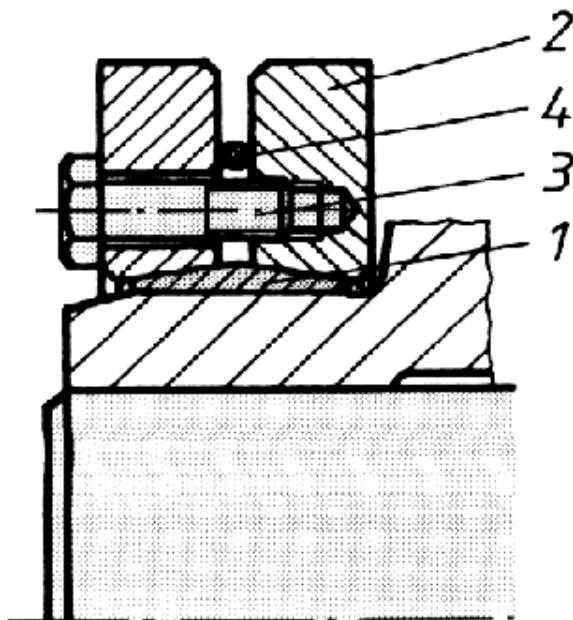
1.3.1.2 Fortsetzung Spannsätze:

Funktion: Umwandlung axialer Spannkraft mit keilförmigen Querschnitten in radiale Pressungen.

Aufbau: Spannsätze bestehen aus doppelkonischen Druckringen und geschlitzten Innenringen bzw. Außenringen.

Besonderheiten: Drehmomente (Radial- und Axialkräfte) können auf glatten Wellen übertragen werden.

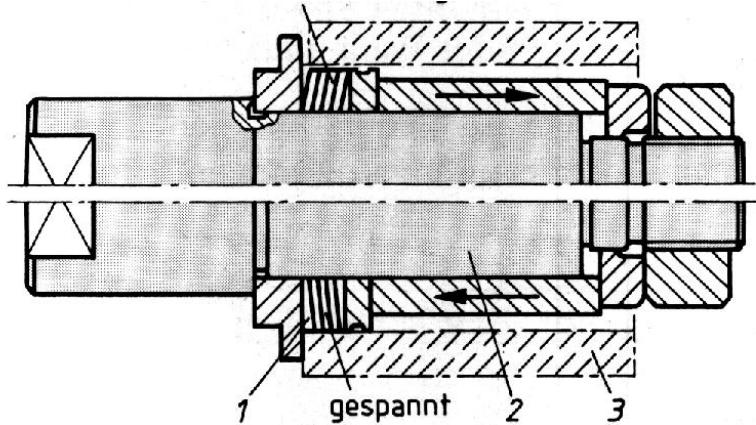
1.3.1.3 Schrumpfscheibenverbindungen



Funktion: doppelkegeliger Spannring (1) wird durch die beiden Außenscheiben (2) gegen die Nabe gedrückt. Die Außenscheiben werden mittels Spannschrauben (3) gegeneinander angezogen. Der Dichtungsring verhindert das Eindringen von Feuchtigkeit und Schmutz.

Besonderheiten: Mittels Schrumpfscheiben können reibschlüssige Verbindungen auf glatten Wellen und Nabben durch Verformung der Nabe hergestellt werden.

1.3.1.4 Ringspannscheiben

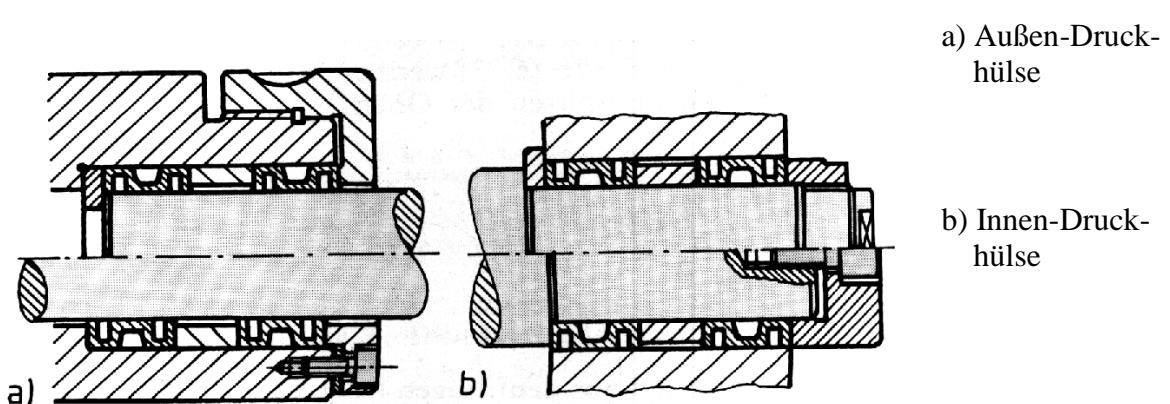


Funktion: Radiale Verspannung zwischen Welle und Bohrung mittels dünnwandiger, flachkegeliger, elastischer Ringscheiben.
In der Bohrung festverspannter Werkzeuge sitzen Ringspannscheiben 1 unter Spannung auf dem Grunddorn 2. Sie dürfen sich weder beim Spannen noch beim Lösen des Werkstückes 3 auf ihrem Sitz verschieben.

Besonderheiten:

- Spielfreie Verbindung (keine Unwucht)
- Übertragung größerer Drehmomente und Längskräfte durch Anordnung mehrerer Scheiben hintereinander

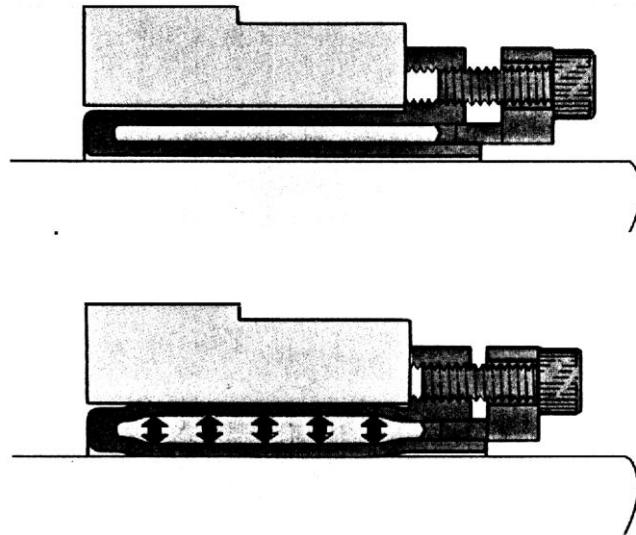
1.3.1.5 Druckhülsen



Funktion: Unter Einwirkung einer Axialkraft verformt sich die Druckhülse radial nach außen und innen und verspannt die Anschlußteile genau mittig zur Drehachse. Wiederum auch hier dient die Reibung als Übertrager der Kraft

Besonderheiten: Druckhülsen sind aus federhartem Stahl mit zylindrischer Außenfläche und Bohrung sowie ebenen Planflächen. Sie dienen als Kraftschluß-Elemente der genauen und lösbar von Maschinenteilen wie Nabe und Welle bei Riemenscheiben, Kupplungen und Zahnrädern.

1.3.1.6 ETP-Buchse

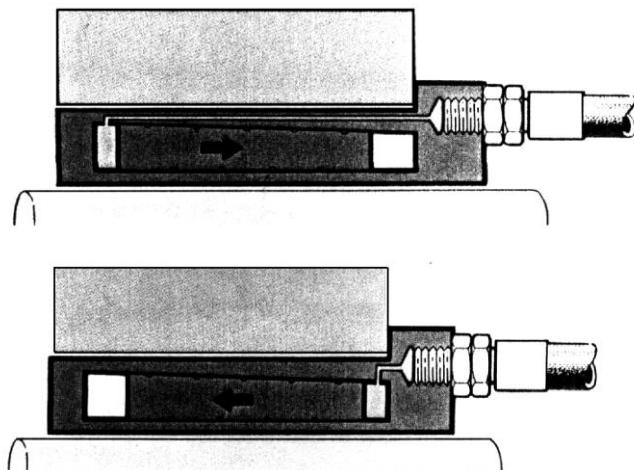


Aufbau: doppelwandige gehärtete Stahlhülsen mit speziellem Druckmedium

Besonderheiten:

- einfühlig Einstellung möglich
- geringes Anzugsdrehmoment
- guter Rundlauf

1.3.1.7 ETP-Hylock



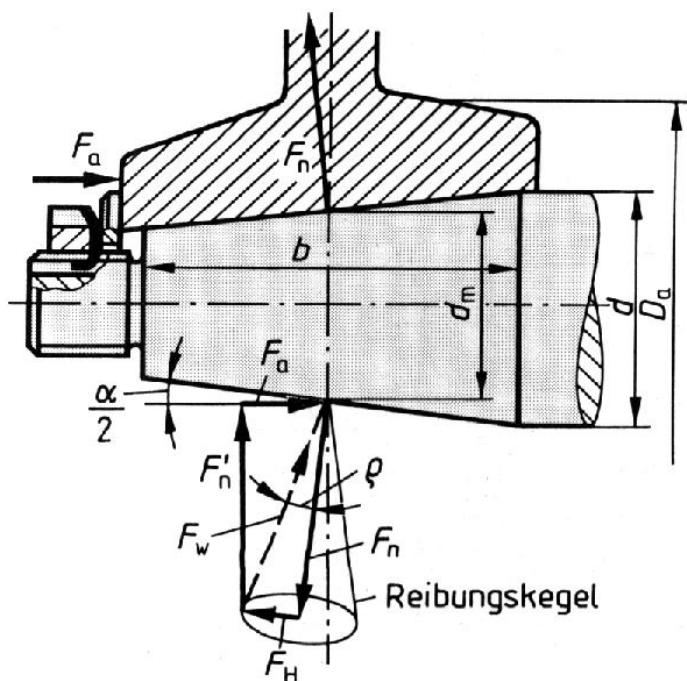
Funktion: Verbindungselement auf hydromechanischem Prinzip, doppelwandige Hülse mit einem eingeschlossenen verschiebaren konischen Kolben.

Besonderheiten:

- schnell montierbar
- guter Rundlauf
- kann hohe radiale Lasten aufnehmen

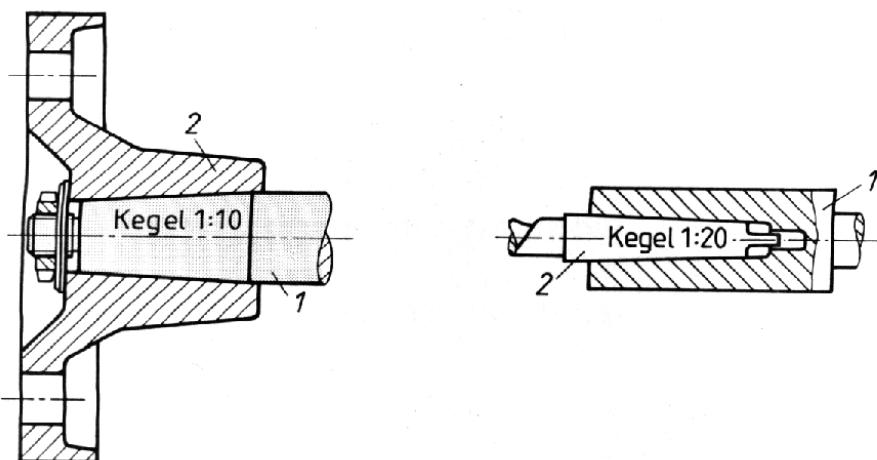
Einsatzgebiete: z.B. in Walzwerken, Veredelungsindustrien

1.3.2 Kegelverbindung:



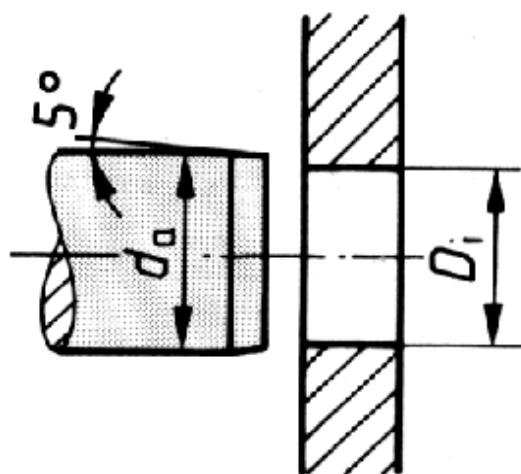
Funktion: Die Normalkraft steht bei Kegelverbindungen nicht mehr senkrecht zur Wellenachse, sondern zur Kegelmantellinie.
 Die Flächenpressung und damit die Reibkraft wird eine in axialer Richtung auf die Nabe wirkende Kraft F_a erzeugt.

Anwendungsbeispiele:



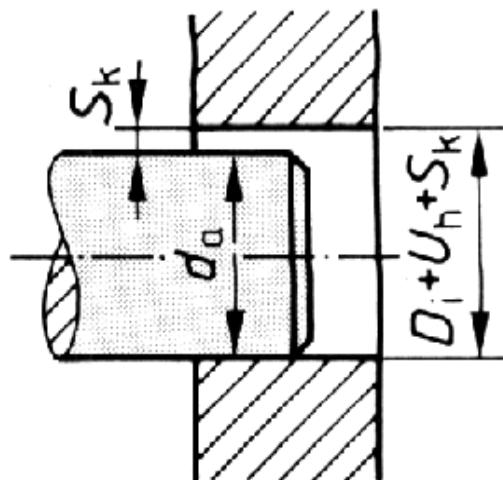
1.3.3 Preßverbindung:

1.3.3.1 Längspreßverband



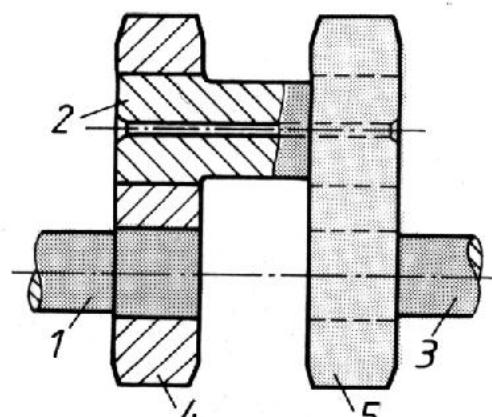
Längspreßsitz vor dem Fügen
(**kaltes Aufpressen**)

1.3.3.2 Querpreßverband



Querpreßverband im Fügezustand
(**Nabe erwärmt**)

Anwendungsbeispiel:

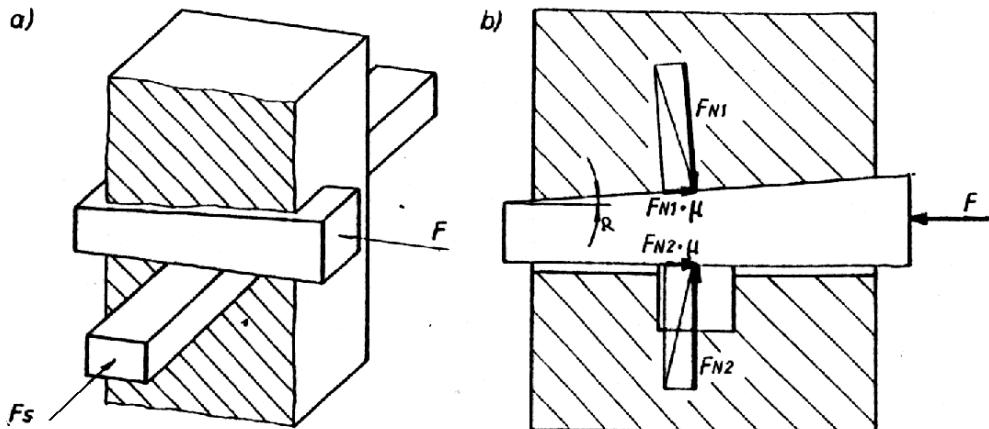


Kurbelwelle:
Zapfen 1,2,3 in Wangen 4,5 eingeschrumpft.

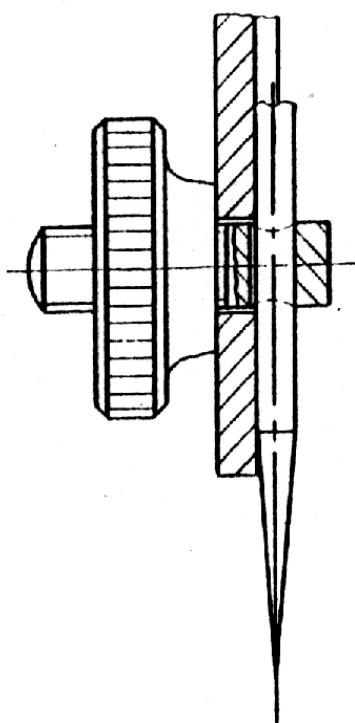
1.3.4 Klemmgesperre

Erklärung: Mit ihnen wird die Bewegbarkeit eines Bauteils durch Kraftschluß verhindert. Im Gegensatz zu Riegelgesperren kann das an beliebigen Stellen des Sperrstücks erfolgen. Um eine genügend große Kraft auf das Bauteil ausüben zu können, bedient man sich meistens der Elemente Keil, Schraube, Hebel.

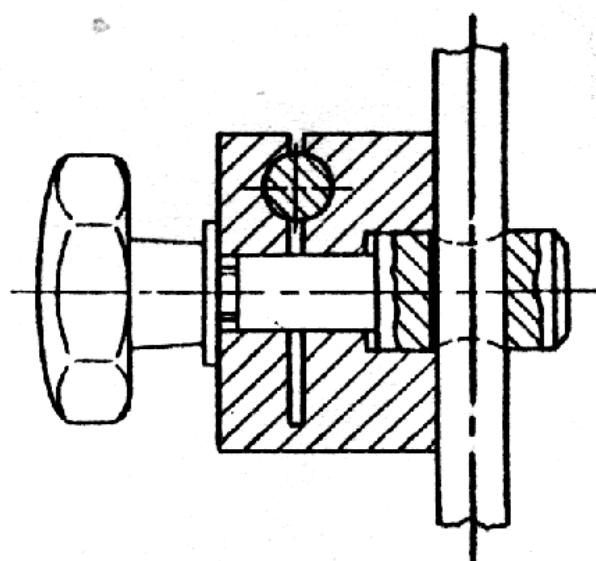
1.3.4.1 Keilklemme



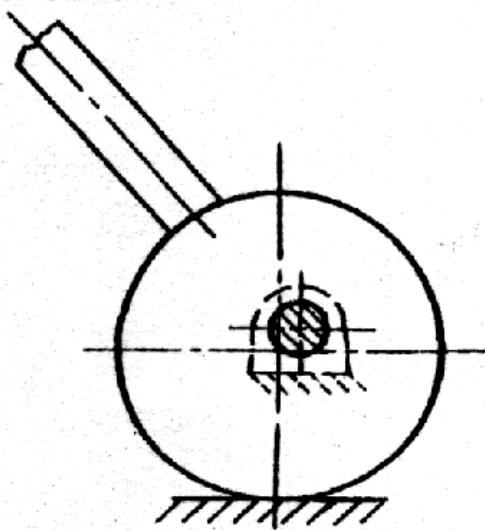
1.3.4.2 Zirkelspitze:



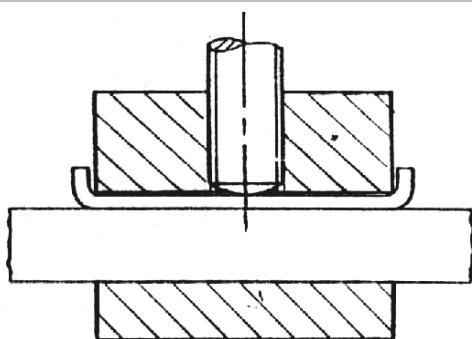
1.3.4.3 Meßuhrhalter:



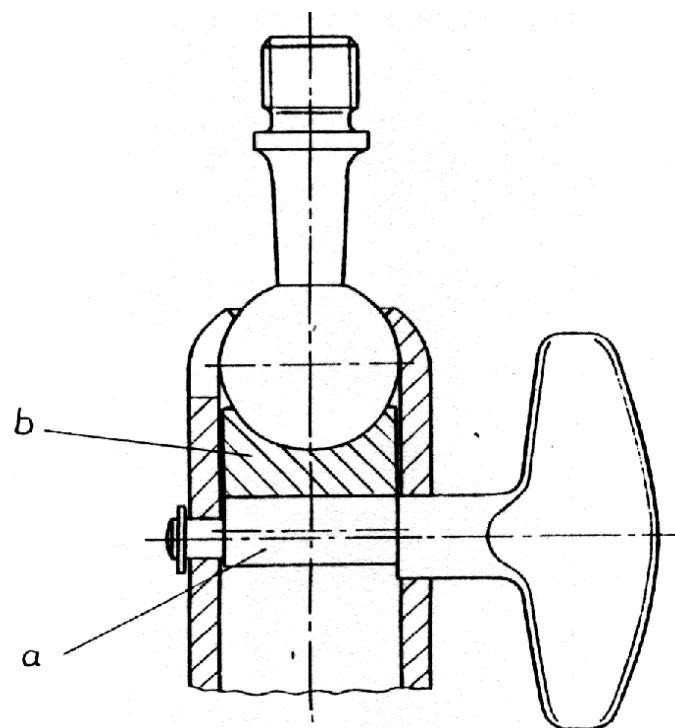
1.3.4.4 Klemmexzenter



1.3.4.5 Schraubenklemme mit Druckblech

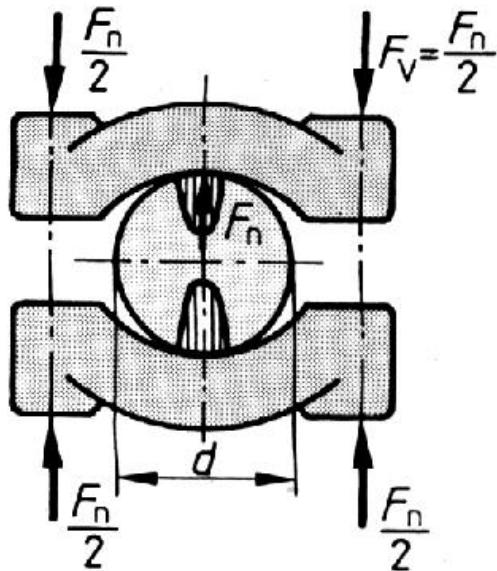


1.3.4.6 Kugelgelenk mit Exzenterklemme



1.3.5 Reibungsschluß

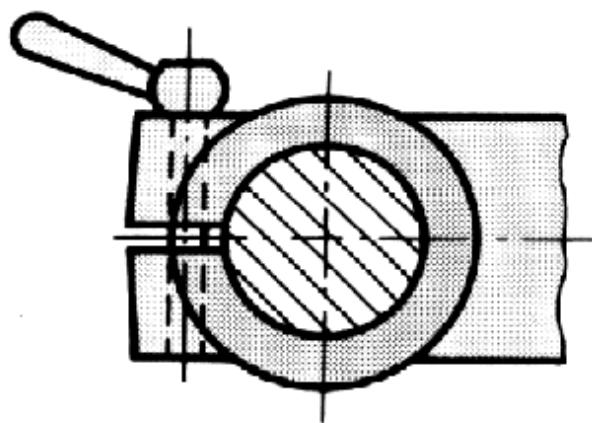
1.3.5.1 Klemmsitz mit geteilter Nabe



Anpreßkraft wird durch Schrauben, Kegelringe oder Schrumpfringe erzeugt.

1.3.6 Klemmverbindung

1.3.6.1 Klemmverbindung mit geschlitzter Nabe an einer Säule oder Welle.



Anpreßkraft wird durch Schrauben erzeugt.

2.0 Kraftübertragung durch Reibungsschluß

2.1 Loser Sitz

Punktförmiger Kraftangriff:

Gesamte Kraft wird über Punkte übertragen. Die Lage und die Anzahl der Punkte sind von der jeweiligen Modellform abhängig.

2.2 Fester Sitz

Gleichmäßig auf den Umfang verteilte Flächenpressung.

(z.B. leichte Preßpassung H8/n7)

Bei den Berechnungen kommt lediglich der Faktor ' $\pi/2$ ' hinzu.

2.3 verwendete Formelzeichen:

b	tragende Nabenbreite	T_{\max}	Max. Drehmoment
D_d	Durchmesser von Nabe bzw. Welle	T_R	Reibungsmoment des Schraubenkopfes
d_2	Gewinde-Flankendurchm.	W_b	Widerstandsmoment
d_k	Schraubenkopfdurchm	μ	Reibzahl
D_B	\varnothing der Durchgangsbohrung	μ_A	Reibungsbeiwert der Auflage - fläche
$D_{m/2}$	Hebelarm der Reibungskraft	φ	Gewinde-Steigungswinkel
E	Elastizitätsmodul	σ_b	Biegespannung
F_N	Normalkraft	θ	Reibungswinkel
F_R	Reibkraft	θ'	Reibungswinkel im Spitzgewinde
$F_v = F_h$	Schraubenvorspannkraft		
l_1, l_2	Hebelarm		
M_b	Biegemoment		
p	Flächenpressung		
T_A	Anzugsmoment einer Schraube		
T	Drehmoment im Gewinde		
T_{NENN}	Nenndrehmoment		

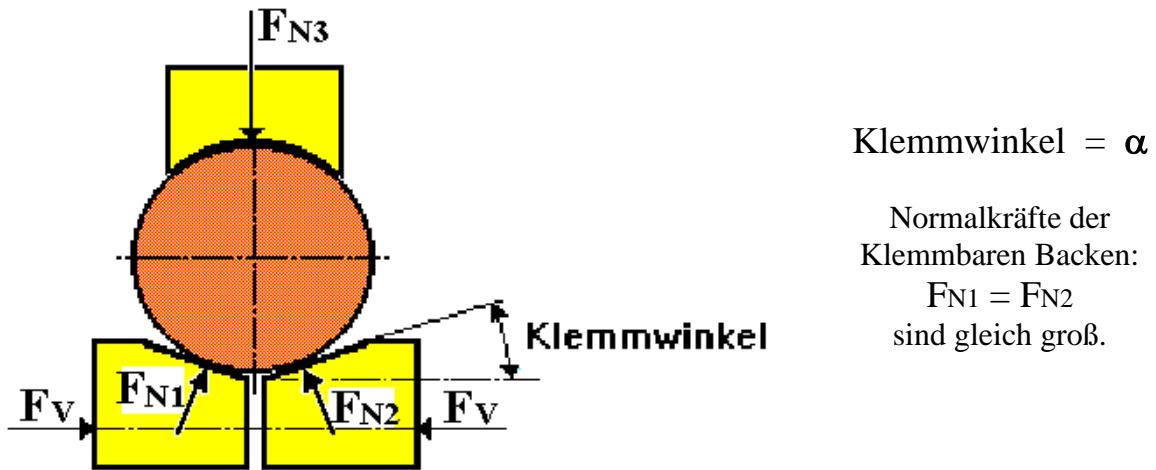
Farblich gekennzeichnete Bedeutung der Formeln:

farblos:		Eräuterungen, zum besseren Verständnis
Sternzeichen	**	Im Turbo C++ -Programm hinterlegte Formeln
gelb:		Herleitungen, zur Berechnung der Gesamtformel notwendig
grün:		Gesamtformel, u.U. sind Vorberechnungen durch vorangehende Herleitungen notwendig

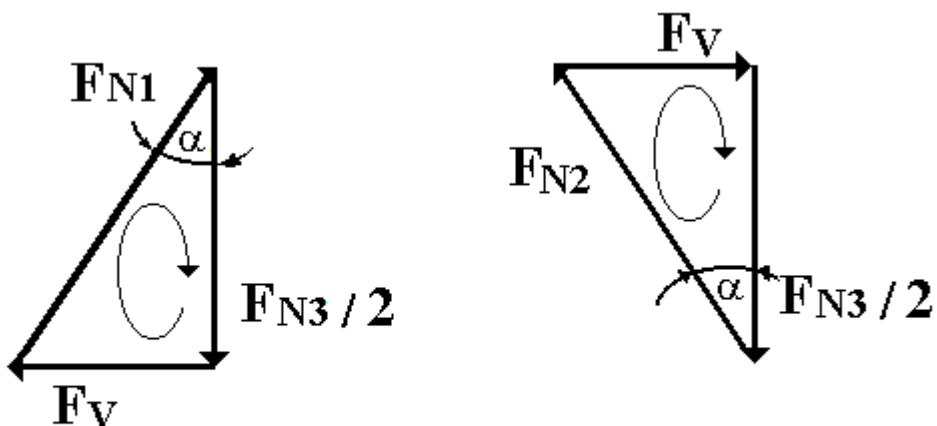
3.0 Im Modell gefertigte Klemmverbindungen

3.1 Klemmung 1 (Eigenkonstruktion)

3.1.1 Grundprinzip:



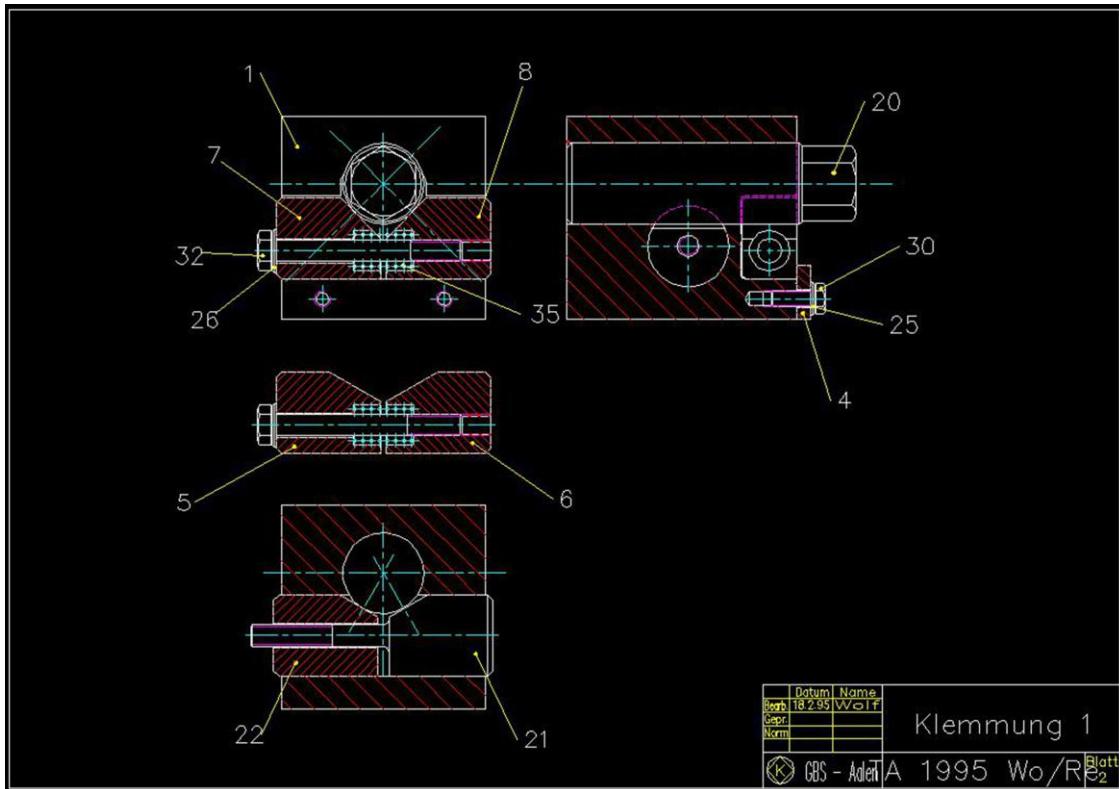
3.1.2 Krafteckdarstellung



2 "geschlossene Kraftecke"

Bei der Darstellung der Kräfte lässt sich schon deutlich erkennen, daß die Normalkräfte größer werden als die Vorspannkraft der Schraube. Je größer die Normalkräfte werden, bedingt durch den kleiner werdenden Klemmwinkel(α), desto besser hält die Klemmung.

3.1.3 Konstruktionszeichnung



3.1.4 Berechnung der Normalkräfte

Berechnung der Normalkraft F_{N1} bzw. F_{N2} :

$$\sin \alpha = \frac{F_v}{F_{N1}} \quad \Rightarrow \quad F_{N1} = \frac{F_v}{\sin \alpha} \quad (\text{F 3.1.4.1})$$

**

Berechnung der Normalkraft F_{N3} :

$$\tan \alpha = \frac{F_v}{F_{N3}/2} \quad \Rightarrow \quad F_{N3} = \frac{2 * F_v}{\tan \alpha} \quad (\text{F 3.1.4.2})$$

**

3.1.5 Berechnung der Reibungskraft F_R

$$F_R = (F_{N1} + F_{N2} + F_{N3}) * \mu \quad (F 3.1.5)$$

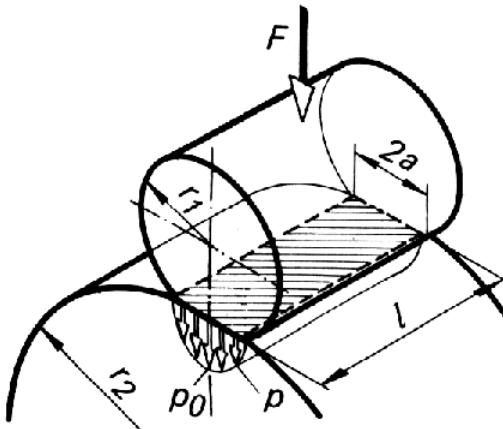
**

3.1.6 Übertragbares Drehmoment T

$$T = F_R * \frac{D}{2} \quad (F 3.1.6)$$

**

3.1.7 Pressung zwischen Zylinder und Ebene



Berechnung der Flächebreite a :

$$a = 1,52 * \sqrt{\frac{F * r}{E * l}} \quad (F 3.1.7.1)$$

**

Druck in der Mitte der Berührungsfläche

$$p_0 = \frac{2 * F}{\pi * a * l} \quad (F 3.1.7.2)$$

**

Erläuterungen zu der Formel: F 3.1.7.2

Elastizitäts - Modul **E**

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\text{Spannung}}{\text{Dehnung}}$$

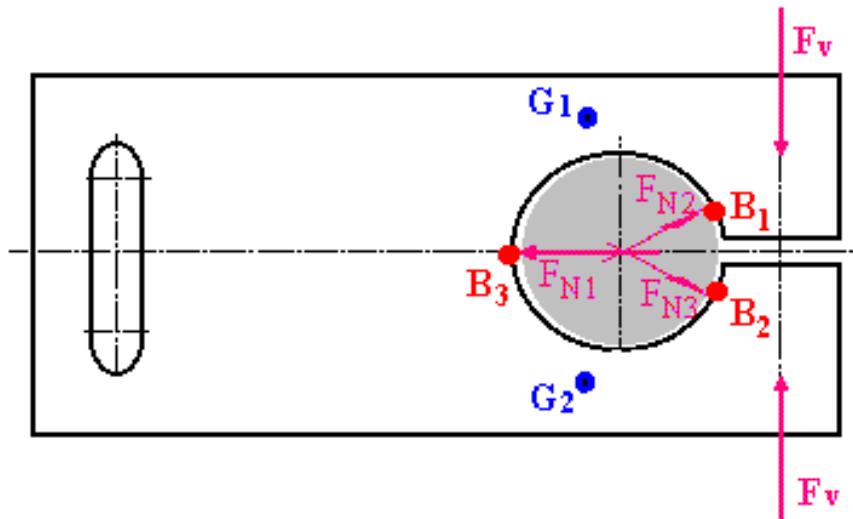
Dehnung **ε**

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\text{Längendifferenz}}{\text{Ausgangslänge}}$$

3.2 Geschlitzte Nabe

3.2.1 Zwei-Gelenkpunktmodell

Modelltheorie: Untersuchungen sowie die Auswertung von Druckmarken haben ergeben, daß sich die Flächenpressung in drei Berührungspunkten **B1..B3** konzentrieren. Aufgrund dieser Feststellung wurde das Zwei-Gelenkmodell eingeführt, mit den Gelenkpunkten **G1** und **G2**.



Das übertragbare Drehmoment ergibt sich aus der Summe der 3 Normalkräfte $F_{N1}...F_{N3}$

Theoretische Berechnung: (⇒ aufwendig)

$$T = \mu * \frac{D}{2} * (F_{N1} + F_{N2} + F_{N3}) \quad (F 3.2.1.1)$$

überschlägige Berechnung:

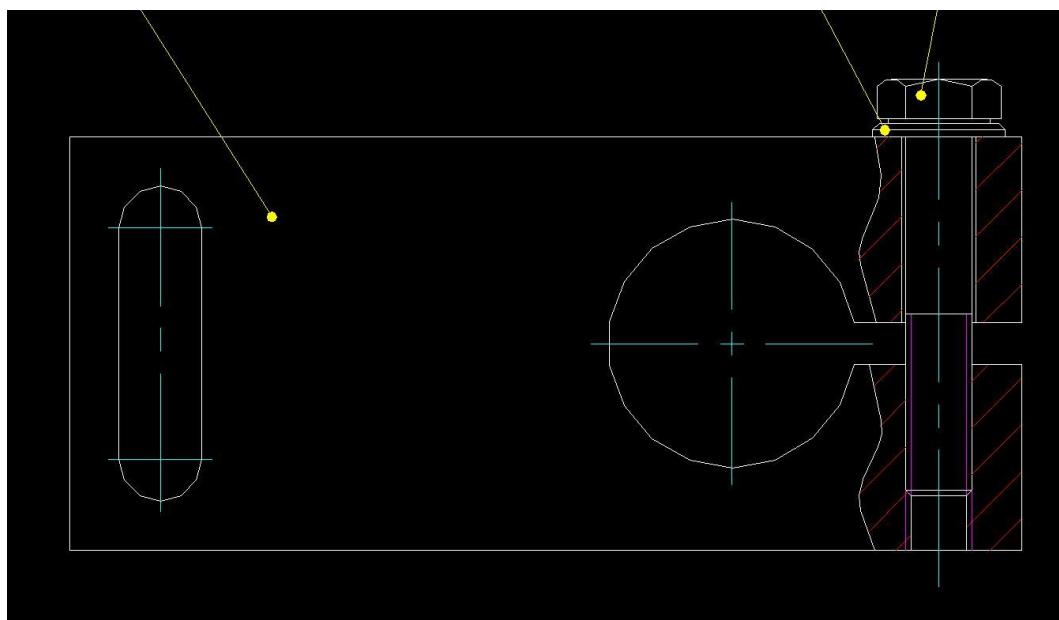
$$T = \mu * \frac{D}{2} * \sum F_N = 3 * \mu * D * F_V \quad (F 3.2.1.2)$$

Überschlägige Berechnung (mit 10% Abzug zur Überwindung des Spiels):

$$T = 2,7 * \mu * D * F_V \quad (F 3.2.1.3)$$

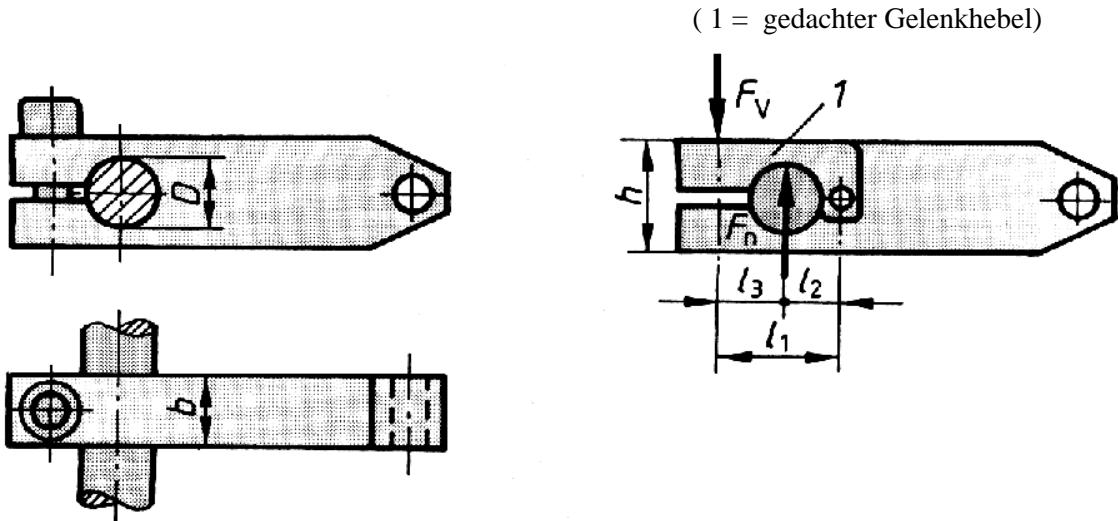
**

3.2.2 gefertigtes Anschaumodell (Klemmung 2)



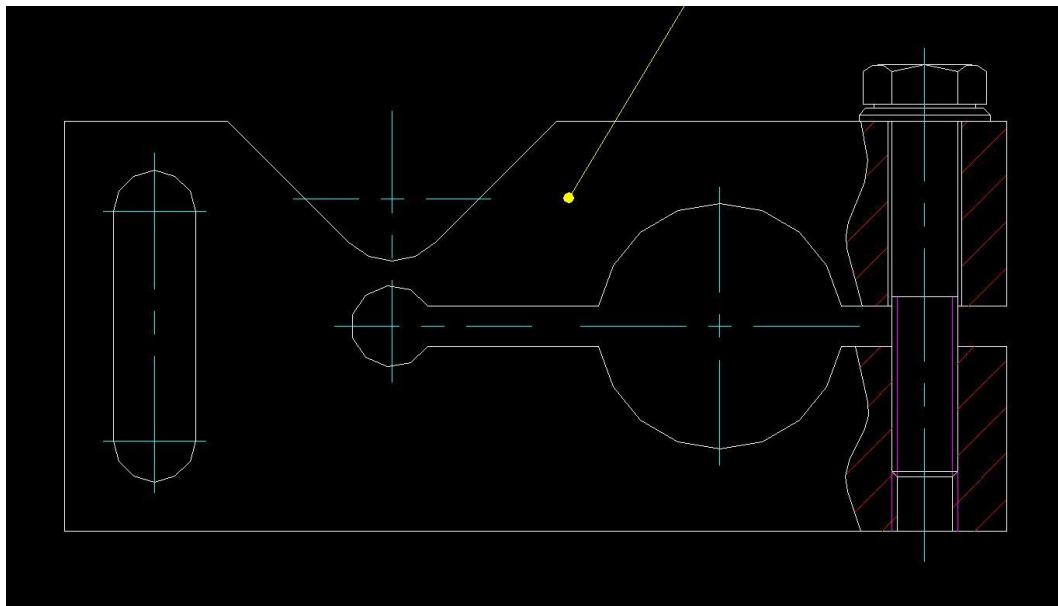
3.3 Ein-Gelenkpunktmodell

Modelltheorie: Schlitzgrund wird als Gelenk, die beiden Schenkel werden als starre Hebel gedacht.



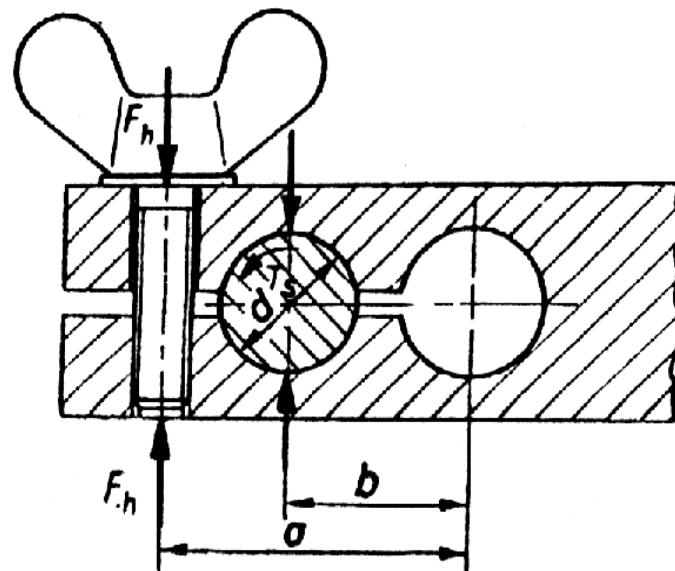
fester Sitz: (z.B. leichte Preß- passung H8/n7)	loser Sitz (punktförmiger Kraftangriff)	
Übertragbares Drehmoment T		Kommentar:
$T = \frac{\pi * l_1}{2 * l_2} * \mu * D * F_v$ (F 3.3.0.1)	$T = \frac{l_1}{l_2} * \mu * D * F_v$ (F 3.3.0.3)	Mögliche Drehmoments- übertragung bei gleich- mäßig verteilem Anpreß- druck (F3.3.0.1) und bei punktförmigem Kraftangriff. (F3.3.0.3)
notwendige Schraubenkraft Fv		Kommentar:
$F_v = \frac{l_2}{l_1} * F_N = \frac{l_2}{l_1} * \frac{2 * T_{max}}{\mu * \pi * D}$ (F 3.3.0.2)	$F_v = \frac{l_2}{l_1} * F_N = \frac{l_2}{l_1} * \frac{T_{max}}{\mu * D}$ (F 3.3.0.4)	Berechnung der notwen- digen Schraubenkraft, zur Befestigung einer Welle. Um eine sichere Haftung zu gewährleisten nimmt man nicht T_{Nenn} , sondern T_{max} . $T_{max} \approx (1,2...1,5 * T_{Nenn})$

3.3.1 gefertigtes Anschaumodell (Klemmumg 3)



3.4 Ein-Gelenkpunktmodell mit Bohrung

Modelltheorie: Bohrungsmitte wird als Gelenk, die beiden Schenkel werden als starre Hebel gedacht, mit punktförmigen Kraftangriff.

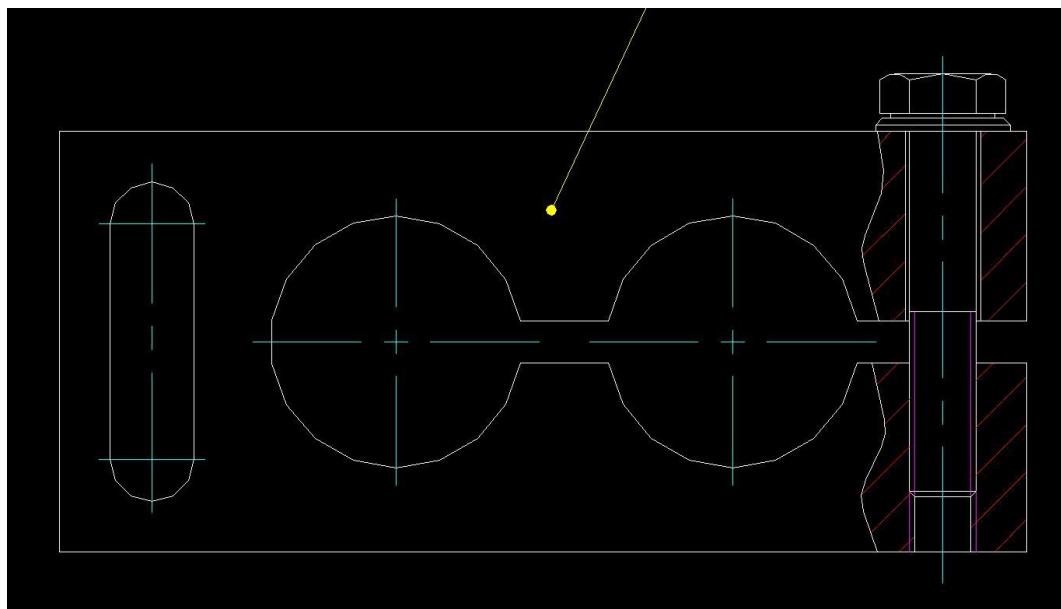


Berechnung des übertragbaren Drehmoments dieser Klemmumg,
mit Schraubenlängskraft F_h , den gegebenen Hebelverhältnissen (a, b, d) und der Reibung (μ)

Sperrmoment T_s :

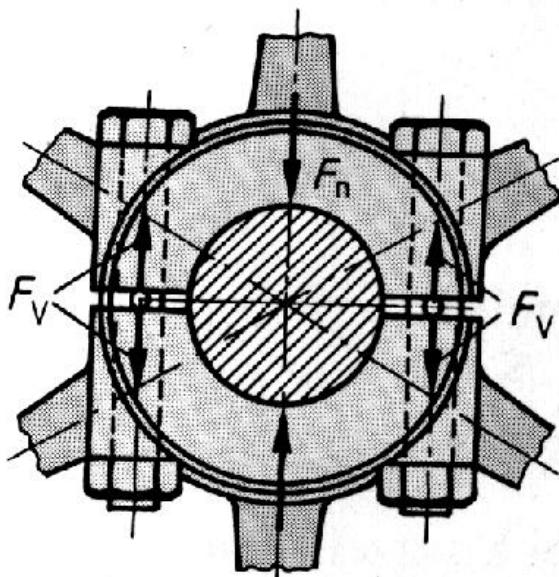
$$T_s = F_h * \frac{a}{b} * d * \mu \quad (\text{F.3.4.0.1})$$

3.4.1 gefertigtes Anschaumodell (Klemmung 4)



Modelltheorie: Bohrungsmitte (linke obere Bohrung in Zeichnung) wird als Gelenk, die beiden Schenkel werden als starre Hebel mit punktförmigen Kraftangriff gedacht.
Damit ist die Formel zur Berechnung des übertragbaren Drehmoments identisch mit der Klemmung 3, weil Modelltheorie mit gleichen Hebelverhältnissen vorliegt.

3.5 Geteilte Nabe



Klemmsitz mit geteilter Nabe

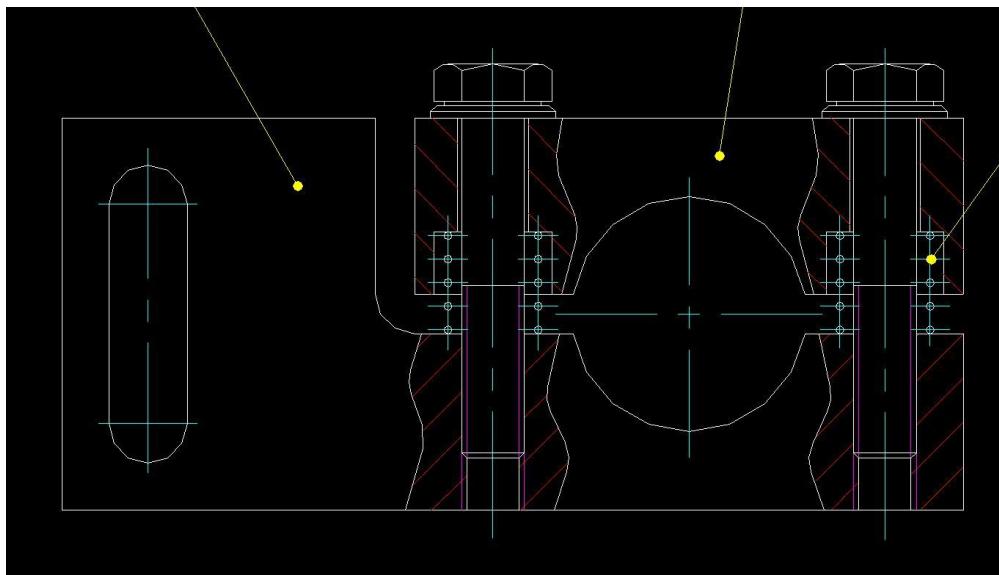
F_V = Vorspannkraft einer Schraube

F_N = Anpreßkraft

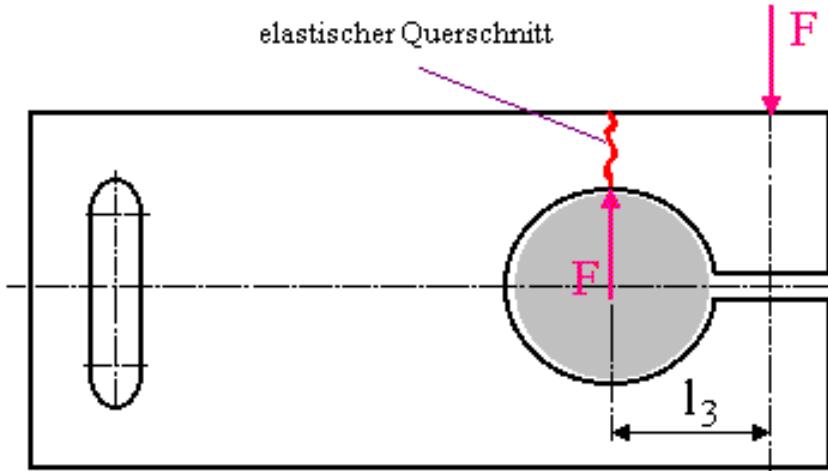
$$\Sigma F_V = F_N$$

fester Sitz: (z.B. leichte Preß- passung H8/n7)	loser Sitz (punktförmiger Kraftangriff)	
erforderliche Anpreßkraft F_N		Kommentar
$F_N = \frac{2T_{\max}}{\mu * \pi * D}$ (F3.5.1)	$F_N = \frac{T_{\max}}{\mu * D}$ (F3.5.5)	Alle Formeln sind von Grund- formeln abgeleitet: z.B., der Reibkraft, $F_R = \mu * F_N$ $F_R = \mu * p * A$ $F_R = \mu * \pi * D * b * p$
Flächenpressung p		
$p = \frac{2T_{\max}}{\mu * \pi * b * D^2}$ (F3.5.2)	$p = \frac{T_{\max}}{\mu * b * D^2}$ (F3.5.6)	des Drehmoments $T = \frac{D}{2} * F_U$
übertragbares Drehmoment T		
$T = \frac{\pi}{2} * \mu * F_N * D$ (F3.5.3) **	$T = \mu * F_N * D$ (F3.5.7)	bei dem festen Sitz kommt nur der Faktor $\pi/2$ zusätzlich hinzu.
tragende Nabenbreite b		
$b = \frac{2 * T_{\max}}{\mu * \pi * D^2 * p_{zul}}$ (F3.5.4)	$b = \frac{T_{\max}}{\mu * D^2 * p_{zul}}$ (F3.5.8)	

3.5.1 gefertigtes Anschaumodell (Klemmung 5)



4.0 Biegespannung in geschlitzten Naben (Klemmung 2-4)



Kommentar: Die Schraubenkraft wird in **Reibkraft** und in **Verformarbeit** umgesetzt. Diese Verformarbeit durch die entstehende Biegespannung ist von dem **- beanspruchten Querschnitt**, **- dessen Lage** und **Form**, dem **- Werkstoff**, den **- Hebelverhältnissen** und dem **- Spiel** abhängig.

Rechnerisch wird dies mit prozentualen Abzug berücksichtigt. Diese Biegespannung muß überwunden werden, bevor eine Klemmkraft wirksam aufgebracht wird. Deshalb sind entsprechende Verluste schon vorweg vorhanden.

Biegespannung allgemein

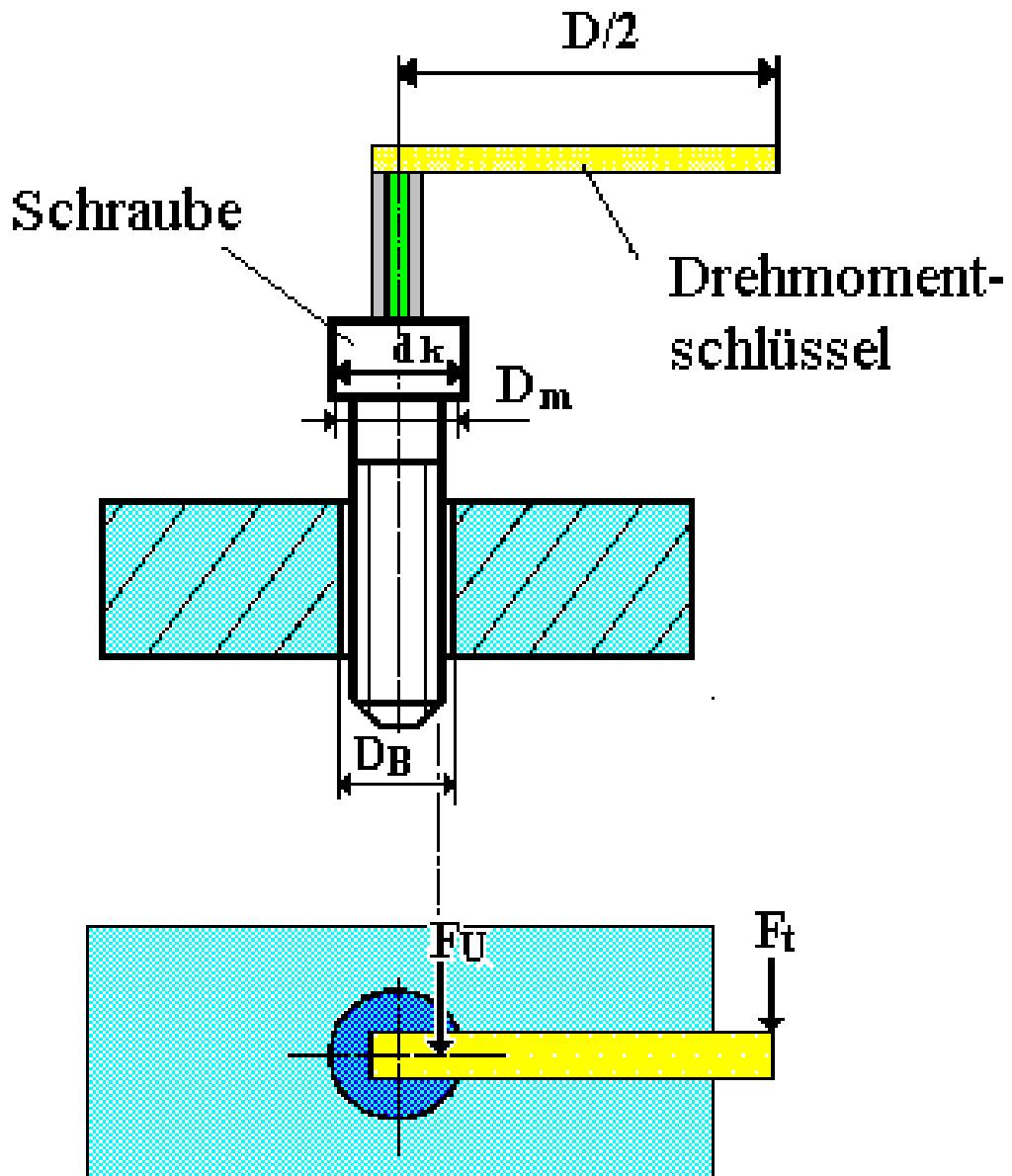
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (F\ 4.1)$$

Aufgrund der Eingelenk-Modellvorstellung ergibt sich im engsten Schenkelquerschnitt folgende Biegespannung :

Biegespannung im Eingelenkmodell σ_b

$$\sigma_b = \frac{12 * l_3 * F_v}{A * D * (\frac{h}{D} - 1)} \quad (F\ 4.2)$$

5.0 Berechnung der Schraubenlängskraft F_h bzw. F_v



Anziehdrehmoment T_A :

$$T_A = \frac{D}{2} * F_t \quad (\text{F.5.0.1})$$

Drehmoment im Gewinde T:

$$T = F_U * \frac{d_2}{2}$$

$$T = F_V * \tan(\varphi + \theta') * \frac{d_2}{2} \quad (\text{F.5.0.2})$$

Reibungsmoment am Schraubenkopf T_R :

$$T_R = \mu * F_V * \frac{D_m}{2} \quad (\text{F.5.0.3})$$

Hebelarm der Reibungskraft $D_m/2$:

$$\frac{D_m}{2} = \frac{(d_k + D_B)}{4} \quad (\text{F.5.0.4})$$

**

Gesamtes Anziehdrehmoment

$$T_A = T + T_R$$

$$T_A = F_V * \tan(\varphi + \theta') * \frac{d_2}{2} + \mu_A * \frac{D_m}{2} \quad (\text{F.5.0.5})$$

Schraubenlängskraft $F_V (=F_h)$

$$F_V = T_A \div \tan(\varphi + \theta') * \frac{d_2}{2} + \mu_A * \frac{D_m}{2}$$

**

(F.5.0.6)

6.0 Auswertung

6.1 Im Versuch ermittelte Werte

Versuchsreihe 1

Anzugsdreh moment		Klemmung1		Klemmung2	Klemmung3	Klemmung3	Klemmung3
		30°	45°				
5	Nm	46	31	8	24	36	49
6,25	Nm	62	41	22	34	45	59
7,5	Nm	68	47	27	40	59	68
8,75	Nm	79	53	45	46	76	81
10	Nm	89	59	57	58	90	98
11,25	Nm	105	70	75	68	98	112
12,5	Nm	123	76	83	74	110	121
13,75	Nm	133	98	94	87	123	150
15	Nm	142	106	104	94	147	177

Versuchsreihe 2

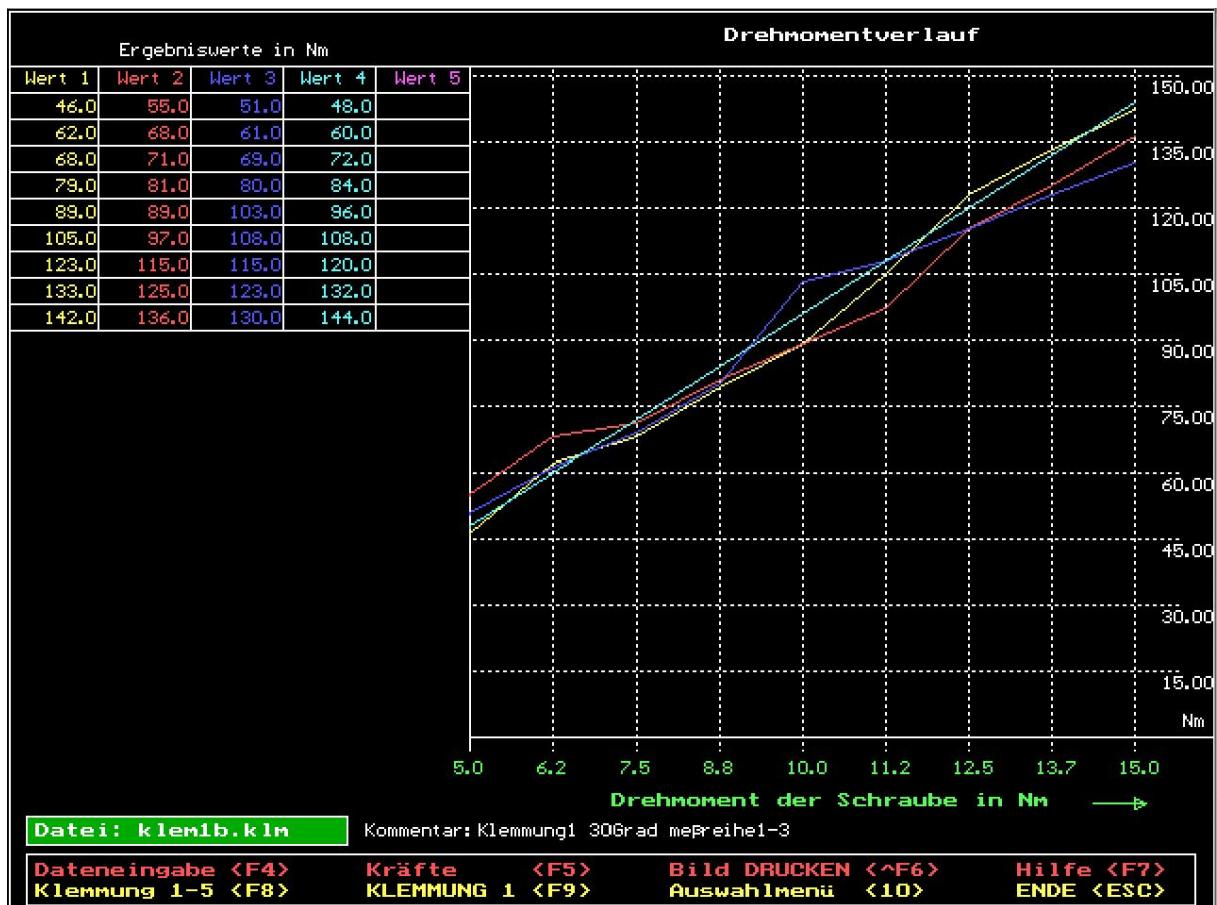
Anzugsdreh moment		Klemmung1		Klemmung2	Klemmung3	Klemmung3	Klemmung3
		30°	45°				
5	Nm	55	40	10	22	37	52
6,25	Nm	68	45	23	29	41	72
7,5	Nm	71	54	28	32	57	79
8,75	Nm	81	63	40	40	69	91
10	Nm	89	69	59	48	82	110
11,25	Nm	97	76	71	73	100	124
12,5	Nm	115	93	80	83	114	140
13,75	Nm	125	100	92	93	129	156
15	Nm	136	109	107	120	156	162

Versuchsreihe 3

Anzugsdreh moment		Klemmung1		Klemmung2	Klemmung3	Klemmung3	Klemmung3
		30°	45°				
5	Nm	51	43	9	23	38	47
6,25	Nm	61	50	19	32	50	56
7,5	Nm	69	56	28	38	71	85
8,75	Nm	80	64	43	45	80	90
10	Nm	103	71	50	66	88	99
11,25	Nm	108	81	55	71	99	125
12,5	Nm	115	87	70	84	120	135
13,75	Nm	123	94	80	90	128	155
15	Nm	130	100	102	110	153	175

6.2 Mit dem beigefügten Programm berechnete Werte

Anzugsdreh-moment	Klemmung1		Klemmung2	Klemmumg3	Klemmumg3	Klemmumg3
	30°	45°				
5 Nm	48	31	47	44	44	55
6,25 Nm	60	39	59	56	56	68
7,5 Nm	72	47	71	67	67	82
8,75 Nm	84	54	82	78	78	95
10 Nm	96	62	94	89	89	109
11,25 Nm	108	70	106	100	100	123
12,5 Nm	120	78	117	111	111	136
13,75 Nm	132	86	129	122	122	150
15 Nm	144	93	141	133	133	164

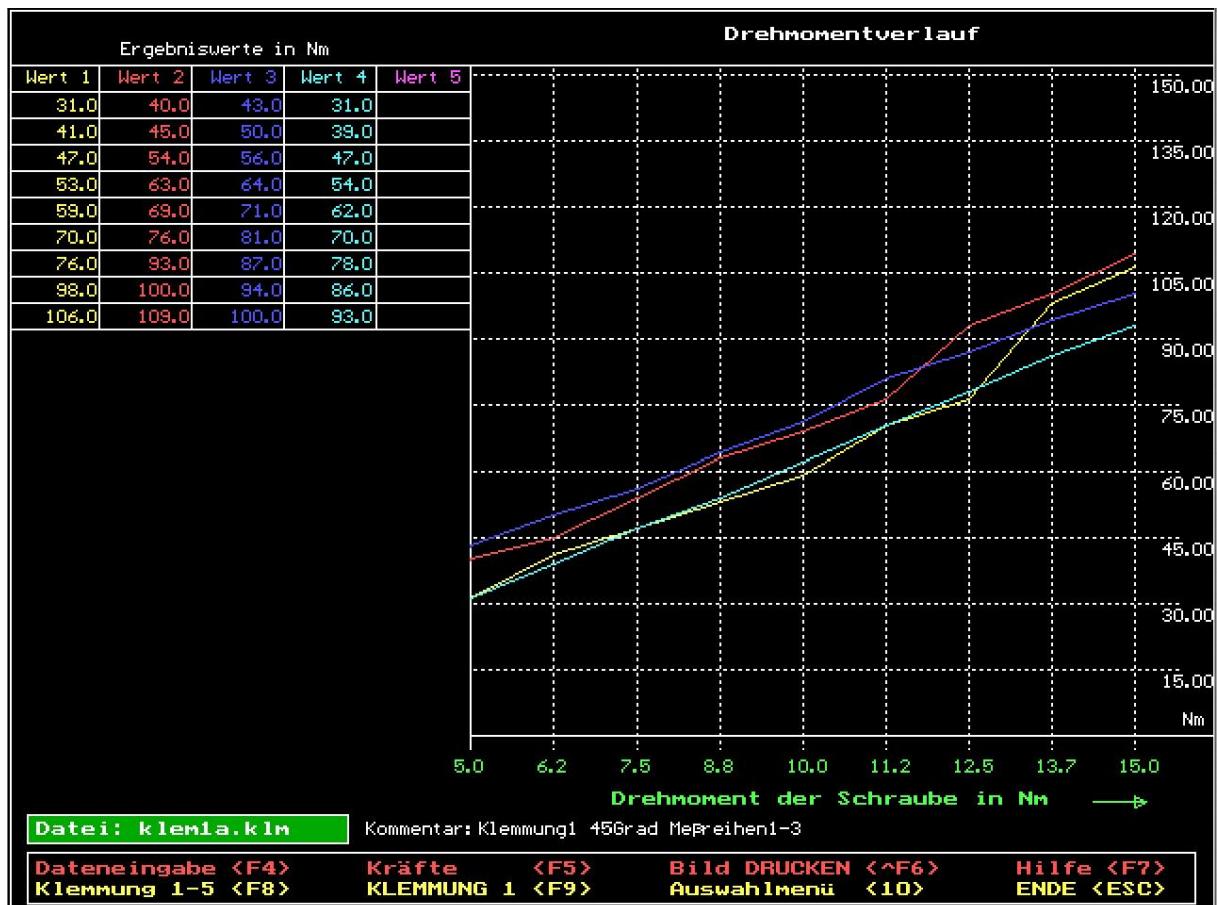


6.3.1 Klemmung 1 mit 30°-Backen

Spalte Wert 1	Erste Meßreihe (im Versuch ermittelte Werte)
Spalte Wert 2	Zweite Meßreihe "
Spalte Wert 3	Dritte Meßreihe "
Spalte Wert 4	mit Turbo-C++-Programm berechnete Werte (theoretische Werte)

Vorteil:	<ul style="list-style-type: none"> - Über Keilwirkung lassen sich hohe Klemmkräfte erzielen - leichte Überbrückung größerer Spieles möglich
----------	---

Nachteil:	<ul style="list-style-type: none"> - Verluste sind schwierig zu ermitteln (im Programm prozentual berücksichtigt) - Vorsicht: zulässige Flächenpressung ist bei 30° Klemmwinkel schnell überschritten! → Beschädigung der Klemmflächen möglich
-----------	---

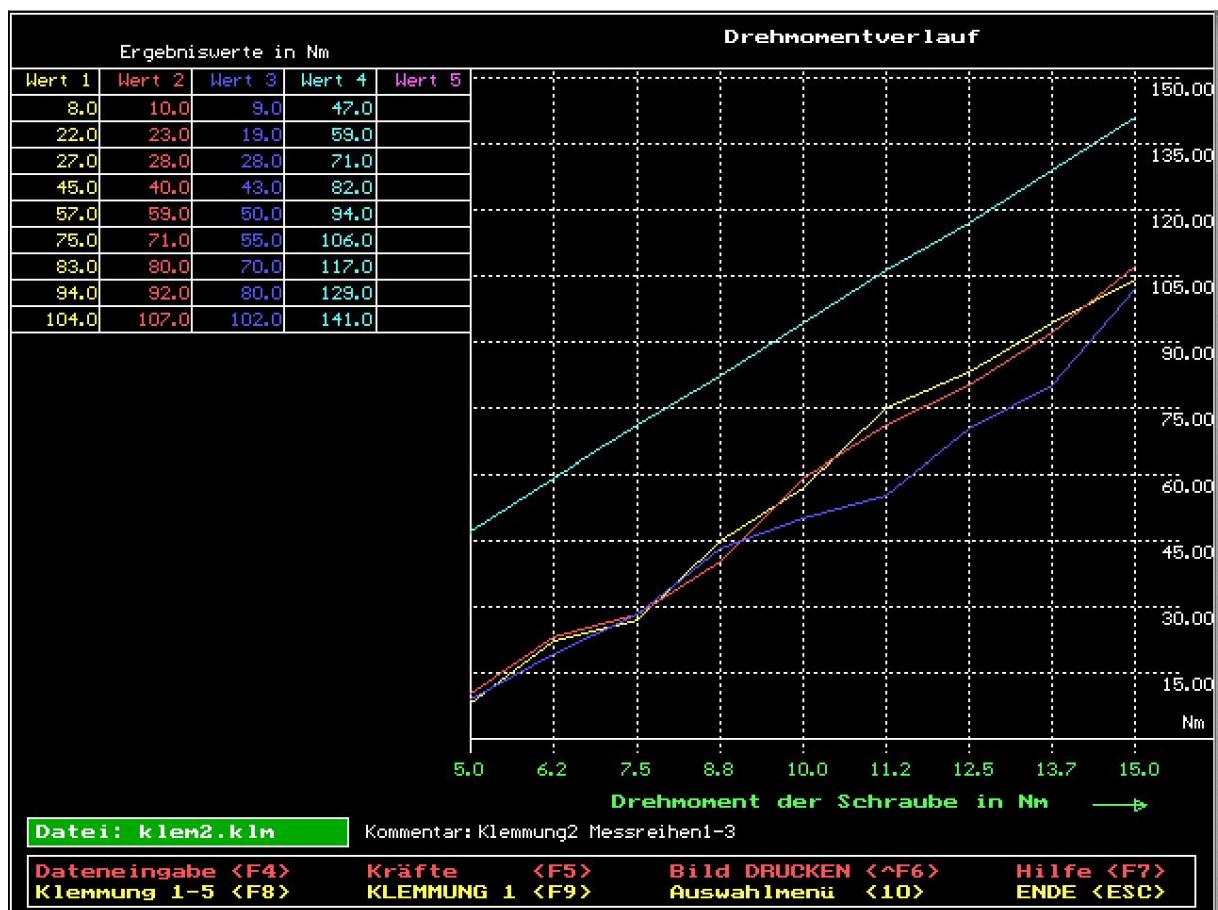


6.3.2 Klemmung 1 mit 45°-Backen

Spalte Wert 1	Erste Meßreihe (im Versuch ermittelte Werte)
Spalte Wert 2	Zweite Meßreihe "
Spalte Wert 3	Dritte Meßreihe "
Spalte Wert 4	mit Turbo-C++-Programm berechnete Werte (theoretische Werte)

Vorteil:	<ul style="list-style-type: none"> - Überbrückung größerer Spieles besser wie bei 30° - Die Gefahr der Beschädigung der Klemmflächen durch entstehende Flächenpressung ist geringer
----------	---

Nachteil:	<ul style="list-style-type: none"> - Verluste sind schwierig zu ermitteln (im Programm prozentual berücksichtigt) - Die 45°-Schrägen an den Backen erzielen geringere Klemmkräfte
-----------	---



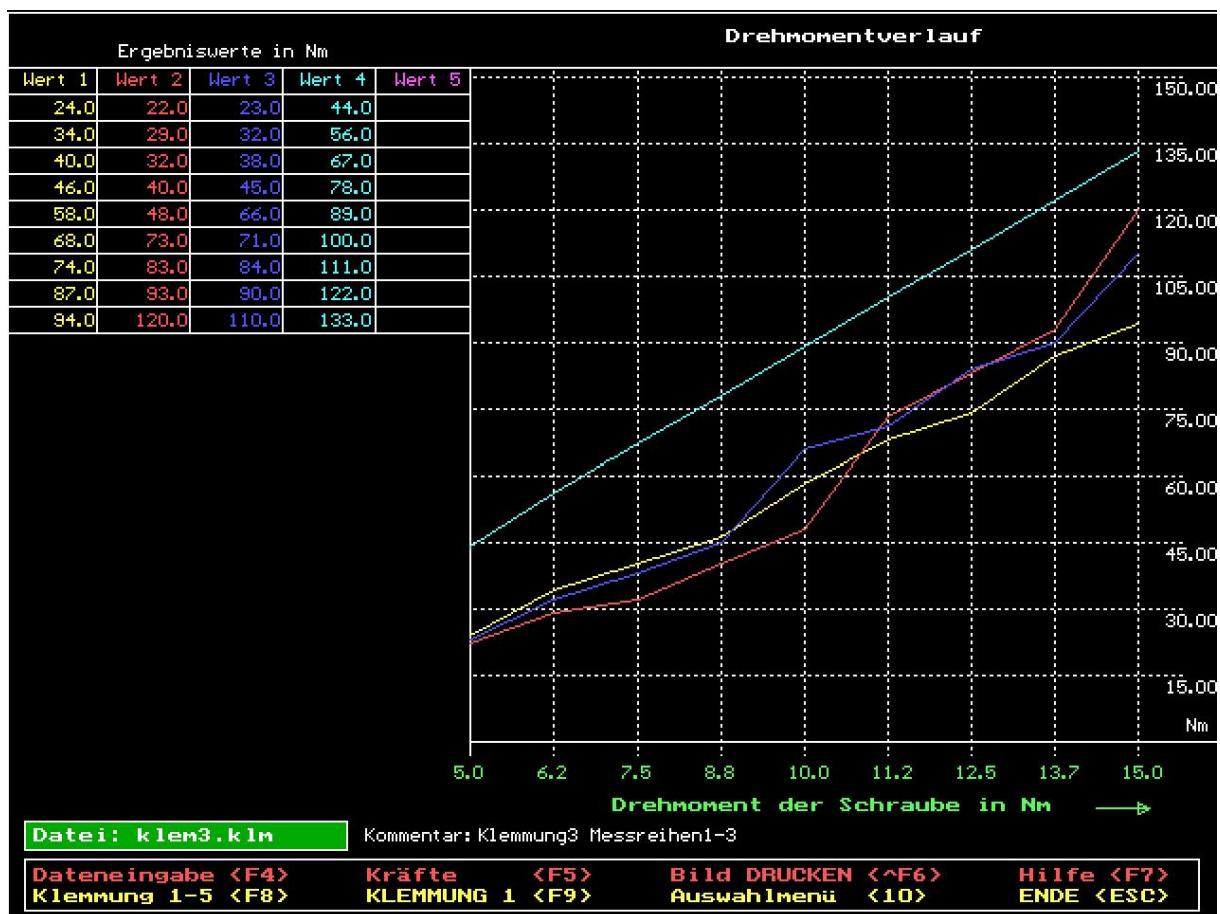
6.4 Klemmung 2

Spalte Wert 1	Erste Meßreihe (im Versuch ermittelte Werte)
Spalte Wert 2	Zweite Meßreihe "
Spalte Wert 3	Dritte Meßreihe "
Spalte Wert 4	mit Turbo-C++-Programm berechnete Werte (theoretische Werte)

Vorteil:	<ul style="list-style-type: none"> - einfache Herstellung - keine Beschädigung der Klemmflächen durch entstehende Flächenpressung
----------	---

Nachteil:	<ul style="list-style-type: none"> - große Verluste durch Verformarbeit (schlechte Nachgiebigkeit der Schenkel) - Verluste schwer berechenbar (viele Faktoren: Querschnitt, Werkstück...) <p>→ werden deshalb mit pauschalem Faktor beglichen.</p>
-----------	--

Kommentar	Im obigen Schaubild ist die Abweichung der berechneten Werte in Folge der Verformarbeit deutlich zu erkennen. Die Formel aus dem Köhler-Rögnitz sieht schon deshalb 10% Abzug vor, ist aber zu gering.
-----------	--

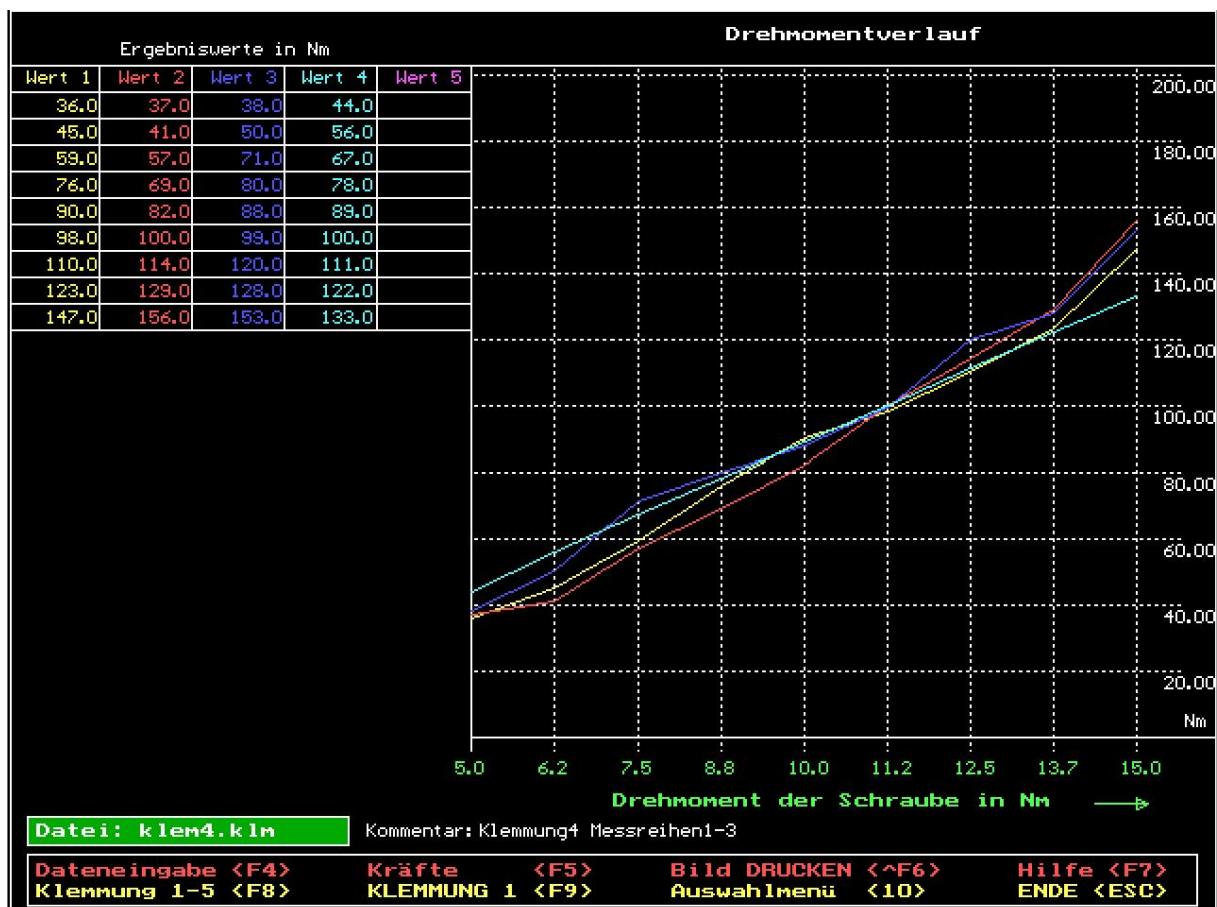


6.5 Klemmung 3

Spalte Wert 1	Erste Meßreihe (im Versuch ermittelte Werte)
Spalte Wert 2	Zweite Meßreihe "
Spalte Wert 3	Dritte Meßreihe "
Spalte Wert 4	mit Turbo-C++-Programm berechnete Werte (theoretische Werte)

Vorteil:	<ul style="list-style-type: none">- Die Verkleinerung des elastischen Querschnitts bewirkt eine nachgiebige Klemmung- auch bei kleinen Anziedrehmomenten können aufgrund der Nachgiebigkeit der Schenkel Klemmkräfte übertragen werden.- keine Beschädigung der Klemmflächen durch entstehende Flächenpressung
----------	--

Nachteil:	<ul style="list-style-type: none"> - aufwendige Herstellung - Die Nachgiebigkeit des "weichen" Schenkels wirkt sich negativ auf die Übereinstimmung der Berechnungen mit den Meßreihen aus. - bei größeren Anzugsdrehmomenten ist zu beachten, daß die kleine Querschnittsfläche nicht durchreißt. Die Belastung auf Scherung ist an dem geschwächten Querschnitt sehr groß.
-----------	---

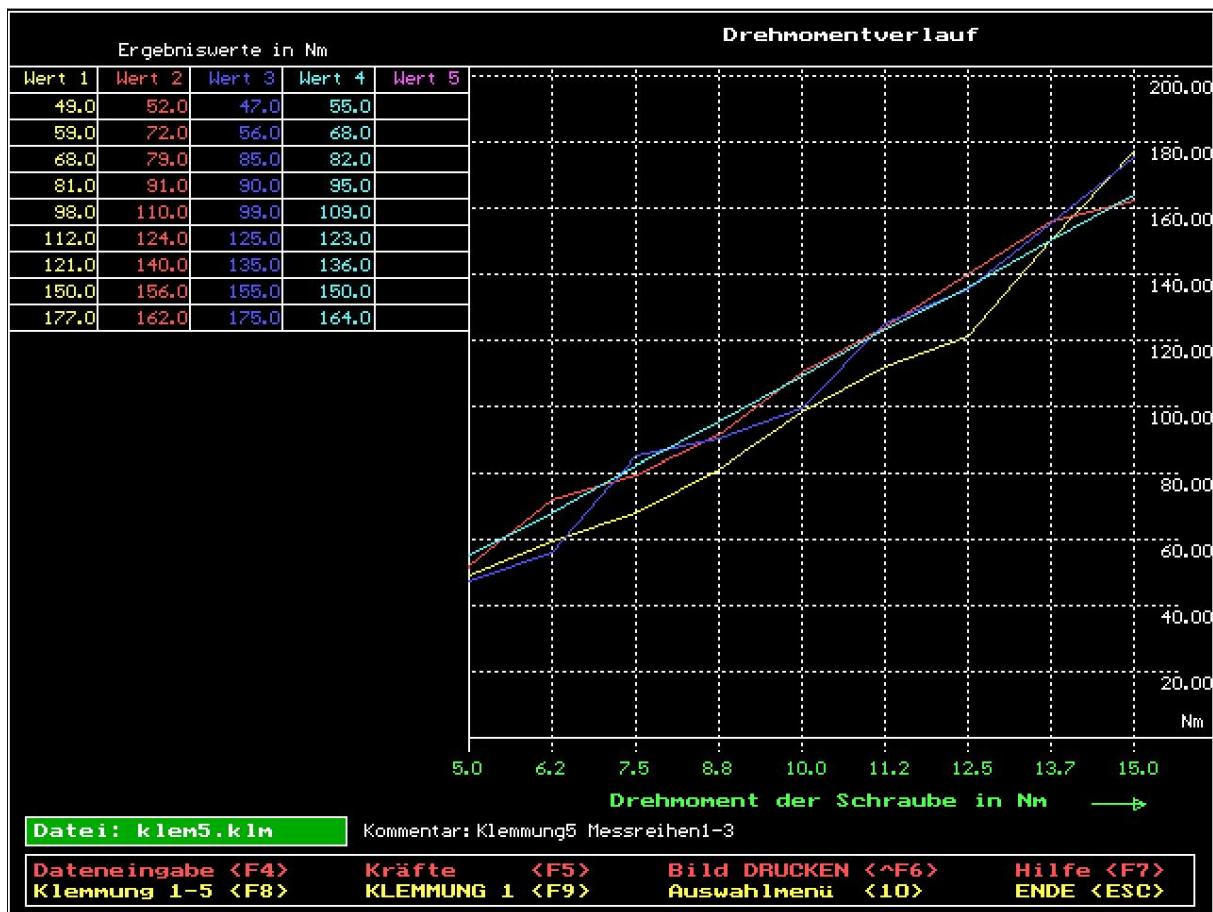


6.6 Klemmung 4

Spalte Wert 1	Erste Meßreihe (im Versuch ermittelte Werte)
Spalte Wert 2	Zweite Meßreihe "
Spalte Wert 3	Dritte Meßreihe "
Spalte Wert 4	mit Turbo-C++-Programm berechnete Werte (theoretische Werte)

Vorteil:	<ul style="list-style-type: none"> - einfache Herstellung - übertragbares Drehmoment genau berechenbar - Ausgeglichenes Verhältnis der Verformbarkeit und Stabilität der Schenkel - keine Beschädigung der Klemmflächen durch entstehende Flächenpressung
----------	---

Nachteil:	- Geringe Klemmkraftverluste durch Verformarbeit an den Schenkel
-----------	--



6.7 Klemmung 5

Spalte Wert 1	Erste Meßreihe (im Versuch ermittelte Werte)
Spalte Wert 2	Zweite Meßreihe "
Spalte Wert 3	Dritte Meßreihe "
Spalte Wert 4	mit Turbo-C++-Programm berechnete Werte (theoretische Werte)

Vorteil:	<ul style="list-style-type: none"> - größtes übertragbares Drehmoment ($2*F_v$) - übertragbares Drehmoment genau berechenbar - keine Beschädigung der Klemmflächen durch entstehende Flächenpressung - kaum Verluste durch Verformarbeit in den Klemmschenkeln
----------	---

Nachteil:	- aufwendigere Herstellung
-----------	----------------------------

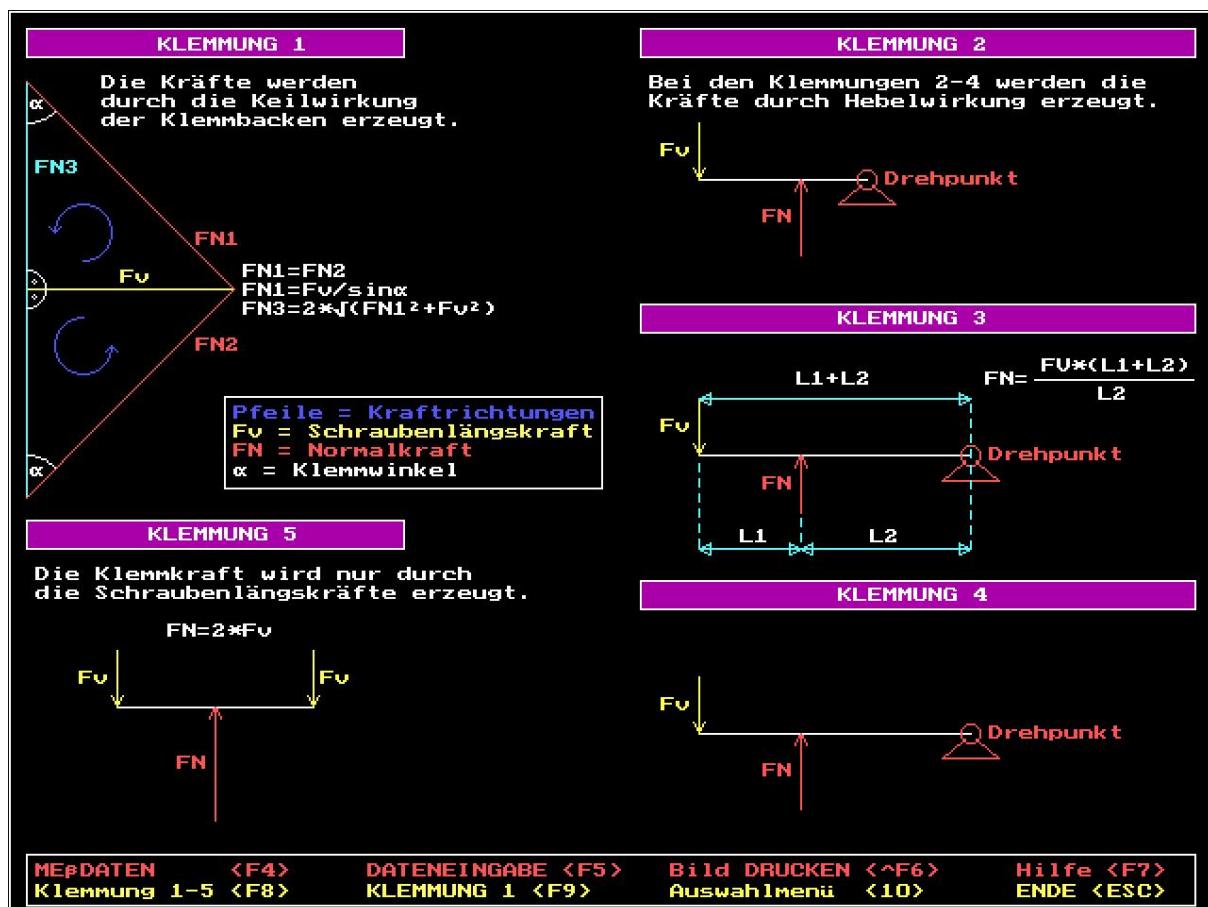
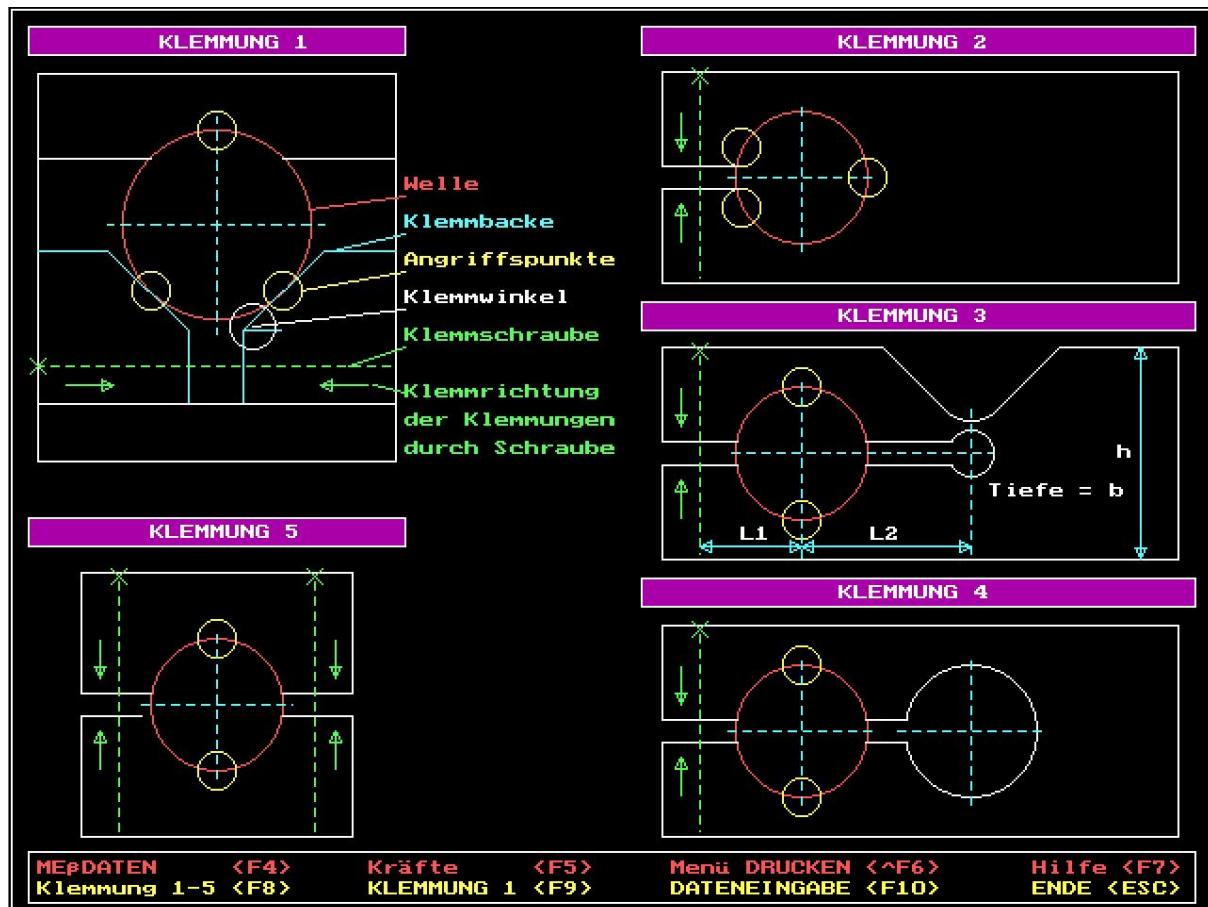
7.0 Turbo C++-Programm (Berechnungsteil)

```

void BERECHNUNGSTEIL()
{ // M5 - M24 Köhler/Rögnitz Kapitel 7
  if ((dwelle==0)|| (wpzul==0)|| (bkhoehe==0)|| (klwinkel==0)) goto BER;
  float alpha,dk,gew,gewfla,DM,FST; //Schraubendaten
  double WI; //Winkelberechnung
  //--- Schraubendaten zuweisen -----
  switch(dkgew)
  {
    case 5 : alpha=3.25; dk=8 ; gew=5.5 ; gewfla=4.480 ; break;
    case 6 : alpha=3.40; dk=10; gew=6.6 ; gewfla=5.350 ; break;
    case 8 : alpha=3.17; dk=13; gew=9.0 ; gewfla=7.188 ; break;
    case 10: alpha=3.03; dk=16; gew=11.0; gewfla=9.026 ; break;
    case 12: alpha=2.94; dk=18; gew=13.5; gewfla=10.863; break;
    case 16: alpha=2.48; dk=24; gew=17.5; gewfla=14.701; break;
    case 20: alpha=2.48; dk=30; gew=22.0; gewfla=18.376; break;
    case 24: alpha=2.48; dk=36; gew=26.0; gewfla=22.501; break;
  }
  //--- Berechnung Klemmung 1 -----
  //Schraubenlängskraft Vorspannkraft Fv Gl. 7.15
  //Wirkdurchmesser Dm, Winkeleingaben in Radian!!!
  DM=(dk+gew)/2;WI=tan(M_PI*(alpha+8.5)/180);
  fschraub=drehms/(WI*gewfla/2+0.1*DM/2);
  // Klemmkräfte FN1=FN2
  double KL,KL1;
  KL=sin(M_PI*klwinkel/180);
  KL1=tan(M_PI*klwinkel/180);fklemm=fschraub/KL;
  // Stützkraft f für gesamte Klemmung
  fst=2*fschraub/KL1;
  // Aus FN1/2 resultierende Flächenpressung FORMEL Böge S.267!!!
  float modul;
  if (welmodul==kemodul) modul=kemodul;//E-Modul bei unterschiedlichen Mat.
  if (welmodul!=kemodul) modul=2*welmodul*kemodul/(welmodul+kemodul);
  A=1.52*sqrt(fklemm*1000*dwelle/2/(modul*bkhoehe));
  pres1=1000*fklemm/M_PI/A/bkhoehe;
  // Reibkraft
  freib=my*(2*fklemm+fst);
  // Übertragbares Drehmoment
  drehm1=freib*dwelle/2.7;
  //--- Berechnung Klemmung 2 -----
  //Zwei Gelenkpunktmodel
  if ((my==0)|| (l1==0)|| (b==0)|| (l2==0)) {closegraph(); KOPFDATEN();}
  {
    drehm2=2.7*my*dwelle*fschraub; //GL 6.17
    pres2=2000*l1*fschraub/(b*dwelle*dwelle); //GL 6.18
  }
  //--- Berechnung Klemmung 3 -----
  //Ein Gelenkpunktmodel
  drehm3=M_PI/2*(l1+l2)/l2*my*dwelle*fschraub; //GL 6.11
  pres3=1000*fschraub*(l1+l2)/(l2*b*dwelle);
  //--- Berechnung Klemmung 4 -----
  //Ein Gelenkpunktmodel
  drehm4=M_PI/2*(l1+l2)/l2*my*dwelle*fschraub; //GL 6.11
  pres4=1000*fschraub*(l1+l2)/(l2*b*dwelle);
  //--- Berechnung Klemmung 5 -----
  drehm5=my*M_PI*fschraub*dwelle; //GL 6.3
  pres5=2000*fschraub/(dwelle*b); //GL 6.4
  //Die Formeln wurden vereinfacht !!!
}
BER:
}

```

Programmteile



Gegenüberstellung der Klemmungen					
Drehmoment Schraube Nm:					
Klemmung 1					
ber. Drehmoment	Nm: 144.394				
Flächenpressung	Nmm ² : 844.173				
Klemmung 2					
ber. Drehmoment	Nm: 141.026				
Flächenpressung	Nmm ² : 32.242				
Klemmung 3					
ber. Drehmoment	Nm: 133.324				
Flächenpressung	Nmm ² : 31.436				
Klemmung 4					
ber. Drehmoment	Nm: 133.324				
Flächenpressung	Nmm ² : 31.436				
Klemmung 5					
ber. Drehmoment	Nm: 164.091				
Flächenpressung	Nmm ² : 38.690				
Eingabedaten Klemmung 1			Eingabedaten Klemmung 2/3/4/5		
Klemmbackenmaterial : 20MnCr5			Klemmungsmaterial : 20MnCr5		
Klemmbackenhöhe mm : 20.00			Abst. Welle Schraube L1 mm: 25.00		
Klemmwinkel Grad : 30.00			Abst. Welle Bohrung L2 mm: 40.00		
Eingabedaten Welle			Nabenbreite b mm: 20.00		
Wellenmaterial : 10SPb20			Klemmbreite h mm: 50.00		
Wellendurchmesser mm: 30.00					
Datei: klem5.klm					
MEßDATEN <F4>	Kräfte <F5>	Menü DRUCKEN <^F6>	Auswahlmenü <F7>	ENDE <F10>	<small>Verlassen Sie die aktuelle Seite</small>

Eingabedaten Klemmung 1		Krafteck	
Wellenmaterial : 10SPb20			
Wellendurchmesser mm: 30.00			
Flächenpressung Nmm ² : 710.00			
Elastizitätsmodul : 210000			
Klemmbackenmaterial : 20MnCr5			
Klemmbackenhöhe mm : 20.00			
Klemmwinkel Grad : 30.00			
Flächenpressung Nmm ² : 980.00			
Elastizitätsmodul : 210000			
Gewindegröße M : 08			
Drehmoment Nm : 15.00			
Reibzahl μ : 0.15			
Datei: klem5.klm			
Flächenpressung zu groß Teile härteten !!!			
Meßdaten <F4>			
Kräfte <F5>			
Menü Drucken <^F6>			
Hilfe <F7>			
Klemmung 1-5 <F8>			
Dateneingabe <F9>			
Auswahlmenü <F10>			
Ergebnisdaten Klemmung 1			
Fz Schraube kN: 11.607			
Klemmkräfte FN1/2 kN: 23.214			
Stützkraft FN3 kN: 40.208			
Flächenpressung Nmm ² : 844.173			
Reibkraft kN: 12.995			
ber. Drehmoment Nm: 144.394			

Quellenverzeichnis:

Köhler / Rögnitz,: Maschinenteile, Teil1

B.G.Teubner Stuttgart 1992

ISBN 3-519-06341-7

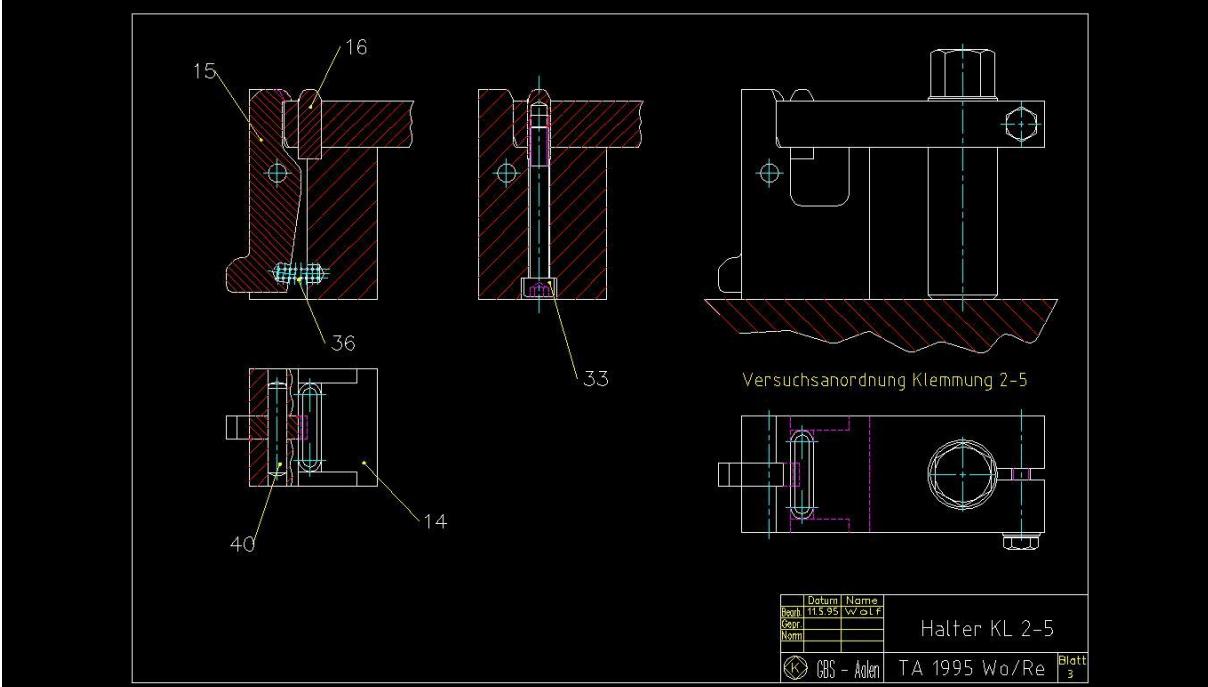
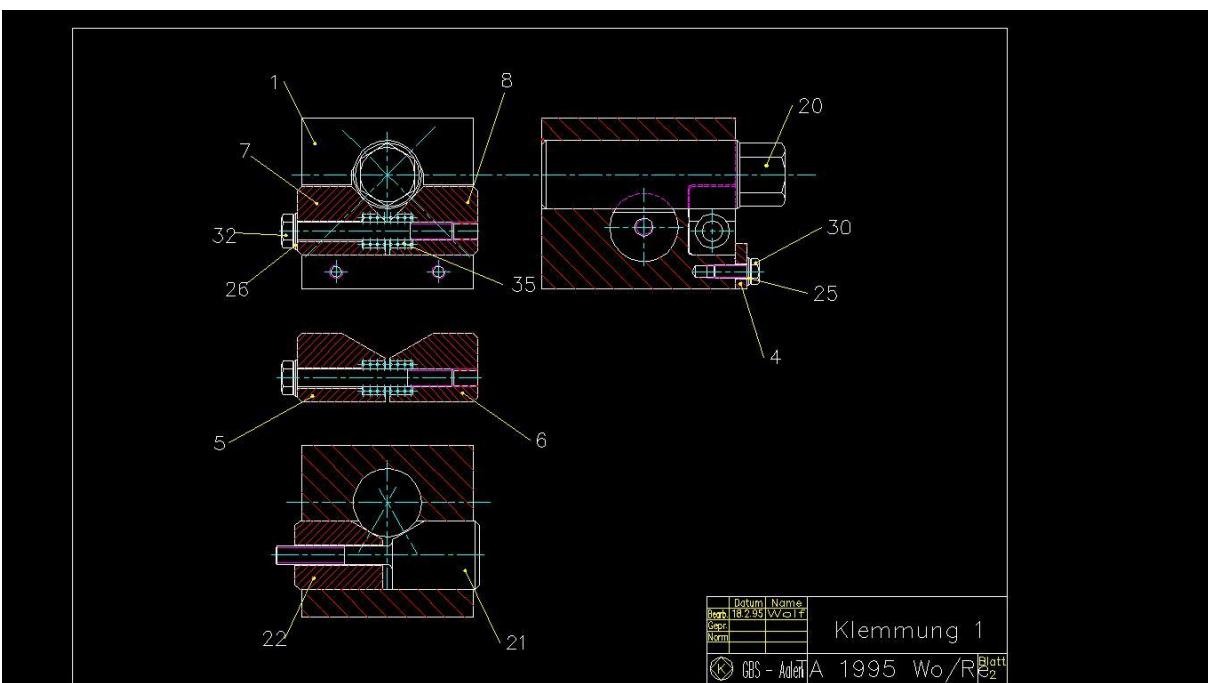
Alfred Böge, Mechanik und Festigkeitslehre

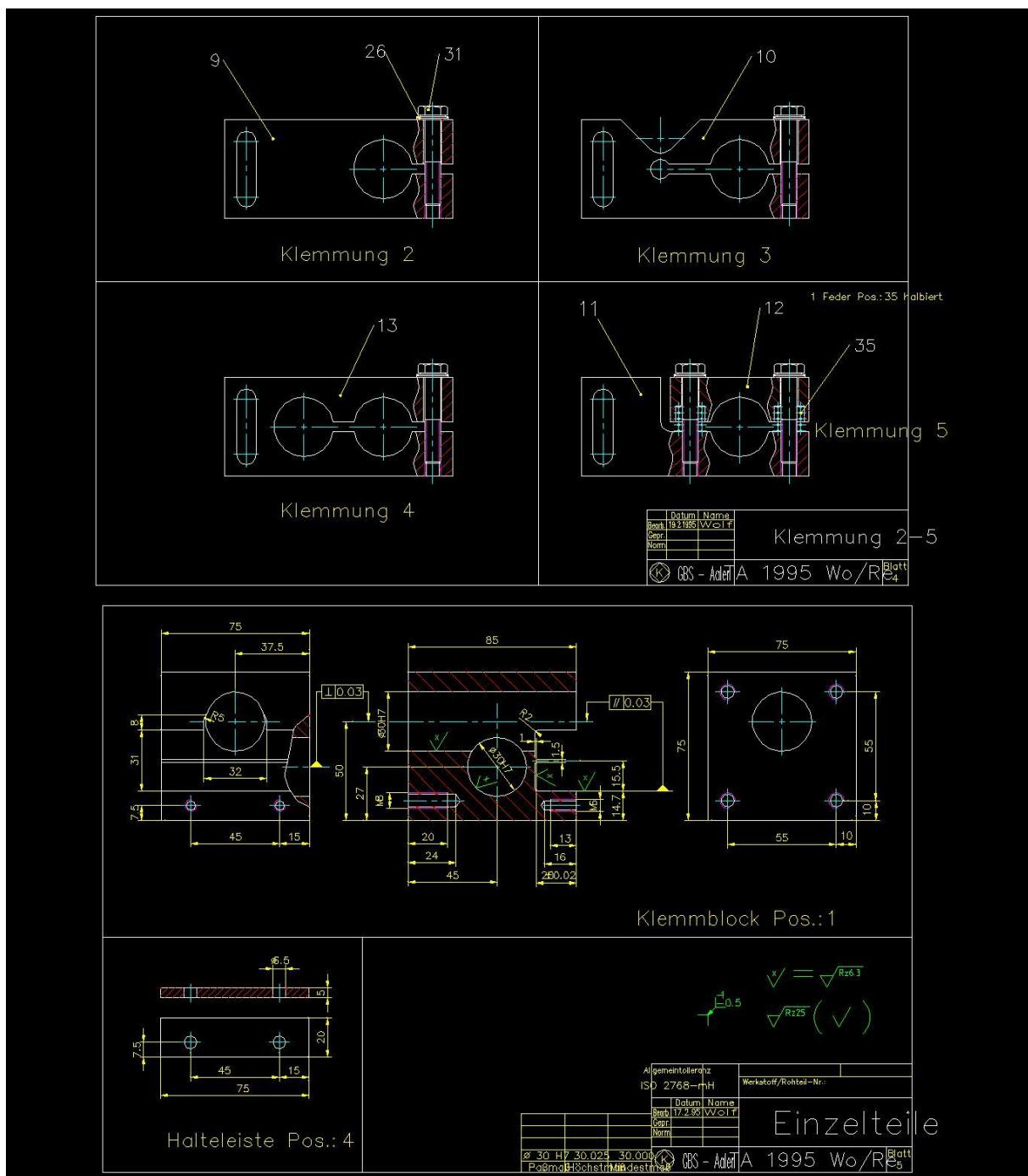
Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1992

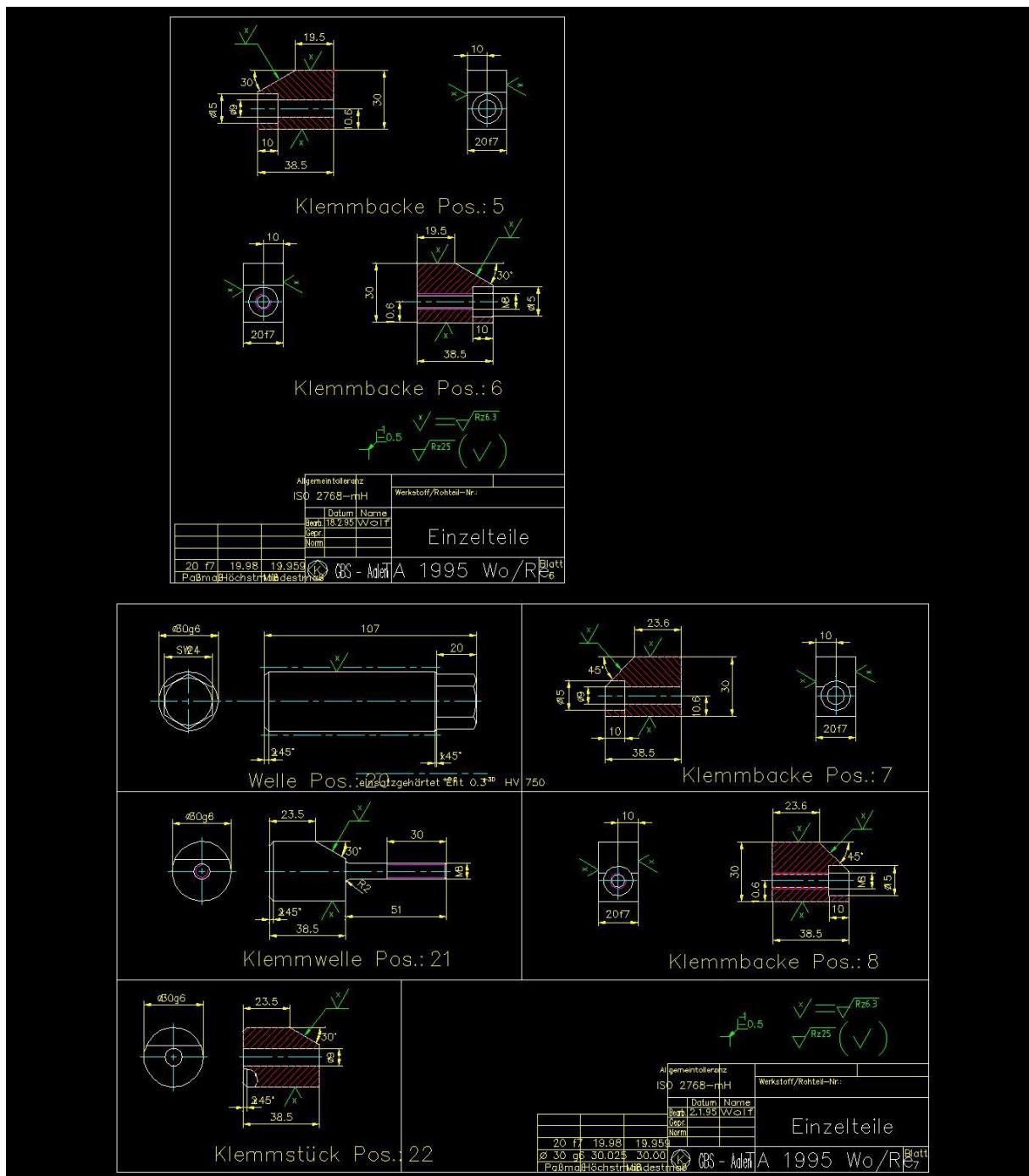
ISBN 3-528-94010-7

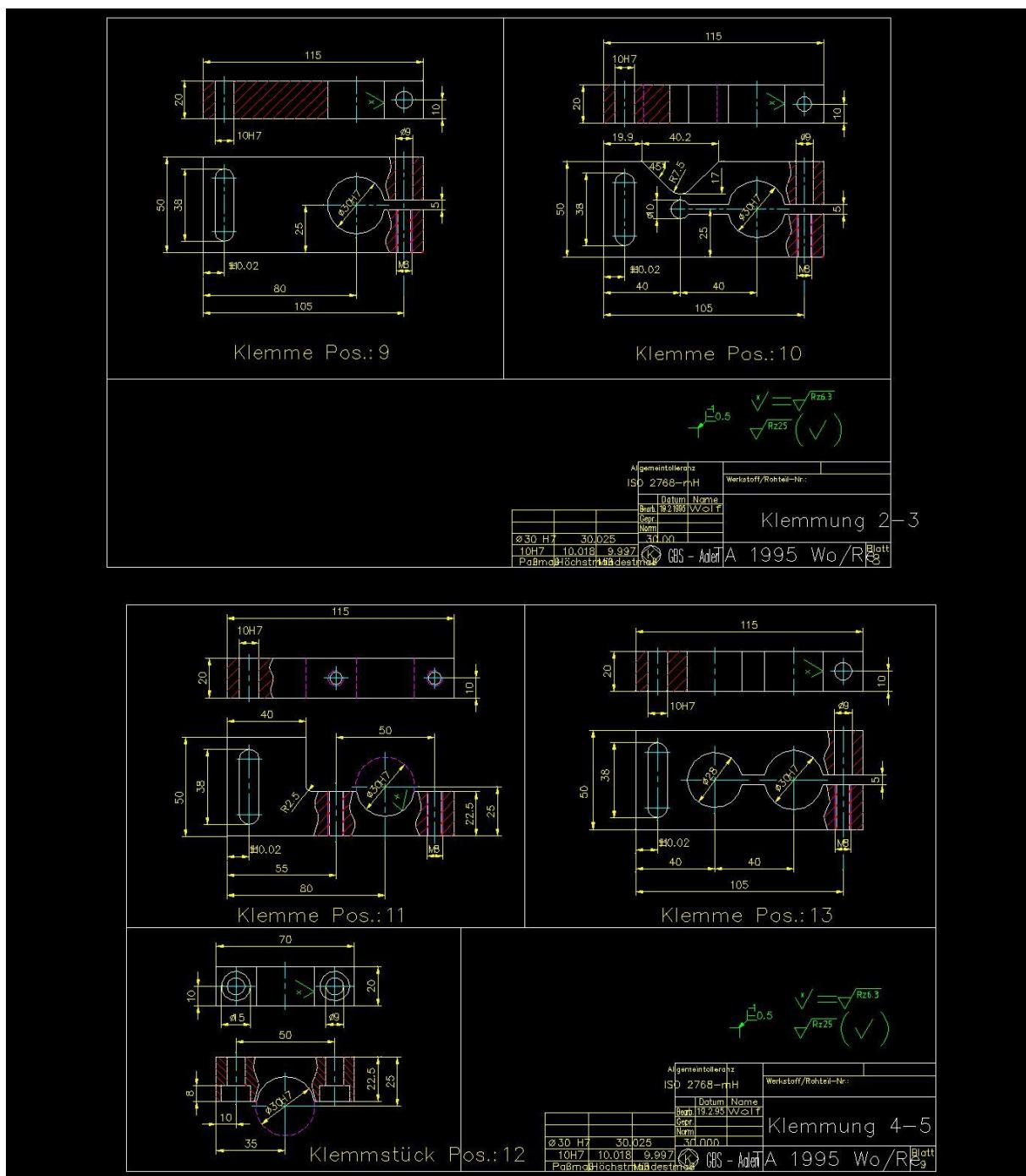
u.a. ...

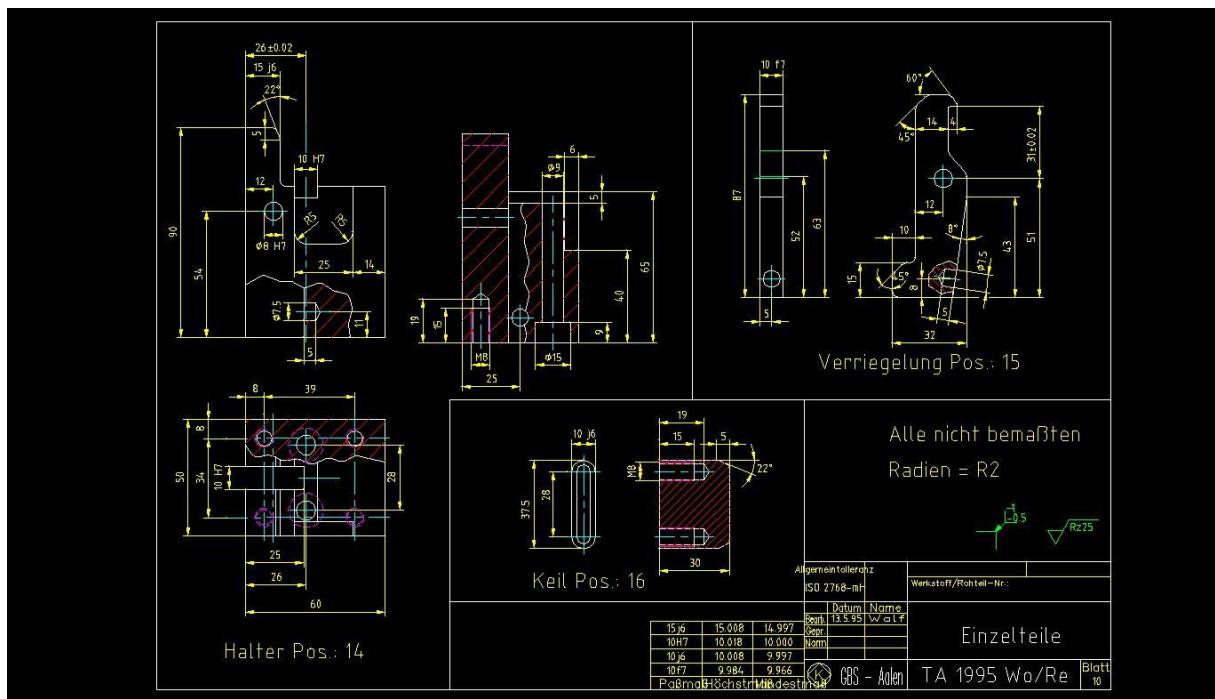
Konstruktionszeichnungen



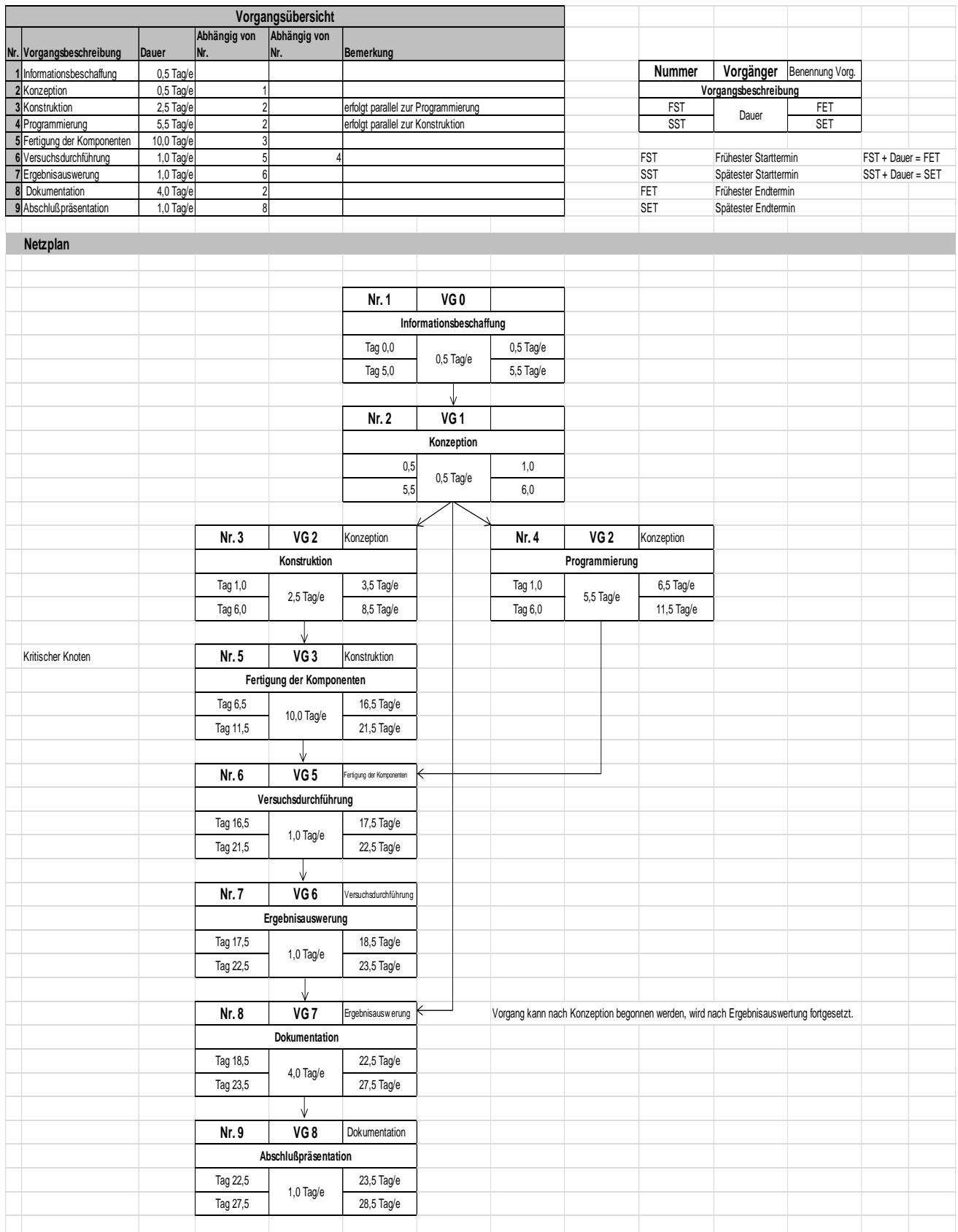








Netzplan



Erstellte Testdateien zur Technikerarbeit

Materialien:	TAMAT . KLM
Vergleich Meßreihen Klemmung 1 (30°)	KLEM1A . KLM
Vergleich Meßreihen Klemmung 1 (45°)	KLEM1B . KLM
Vergleich Meßreihen Klemmung 2	KLEM2 . KLM
Vergleich Meßreihen Klemmung 3	KLEM3 . KLM
Vergleich Meßreihen Klemmung 4	KLEM4 . KLM
Vergleich Meßreihen Klemmung 5	KLEM5 . KLM
Gesamtvergleich Klemmung1-5	TATEST1 . KLM
Vrgleich Klemmung1 30°/45°	TATEST1A . KLM
Spannverhältnis ² :	SP45KL1 . KLM SP30KL1 . KLM SPVERKL2 . KLM SPVERKL3 . KLM SPVERKL4 . KLM SPVERKL5 . KLM

Installationshinweis: In der DOS-Eingabeaufforderung z.B. „INSTALL C:“ eingeben. Es wird das Verzeichnis C:\TECHNIK und das Unterverzeichnis C:\TECHNIK\KONSTRUK angelegt. Im Verzeichnis C:\TECHNIK befindet sich das Hauptprogramm TECHNIK1.EXE mit den Testdateien. Im Unterverzeichnis KONSTRUK befinden sich die mit dem CAD-System Autocad12 erstellte Zeichnungen (Blatt1-10).

Hinweis zur Überarbeitung 2012

Der Installationshinweis gilt für DOS Betriebssysteme bis Version 6.22. Unter heutigen Betriebssystemen ist das Programm nur mit der DOS Emulation DosBox 0.74 lauffähig. Die Druckroutine darf nicht aufgerufen werden, es wird die Druckerschnittstelle direkt angesprochen, das Programm friert ein. Als Standarddrucker wurde 1995 die Emulation für einen Epson FX80 geschrieben, der zum damaligen Zeitpunkt weit verbreitet war.

Im Inhalt selbst wurden keine Änderungen vorgenommen, es wurden im wesentlichen Grafiken aus dem Berechnungsprogramm, sowie Konstruktionszeichnungen eingebbracht.

² Das Spannverhältnis vergleicht das Anziehdrehmoment der Klemmschraube mit dem an der Welle anstehenden Klemmmoment.
$$\frac{T_{RES}}{T_{ANZ}}$$