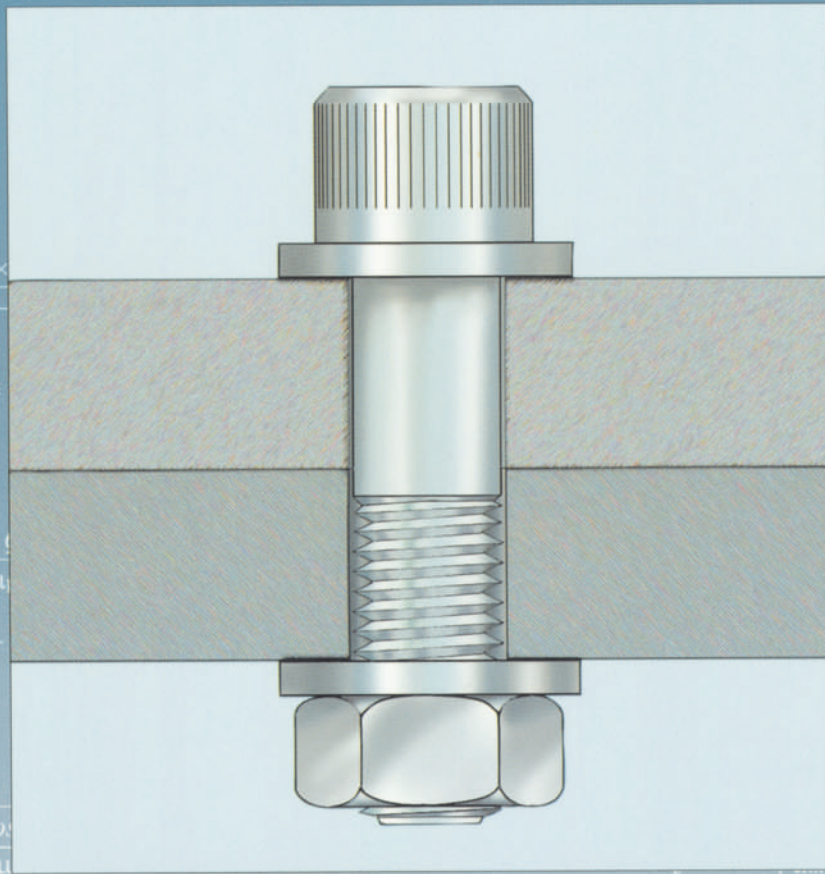


HANDBOK

OM SKRUVFÖRBAND



Colly

ETT FÖRETAG I INDUSTRIN

$F_{La} = F_L \frac{C_{III}}{C_{III} + C_I}$ och $F_{Lb} = F_L \left(1 - \frac{C_{III}}{C_{III} + C_I}\right)$ $\Delta l = \frac{F \times L}{A \times E}$ $\sigma_d = \sqrt{1 + 0,75 \left[\frac{8 \times d_m}{d_m + d_i} \times \operatorname{tg}(\varphi + \varepsilon') \right]^2}$ $C = \frac{E \times A}{L}$
 $\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}$ $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \dots = \frac{F \times L_1}{A_1 \times E_1} + \frac{F \times L_2}{A_2 \times E_2} + \dots$ $F_F = F_Z + F_{Lb} + F_{Fmin}$ $\Delta l_s = F_F \times \frac{1}{C_s}$
 $\frac{1}{C_g} = \frac{L_k}{A \times E_g}$ $A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right]$ $A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + K_m \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right]$
 $\frac{1}{C_g} = \frac{4}{E \times \pi} \left[\frac{1}{K_m} (D_g - D_s) + \frac{L_k - \frac{1}{K_m} (D_g - D_s)}{D_g^2 - D_h^2} \right]$ $\Delta l_s = \frac{F \times L}{A \times E} = \frac{25000 \times 50}{57,3 \times 210000} = 0,102 \text{ mm} = \frac{\pi}{4} \left[\left(16 + \frac{50}{2} \right)^2 - 11^2 \right] = 1225 \text{ mm}^2$
 $A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + K_m \times \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right] =$ $\operatorname{tg} \eta = \frac{F_Z}{Z_2} = C_g$ $Z = \frac{F_Z}{C_s} + \frac{F_Z}{C_g}$
 $F_Z = Z \frac{C_s \times C_g}{C_s + C_g}$ $\frac{C_{III}}{C_{III} + C_I}$ $\frac{1}{C_g} = \frac{4}{E \times \pi} \left[\frac{D_g - D_s}{\left(\frac{D_g}{2} + \frac{D_s}{2} \right)^2 - D_h^2} + \frac{L_k - (D_g - D_s)}{D_g^2 - D_h^2} \right]$ $\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{La}}{y} = C_s$ $\operatorname{tg} \eta = \frac{F_{Lb}}{y} = C_g$
 $y = \frac{F_{La}}{C_s} = \frac{F_{Lb}}{C_g} = \frac{F_L - F_{La}}{C_g}$ $F_{La} = F_L \frac{C_s}{C_s + C_g}$
 $F_{Lb} = F_L \left(1 - \frac{C_s}{C_s + C_g} \right)$ $\tau = \frac{M_g}{W_p}$ $C_{II} = \frac{E \times A}{L_k}$ $\sigma_d = \frac{25000 \times 50}{252 \times 210000} = 0,0237 \text{ mm}$
 $F_{Lb} = F_L \left(1 - \frac{C_{III}}{C_{III} + C_I} \right)$ $\sigma_d =$ $\mu_a \times \frac{D_a}{2}$ $F_{La} = F_L \frac{C_{III}}{C_{III} + C_I}$
 $F_{Fmin} \geq F_q = \frac{Q}{\mu_{plan}}$ $F_q =$ mm^2 $\sigma_e = \sqrt{\sigma_d^2 + 3\tau^2}$
 $\sigma_d = \frac{v \times \operatorname{Rel.}}{1 + 12 \left[\frac{\operatorname{tg}(\varphi + \varepsilon)}{\cos \beta / 2} \times \frac{d_m}{d_i} \right]^2}$ $M_g = \sigma_d \times A_s \times \frac{d_m}{2} \times \operatorname{tg}(\varphi + \varepsilon)$
 $\operatorname{resp.} \frac{d_m}{2} \times \frac{\pi \times d_m \times \cos \varphi \times \cos \beta / 2}{\pi \times d_m - \frac{P \times \mu_g}{\cos \varphi \times \cos \beta / 2}}$ $\gamma = \frac{\pi \times d_s^3}{16}$ $W_p = \frac{\pi \times d_s^3}{16}$
 $d_s = \frac{d_m + d_i}{2}$ $M_v = F_F \times \left[\frac{d_m}{2} \left(\frac{P}{\pi \times d_m - \frac{P \times \mu_g}{\cos \varphi \times \cos \beta / 2}} + \frac{\pi \times d_m \times \frac{\mu_g}{\cos \varphi \times \cos \beta / 2}}{\pi \times d_m - \frac{P \times \mu_g}{\cos \varphi \times \cos \beta / 2}} \right) + \mu_a \times \frac{D_a}{2} \right]$ $A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_i}{2} \right)^2$
 $\frac{1}{C_g} = \frac{L_k}{A \times E_g}$ $\frac{1}{C_g} = \frac{4}{E \times \pi} \left[\frac{D_g - D_s}{\left(\frac{D_g}{2} + \frac{D_s}{2} \right)^2 - D_h^2} + \frac{L_k - (D_g - D_s)}{D_g^2 - D_h^2} \right]$ $A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right]$
 $F_{F0} = \frac{M_v \max}{K_s \times P + K_g \times d_m \times \mu_g \min + 0,5 \times D_a \times \mu_a \min}$ $\operatorname{tg} \varphi = \frac{P}{\pi \times d_m}$ och $\operatorname{tg} \varepsilon' = \mu_g' = \frac{\mu_g}{\cos \varphi \times \cos \beta / 2}$ $P_h = \frac{4 F}{\pi (D_s^2 - D_h^2)}$
 $\operatorname{Rel.} = \frac{\pi \times d \times \rho \times \tau_s \times L_{eff}}{A_s}$ $K_g = \pm \frac{F_{La}}{2 \times A_s}$ $C = \frac{F}{\Delta l}$
 $\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_Z}{Z_1} = C_s$ $F_{Lb} = F_L \left(1 - \frac{C_s}{C_s + C_g} \right)$ $A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right] =$ $F_{Fu} = \frac{M_v \min}{K_s \times P + K_g \times d_m \times \mu_g \max + 0,5 \times D_a \times \mu_a \max}$

HANDBOK OM SKRUVFÖRBAND

Andra utgåvan, omarbetad och utvecklad



Colly Components AB. Box 76, 164 94 Kista. Tel 08-703 01 00. Fax 08-703 98 41. www.colly.se

Copyright© Colly Company AB, 1995
Alla rättigheter är förbehållna Colly Company AB,
varför eftertryck och kopiering, helt eller delvis,
endast kan ske med företagets medgivande.

Grafisk form och repro:
Sundell Reklam & Tidningsproduktion AB
Tryckning: Axept Reklamproduktion AB, Stockholm 1995

Colly Company reg. nr. MSK TU 9501135A
ISBN 91-630-3882-X

Förord till andra upplagan

Första upplagan av Colly Company handbok om skruvförband utkom 1971. Författare var Owe Bergius och Ingvar Fagerberg. Sedan dess har handboken använts av 1000-tals personer inom industri och skolor. Handboken var den första i sitt slag som redovisade beräkningsmetoder och underlag på ett strukturerat och samlat sätt. Mängder av skruvförband har beräknats med hjälp av de formler, tabeller och diagram som finns redovisade. Dessa förband har sedan bevisat sin praktiska funktion i olika applikationer.

Många konstruktörer är tyvärr fortfarande omedvetna om den betydelse som skruvförbandet utgör i vår högteknologiska värld. På senare år har dock flera, i vissa fall tragiska, händelser fått många att inse att fästelementen spelar en mycket betydelsefull roll i våra liv. Oljeplattformar har välts, flygplan har störtat, tak har rasat in, stridsvagnar har slagits ut och astronauter har omkommit på grund av felaktiga skruvförband. Även fästelementens kvalitet har ifrågasatts då bl a den amerikanska marknaden översvämmats av "falska" skruvar eller skruvar av undermålig kvalitet.

Ett feldimensionerat, felberäknat eller felmonterat skruvförband eller en undermålig produktkvalitet kommer ofelbart att förr eller senare leda till haveri med mer eller mindre kostsamma konsekvenser.

I samband med omarbetningen av den andra upplagan av Colly Company handbok om skruvförband har också ett Windows baserat beräkningsprogram för PC utvecklats. Programmet bygger på de formler och samband som finns redovisade i handboken. Programmet som är självinstruerande innebär att ett skruvförband kan beräknas på några få minuter.

Kista, september 1995

Division Maskinelement
Colly Company AB

Introduktion

Många praktiska eller konstruktiva problem uppstår i samband med dimensionering av skruvförband såsom låsning, värme, korrosion, utmattning, skjuvning etc.

De flesta av dessa problem kan förenklas eller lösas om man vid beräkning av ett skruvförband på ett metodiskt sätt går igenom de faktorer som kommer att påverka konstruktionen.

Vi ska här redogöra för skruvens mekanik och föreslå en lämplig beräkningsgång med ledning av vad som publicerats från undersökningar gjorda i framför allt Tyskland, USA och Sverige. Vi ska även visa hur HELICOIL insatsgängor och UNBRAKO höghållfast skruv kan användas som konstruktionselement och hur Du förenklar och förbilligar konstruktionen.

Colly Company handbok om skruvförband består av:

Skruvförbandets mekanik

En ingående redogörelse för skruvens mekanik och vilka faktorer som påverkar beräkningen av skruvförband.

Beräkning och dimensionering

En detaljerad beskrivning över hur skruvförbandet beräknas och dimensioneras.

Tabeller och diagram

Tabeller och diagram som behövs för beräkningen.

Beräkningsprogram

Ett Windows baserat beräkningsprogram för PC. Programmet som är självinstruerande innebär att ett skruvförband enkelt kan beräknas på några minuter.

Programmet kan beställas från Colly Company.

Förord till första upplagan

Skruvförbandet är ett av våra viktigaste och vanligaste maskinelement. Pålitliga och funktionella skruvförband är en nödvändig förutsättning för vår moderna teknik. Trots detta är ofta de metoder som används för dimensionering av skruvförband tvivelaktiga.

Många gånger får "känsla" och tumregler vara väg-ledande för val av dimensioner och material hos för-bandets obika delar. Detta kunde kanske fungera till-fredsställande för ett tiotal år sedan då den tekniska utvecklingstakten inte var snabbare än att man hann skaffa sig känsla för och erfarenhet av existerande element och material medan de ännu var gångbara. Nu kommer nya konstruktionselement och nya material fram så gott som varje dag. Dessa möjliggör elegant och ekonomiskt fördelaktiga tekniska lösningar.

Detta är fallet även inom skruvförbandstekniken. För att kunna tillgodogöra sig de fördelar utvecklingen erbjuder måste man dock systematiskt analysera sina problemställningar. Detta är fördelaktigt och kanske nödvändigt även då det gäller konventionella skruvförband.

Analysen av ett skruvförband är emellertid komplicerad. Överföringen av klämkraften ger t ex ett komplext spännings- och deformationstillstånd i de hopfogade delarna. Deformationen i förbandets olika anliggningsytor är mycket svåra att analysera och bestämma. Genom att idealisera geometri hos och kraftspel i ett förband kan man emellertid bygga upp en modell av detta som är ingenjörsmässigt beräkningsbar. Även om den i enskildheter såsom spänningsfördelning mm ger blott approximativt riktiga resultat så ger den en god uppskattning av de storheter som konstruktören måste känna för att göra en optimering av skruvförbandet.

I denna handbok redovisas beräkningsmetoder för analys av skruvförband. Metoderna är tillräckligt exakta för varje tänkbar praktisk tillämpning. De har fördelen att leda till målet utan allför omfattande beräkningar. Dessutom redovisas i handboken resultat av beräkningarna oftast i tabell- och diagramform för de värden på intressanta parametrar som kan bli aktuella.

För den som vill kritiskt värdera metoderna finns en referenslista som täcker den viktigaste litteraturen på området. Denna ger också möjlighet till fördjupade studier av enskilda problemställningar och till förfining av beräkningsmetoderna.

Beräkningsanvisningarna är sammanställda så att de automatiskt leder till en systematisk analys av skruvförbandet. Följer man den går man inte förbi några väsentliga led i analysen.

En ytterligare accentuering av systematiken erhålls om man använder de beräkningsformular som skraddarsyfts för analys av skruvförband i enlighet med handbokens anvisningar.

Stockholm den 29 juni 1971

Janne Carlsson

Professor
Institutionen för hållfasthetslära
Kungl. Tekniska högskolan

Innehåll

1	Inledning	7	4	Beräkning och dimensionering	21
2	Beteckningar och symboler	8	4.1	Beräkning av erforderlig förspänningskraft F_F	21
3	Skruvens mekanik	9	4.1.1	Skruvförbandet påverkas av axiell dragkraft	21
3.1	Erforderlig förspänningskraft F_F	9	4.1.1.1	Beräkning av förspänningsförlust F_Z	21
3.1.1	Erforderlig förspänningskraft beroende av lastens storlek och riktning	9	4.1.1.2	Beräkning av förspänningsförlust F_{Lb}	21
3.1.1.1	Skruvförbandet påverkas av dragkraft i axiell led	9	4.1.1.3	Restförspänning F_{Fmin}	22
3.1.1.2	Skruvförbandet påverkas av tryckkraft i axiell led	10	4.1.2	Skruvförbandet påverkas av radialkraft	22
3.1.1.3	Skruvförbandet påverkas av både axial- och radialkraft	10	4.1.3	Skruvförbandet påverkas av både axial- och radialkraft	23
3.1.1.4	Sammanfattning	10	4.1.4	Sammanfattning	23
3.1.2	Erforderlig förspänning beroende av elasticiteten i skruv och hopfogade delar ...	11	4.2	Beräkning av max. tillåten förspänning för antaget värde för friktionskoefficient μ_g	24
3.1.2.1	Fjäderkonstanten C - allmän härledning	11	4.2.1	Sammanfattning	25
3.1.2.2	Skruvens förlängning	12	4.3	Beräkning av åtdragningsmoment M_v	26
3.1.2.3	Godsets deformation	12	4.3.1	Sammanfattning	26
3.1.2.4	Sammanfattning	14	4.4	Spridning i skruvförbandet	27
3.1.3	Erforderlig förspänningskraft beroende av sättningar	15	4.4.1	Spridningens inverkan på förspänningskraften F_F	29
3.1.3.1	Vad menas med sättning?	15	4.4.2	Sammanfattning	30
3.1.3.2	Var inträffar sättningar?	15	4.5	Hur hårt kan skruven utnyttjas	30
3.1.3.3	Hur inverkar sättningen på erforderlig förspänningskraft?	15	4.6	Varför bör inte skruvförbandet överdimensioneras	31
3.1.3.4	Hur stor är sättningen Z ?	16	4.7	Hålplantryck	32
3.1.3.5	Sättning i anliggningsytorna	16	4.8	Utmattningshållfasthet	32
3.1.3.6	Sättning i hopfogade delar	16	4.9	Beräkning av gänglängd i gods	34
3.1.3.7	Sättning i gängorna	16	5	Diagram och tabeller	35
3.1.3.8	Sättning förorsakad av brickor, packningar, färg mm	17	5	Litteraturförteckning	50
3.1.3.9	Sammanfattning	17			
3.1.4	Erforderlig förspänningskraft beroende av lastens angreppspunkt	18			
3.1.4.1	Lasten F_L angriper i mutterns resp. skruvskallens anliggningsplan.	18			
3.1.4.2	Lasten F_L angriper inne i godset	19			
3.1.4.3	Sammanfattning	19			

1. Inledning

Det är knappast någon överdrift att påstå att konstruktörer har betraktat och fortfarande betraktar en skruv som ett gammalt känt och enkelt maskinelement. När man ger sig tid att räkna på ett skruvförband finns formler och hjälptabeller tillgängliga. Man räknar på skruvens brotthållfasthet och godsets skjuvhållfasthet. Önskar man fördjupa sig i skruvens mekanik och åskådliggöra hur exempelvis skruvlängd, sättningar, krafters angreppspunkt etc. påverkar skruvförbandet blir det genast svårare att finna sambandet. Vill man dessutom vid dimensioneringen ta hänsyn till de felkällor som kan tänkas förekomma i praktiken t ex monteringsmetod, i skruvförbandet rådande omständigheter etc. är detta så pass ovisst att man i regel helt enkelt inför säkerhetsfaktorer i skruvhållfasthetsformeln.

Nedanstående skruvberäkningsformel anger förhållandet sedan säkerhetsfaktorer införts.

$$F_L \times X = G_F \times R_{eL} \times A_s \quad (1)$$

F_L = yttre lasten
 X = säkerhetsfaktor
 G_F = nyttjandegrad av R_{eL}
 R_{eL} = skruvens sträckgräns
 A_s = skruvens spänningsarea

Stora variabler

Studerar man skruvberäkningsformeln finner man att säkerhetsfaktorn X kan variera från ca 1,1 till ca 5 beroende på ur vilken källa man väljer den. Nyttjandegraden G_F kan variera från ca 0,5 till ca 0,9 beroende på vilka förhållanden som råder i skruvförbandet.

Man har således i beräkningsskedet infört sådana variabler att skruvförband beräknade enligt ovan sällan eller aldrig får rätt dimension.

Fel resonemang

Väljer man en förhållandevis stor säkerhetsfaktor borde man få ett överdimensionerat förband och på grund av detta vara garanterat att konstruktionen håller.

Man inser att detta resonemang är felaktigt om man gör klart för sig följande. Ett skruvförband har alltid en viss specifik funktion, exempelvis att klämma, fästa, sammanfoga, täta etc. Förutom detta får förbandet naturligtvis inte lossna. Det gäller således att åstadkomma en förspänningskraft F_F som trots avlastning, genom yttre krafters påverkan och genom sättningar, alltid har ett positivt värde.

Man får inte alltid tillräcklig förspänningskraft genom att överdimensionera förbandet. Oftast får man istället som visas längre fram i denna handbok en *lägre* förspänningskraft för en *större* skruvdimension, om ej speciella åtgärder vidtages.

Modern beräkningsmetod

Följande beräkningsunderlag vill ge dig en möjlighet att ta hänsyn till de faktorer som kan påverka skruvförbandet. Därmed är förutsättningarna betydligt större att den skruvdimension som du slutligen väljer även i praktiken är den skruvdimension som bäst löser ditt konstruktionsfall.

Det innebär också att du genom konstruktiva åtgärder troligen kan välja en mindre skruv och därmed få ett billigare skruvförband.

Beräkningsgången är i huvudsak uppbyggd på följande sätt:

- Beräkning av den för ett visst belastningsfall erforderliga förspänningskraften $F_{F_{\text{erf}}}$ med hänsyn tagen till de faktorer som påverkar denna.
- Beräkning av skruvens nyttjandegrad d v s skruvens dragspänning σ_d . Den är i första hand beroende av gängfriktionskoefficienten μ_g . Därmed kan den förspänningskraft F_F beräknas, som en viss skruv förväntas ge under rådande omständigheter.
- Val av den minsta skruvdimension som kan klara den erforderliga förspänningskraften $F_{F_{\text{erf}}}$ med hänsyn taget till spridning, sättning, hålplantryck och utmattnings.

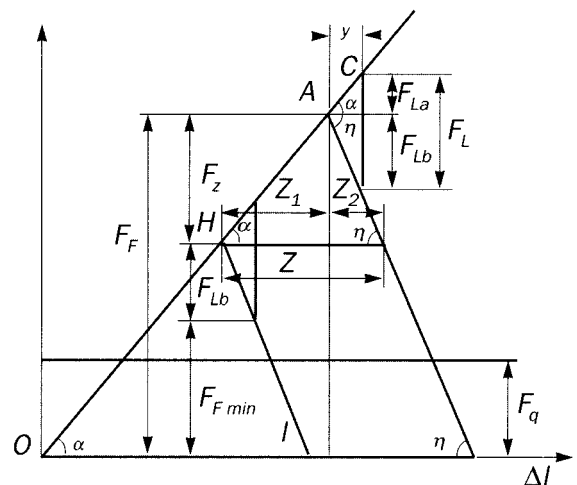
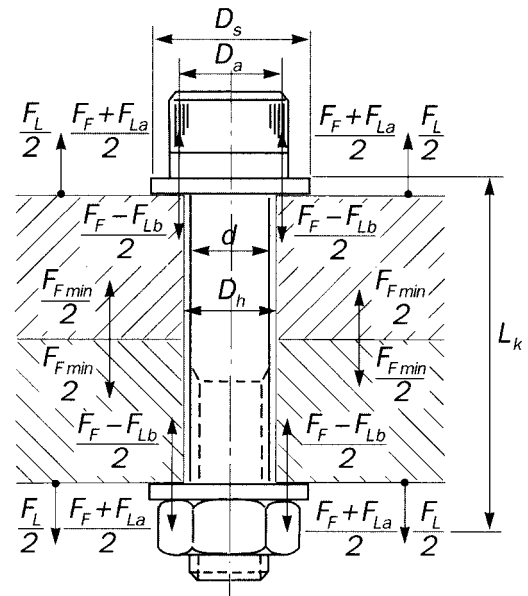
Beräkningsprogram

Med hjälp av ett Windowsbaserat beräkningsprogram för PC går det snabbt att beräkna ditt skruvförband. Programmet bygger på de formler och samband som finns i handboken. Programmet kan beställas från Colly Company AB.

2. Beteckningar och symboler

A	= cylinderarea
A_S	= skruvens spänningsarea
C	= fjäderkonstant
d	= skruvdiameter
D_a	= anliggningsdiameter, dvs skruvskallens diameter + frigående hålets diameter
D_h	= frigående håldiameter
d_i	= skruvens innerdiameter
D_m	= skruvens medeldiameter
D_s	= skruvens spänningsdiameter
E	= elasticitetsmodul
F	= kraft
F_s	= skruvkraft för plasticering
$F_{F\text{erf}}$	= Erforderlig förspänningskraft
$F_{F\text{min}}$	= den minsta förspänningskraft som man kan tillåta som säkerhetsmarginal för att kons-truktionen ej skall bli helt avlastad
F_{Fu}	= F_F undre gräns
$F_{Fö}$	= F_F övre gräns
F_L	= yttre last
$F_{L\text{dyn}}$	= yttre last, dynamisk
$F_{L\text{stat}}$	= yttre last, statisk
F_{La}	= skruvens andel av yttre lasten
F_{Lb}	= godsets andel av yttre lasten
F_q	= erforderlig förspänning för att klara radial-kraften
F_z	= förspänningsförlust på grund av sättningen
G_F	= nyttjandegrad av R_{eL} , förspänningsgrad
K_g, K_m	= korrektionsfaktorer
K_p, K_s	
L	= längd
L_{eff}	= effektiv gänglängd
L_f	= lastfaktor
L_K	= klämlängd
L_K/d	= förhållande mellan skruvens klämlängd och dess diameter
M_a	= anliggningsmoment
M_g	= gängmoment
M_v	= åtdragningsmoment
P	= stigning
P_h	= hålplantryck
Q	= radialekraft
S_f	= spridningsfaktor
S_m	= momentspridning
S_u	= friktionspridning
W_p	= vridmotstånd
X	= säkerhetsfaktor
Z	= sättning
Z_f	= sättningfaktor
B	= gängans profilvinkel

Δl	= längdförändring
μ_a	= friktionskoefficient anliggningsyta
μ_g	= friktionskoefficient gänga
μ_{plan}	= friktionskoefficient i det delningsplan som har minsta friktion
ε	= friktionsvinkel
σ_{up}	= max. spänningsamplitud för resp.skruv
σ_a	= aktuell belastningsamplitud
R_m	= skruvmaterialets brottgräns
σ_d	= dragspänning
σ_e	= effektivspänning
R_{eL}	= skruvmaterialets sträckgräns
τ	= vridskjuvspänning
τ_B	= skjuvbrottgräns
τ_S	= skjuvsträckgräns
φ	= gängans stigningsvinkel
ζ	= gängtäckning



3. Skruvens mekanik

3.1

Erforderlig förspänningskraft F_F

För att kunna beräkna den förspänningskraft som fordras för att klara ett visst givet belastningsfall gäller det att i första hand bestämma hur olika faktorer kan tänkas påverka denna förspänningskraft.

Faktorer som påverkar den erforderliga förspänningskraften $F_{F\text{erf}}$ är:

Lastens storlek och riktning
Elasticiteten i skruv och hopfogade delar
Sättningar i förbandet
Lastens angreppspunkt

3.1.1

Erforderlig förspänningskraft beroende av lastens storlek och riktning

3.1.1.1

Skruvförbandet påverkas av dragkraft i axiell led

Vid åtdragning av ett skruvförband enligt fig. 101 kommer dragkraften i skruven att öka utmed linjen O - A, fig. 102, samtidigt som tryckkraften i godset ökar utmed linjen B - A. Skruvens förlängning respektive godsets hoptryckning representeras av sträckorna Δl_s och Δl_g .

I figurerna anges F_L som en punktkraft. I praktiken är det fråga om yt- och volymkrafter som angriper över ett större område. F_L betraktas som resultanten till dessa krafter.

En yttre last F_L åstadkommer en ökning av dragkraften i skruven utmed linjen O - A - C och en minskning av tryckkraften i godset utmed linjen A - E, om den angriper i mutterns respektive skruvskallens anliggningsplan.

Förspänningskraften F_F motsvaras av sträckan A - D efter det att skruvförbandet blivit åtdraget och restförspänningen $F_{F\text{min}}$, efter det att yttre lasten F_L tillkommit, av sträckan E - F.

Om förspänningskraften vid åtdragningen blir så liten att lasten F_L helt avlastar förbandet, $F_{F\text{min}} = 0$, har skruvförbandet förlorat sin funktion att klämma, täta o s v. Vid dynamisk belastning föreligger dessutom risk för att skruven lossnar.

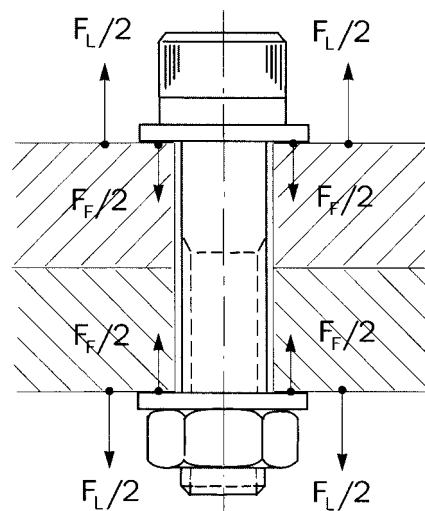


Fig. 101

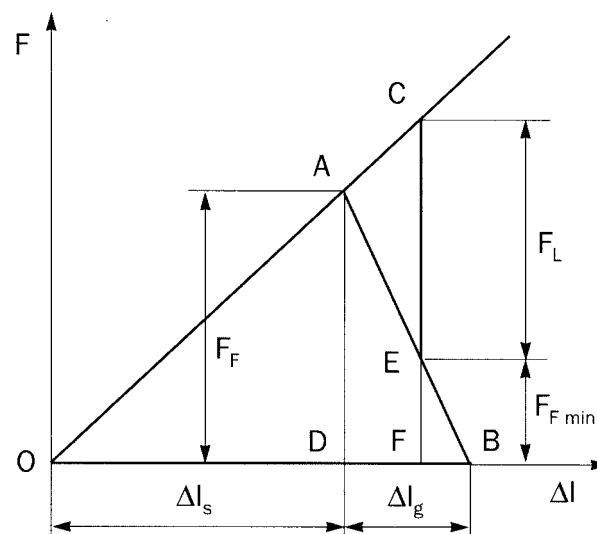


Fig. 102

3.1.1.2 Skruvförbandet påverkas av tryckkraft i axiell led

Dragkraften i skruven och tryckkraften i godset ökar utmed linjerna O - A respektive B - A i fig. 104 vid åtdragning av ett skruvförband enligt fig. 103.

När den yttre lasten F_L tillkommer trycks godset ytter-ligare samman utmed linjen B - A - G samtidigt som dragkraften i skruven minskar utmed linjen A - O till E.

Inte heller i detta fall får F_{Fmin} bli lika med noll efter-som skruvförbandet då förlorar sin funktion och skru-ven vid dynamisk belastning kan lossna.

3.1.1.3 Skruvförbandet påverkas av både axial-och radialkraft

I likhet med de föregående båda fallen kommer drag-kraften i skruven och tryckkraften i godset att öka för skruvförbandet enligt figurerna 105 och 106.

Eftersom det i detta fall är fråga om både axial-och radialkraft måste F_{Fmin} ha ett värde som inte under-stiger den för radialkraften Q erforderliga förspän-ningen F_q .

$$F_q = \frac{Q}{\mu_{plan}} \dots \dots \dots (2)$$

F_q = förspänningskraft vid radialbelastning i N
 Q = radialkraft i N
 μ_{plan} = friktionskoefficient i det delningsplan som har lägst friktion

3.1.1.4 Sammanfattning

Den erforderliga förspänningskraften F_F är beroende av lastens storlek och riktning om skruvförbandet ska behålla sin funktion att tätta, klämma, sammanfoga etc. Förspänningskraften F_F får inte bli helt avlastad d v s F_{Fmin} får ej bli lika med noll. Vid dynamisk belastning föreligger då risk för att skruven kan lossna.

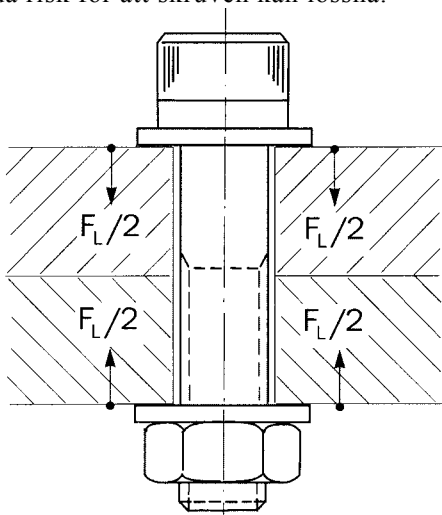


Fig. 103

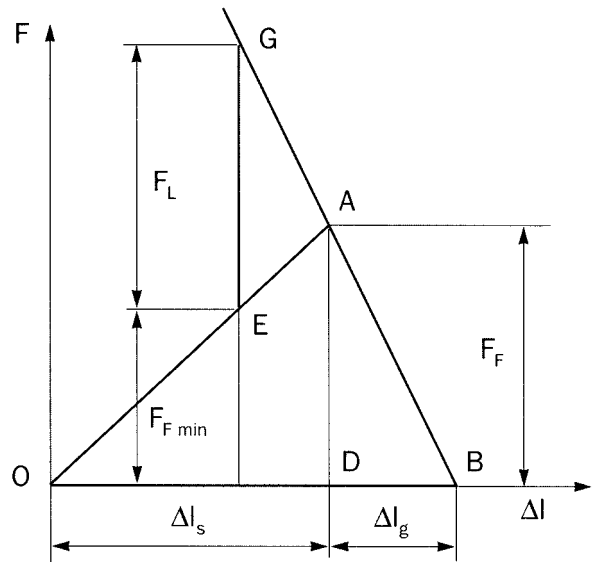


Fig. 104

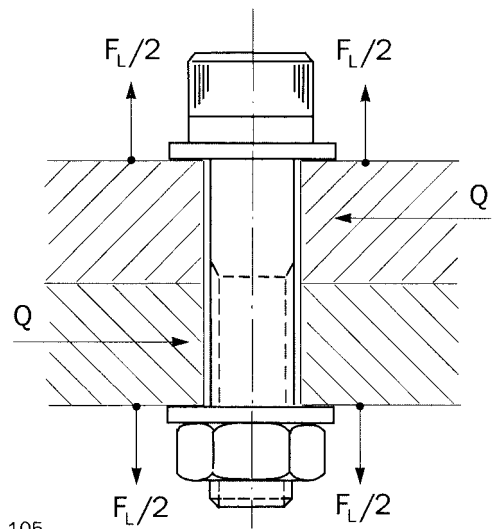


Fig. 105

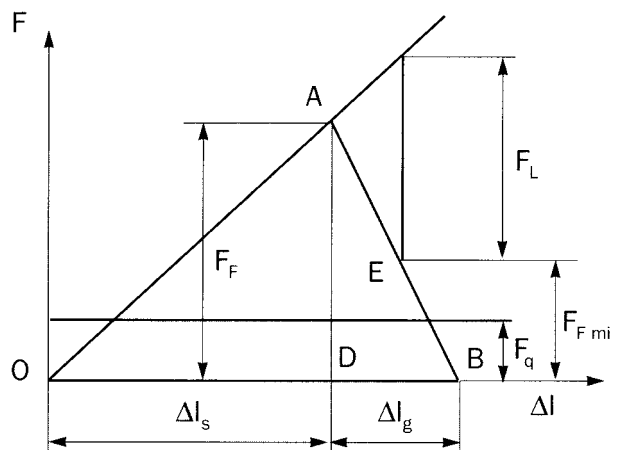


Fig. 106

Ju större förspänningskraft som kan erhållas ur ett visst skruvförband. exempelvis genom att friktionsko-efficienten i gängorna minskas, desto större yttre last FL kan skruvförbandet klara av.

3.1.2

Erforderlig förspänningskraft beroende av elasticiteten i skruv och hopfogade delar

Under 3.1.1 har visats att den erforderliga förspänningskraften är beroende av den yttre lastens storlek och riktning. När lasten F_L tillkommer ökar dragkraften i skruven med F_{La} d v s den del av lasten F_L som påverkar skruven. Tryckkraften i godset minskar med F_{Lb} d v s den del som avlastar förspänningen, se fig. 107.

Detta innebär att förspänningskraften också kommer att vara beroende av elasticiteten i skruv och hopfogade delar d v s lutningen på linjerna O - A - C och B - E - A. Nedan visas hur lutningen, fjäderkonstanten C, på dessa båda linjer beräknas.

3.1.2.1

Fjäderkonstanten C - allmän härledning

Enligt Hookes lag gäller för skruvens förlängning eller för godsets hoptryckning:

$$\Delta l = \frac{F \times L}{A \times E} \dots \dots \dots (3)$$

- F = kraft i N
- L = längd i mm
- A = area i mm²
- E = elasticitetsmodul i N/mm²
- Δl = längdförändring i mm

Fjäderkonstanten C erhålls ur förhållandet

$$C = \frac{F}{\Delta l}$$

vara följer att

$$C = \frac{E \times A}{L} \dots \dots \dots (4)$$

Om en skruv har olika diametrar, har en gängad och en ogängad del eller om de hopfogade delarna består av material med olika elasticitetsmodul, blir den totala formförändringen:

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \dots = \frac{F \times l_1}{A_1 \times E_1} + \frac{F \times l_2}{A_2 \times E_2} + \dots$$

och följaktligen gäller även att

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \dots \dots \dots (5)$$

3.1.2.2

Skruvens förlängning

För en skruv enligt fig. 108 gäller att

$$\frac{1}{C_s} = \frac{L_1}{A_1 \times E_s} + \frac{L_2}{A_2 \times E_s}$$

där

- C_s = skruvens fjäderkonstant i N/mm
- E_s = skruvens elasticitetsmodul i N/mm²
- A_1 = skruvens spänningsarea i A_s i mm²
- A_2 = arean på skruvens ogängade del i mm²

Skruvens förlängning erhålls ur (3) och (4)

$$\Delta l_s = F_F \times \frac{1}{C_s} \dots \dots \dots (6)$$

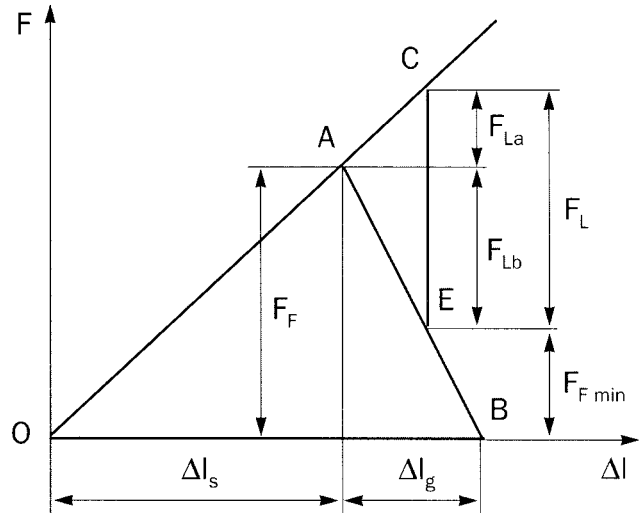


Fig. 107

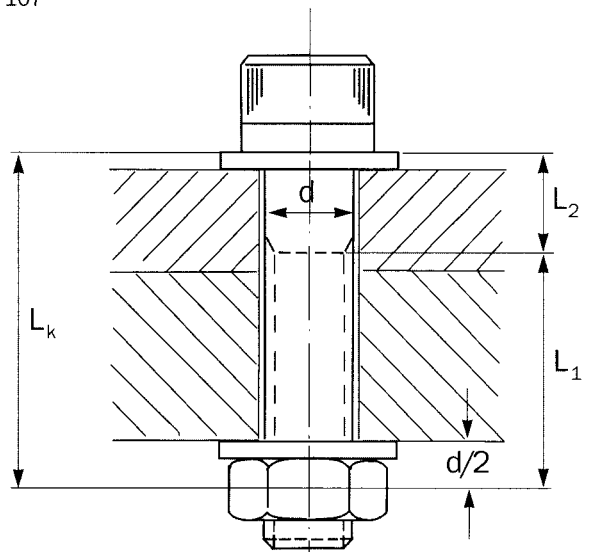


Fig. 108 a

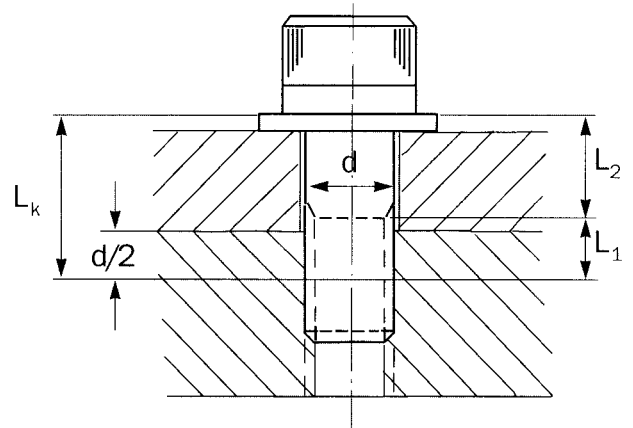


Fig. 108 b

3.1.2.3 Godsets deformation

Dragkraften i skruven upptas som en tryckkraft av de hopfogade delarna. Spänningstillståndet i dessa blir fleraxligt och mycket komplicerat.

För att dimensionera skruvförbandet är det tillräckligt att känna sambandet mellan de hopfogade delarnas hoptryckning Δl_s och förspänningskraften F_F .

Ett linjärt samband antas gälla av typen:

$$\Delta l_g = F_F \times \frac{1}{C_g} \dots \dots \dots (7)$$

där C_g kan tolkas som godsets fjäderkonstant. Man får då en analogi med det enaxliga belastningsfallet om man skriver:

$$\frac{1}{C_g} = \frac{L_k}{A \times E_g}$$

E_g = godsets elasticitetsmodul
 A = arean hos en ur fjädringssynpunkt till de hopfogade delarna ekvivalent hålcylinder.

Enligt Röttscher (nr. 74 i litt.fört.) beräknas den ekvivalenta arean A som arean av en hålcylinder med ytterdiametern $D_s + L_k/2$ och håldiametern D_h .

$$A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right] \dots \dots \dots (8)$$

Ovanstående gäller om godsets ytterdiameter $D_g > (D_s + L_k)$, se fig. 110. Om $D_g < (D_s + L_k)$ beräknas godsets fjäderkonstant C_g ur förhållandet.

$$\frac{1}{C_g} = \frac{4}{E \times \pi} \left[\frac{D_g - D_s}{\left(\frac{D_g}{2} + \frac{D_s}{2} \right) - D_h} + \frac{L_k - (D_g - D_s)}{D_g^2 - D_h^2} \right] \dots \dots \dots (9)$$

vilket motsvarar enaxlig kraftupptagning i en rotations-symmetrisk hålkropp enligt fig. 110

Fritche (nr. 12 i litt.fört.) antar istället enaxlig kraftupptagning i ett område enligt fig. 111 och har för beräkningen infört en korrektionsfaktor K_m som varierar för olika material.

$$A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + K_m \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right] \dots \dots \dots (10)$$

Korrektionsfaktor K_m för stål..... = 1/5
 Korrektionsfaktor K_m för gjutjärn = 1/4
 Korrektionsfaktor K_m för aluminiumlegeringar = 1/3

Ovanstående gäller om $D_g \geq (D_s + K_m \times L_k)$

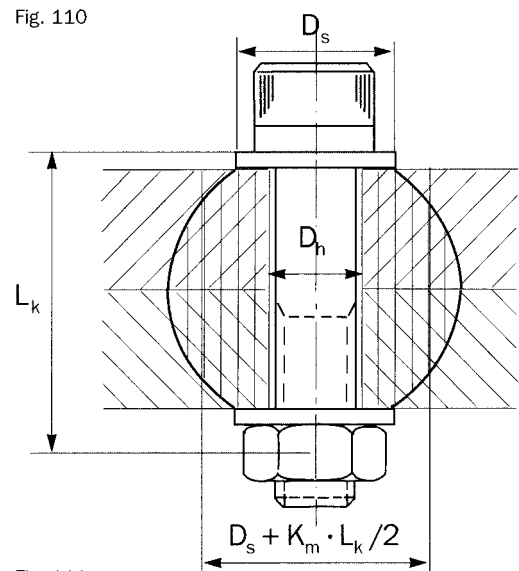
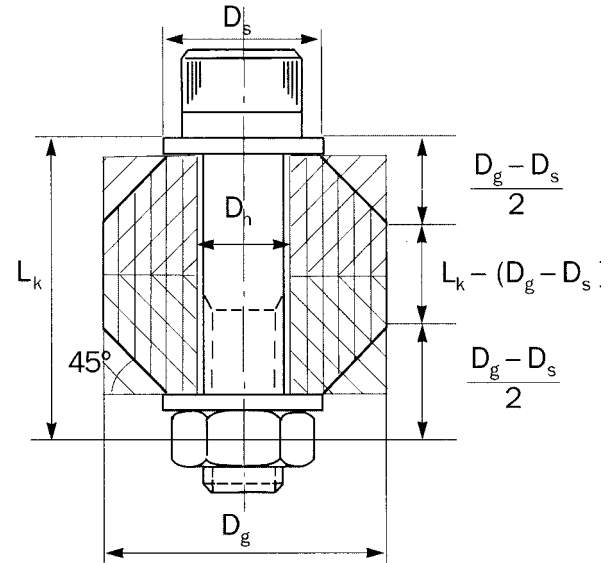
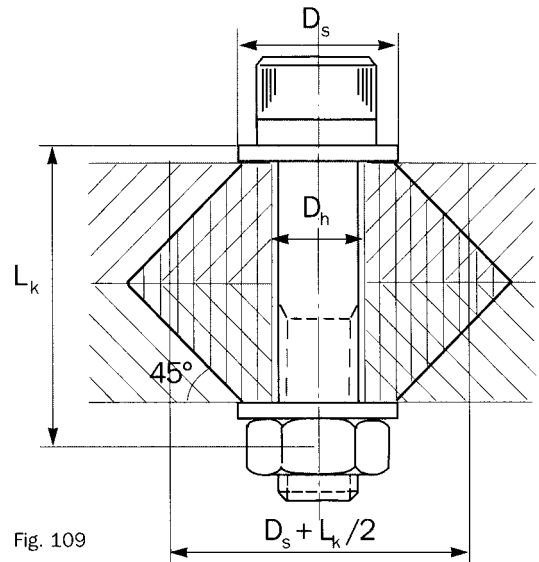


Fig. 111

Om $D_g \leq (D_s + K_m \times L_k)$ anger Weiss och Wallner (nr 87 i litt.fört.) nedanstående förhållande för beräkning av godsets fjäderkonstant C_g

$$\frac{1}{C_g} = \frac{4}{E \times \pi} \left[\frac{\frac{1}{K_m}(D_g - D_s)}{\left(\frac{D_g}{2} + \frac{D_s}{2}\right)^2 - D_h^2} + \frac{L_k - \frac{1}{K_m}(D_g - D_s)}{D_g^2 - D_h^2} \right] \dots\dots\dots(11)$$

Exempel:

Förspänningstriangelns utseende för ett M 10 skruvförband monterat i stål med klämlängden $L_k = 50$ mm, räknad med godsets deformation enligt Röttscher resp. Fritsche framgår av fig. 112 resp. fig. 113.

Elasticitetsmodulen för stål $E = 210000$ N/mm²

Skruvskallens ytterdiameter $D_s = 16$ mm

Frigående hålets diameter $D_h = 11$ mm

Spänningsarean för M 10 skruv $A_s = 57,3$ mm²

Skruven är helgängad och i hållfasthetsklass 8.8

Skruven är åtdragen så att den ger en förspäningskraft $F_F = 25000$ N

Skruvens förlängning:

$$\Delta l_s = \frac{F \times L}{A \times E} = \frac{25000 \times 50}{57,3 \times 210000} = 0,102 \text{ mm}$$

Godsets deformation enl. Röttscher:

$$A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right] =$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[\left(16 + \frac{50}{2} \right)^2 - 11^2 \right] = 1225 \text{ mm}^2$$

$$\Delta l_g = \frac{F \times L}{A \times E} = \frac{25000 \times 50}{1225 \times 210000} = 0,00486 \text{ mm}$$

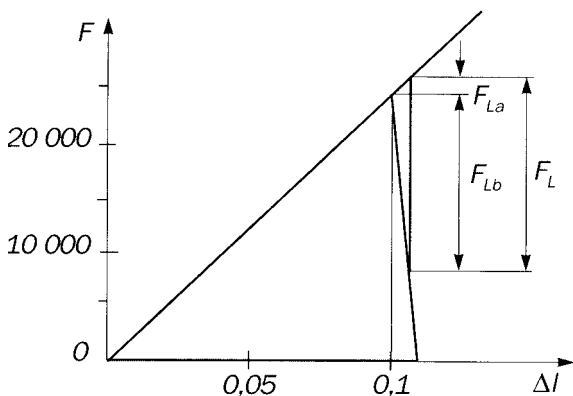


Fig. 112

Godsets deformation enl. Fritsche:

$$A = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_s + K_m \times \frac{L_k}{2} \right)^2 - D_h^2 \right] =$$

$$= \frac{\pi}{4} \left[\left(16 + \frac{1}{5} \times \frac{50}{2} \right)^2 - 11^2 \right] = 252 \text{ mm}^2$$

$$\Delta l_g = \frac{F \times L}{A \times E} = \frac{25000 \times 50}{252 \times 210000} = 0,0237 \text{ mm}$$

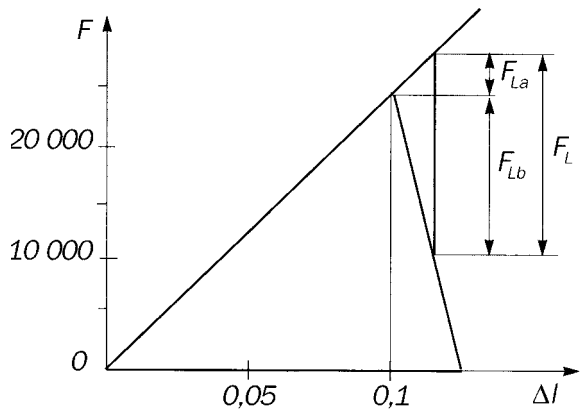


Fig. 113

Av ovanstående exempel framgår att godsets avlastning F_{Lb} resp. skruvens tillsattspänning F_{La} skiljer sig avsevärt beroende på vilken av de båda teoremen man väljer för beräkning av godsets deformation.

De senaste undersökningarna gällande godsets deformation har visat att deformationen inte sker rätlinjigt utan är beroende av förspänningskraftens storlek. En större förspänningskraft ger en mindre tillsattspänning F_{La} se fig. 114.

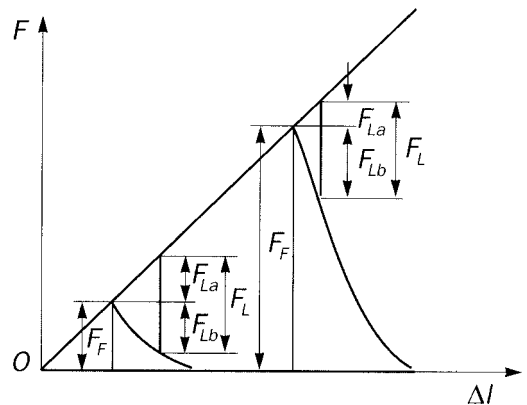


Fig. 114

Det troliga är att man för låga förspänningskrafter bör räkna med att deformationen sker inom den streckade delen i fig. 115. När förspänningskraften sedan blir större ökar godsets deformationszon enligt fig. 116.

Det har också framkommit att den yttre lastens sidoavstånd e , i förhållande till skruvaxeln, inverkar på storleken av tillsatsspänningen F_{La} .

Om förbandet påverkas ensidigt av den yttre lasten, se fig. 117, erhålls en större tillsatsspänning F_{La} när avståndet e växer.

Om lasten angriper symmetriskt i förhållande till skruvaxeln, se fig. 118, erhålls en mindre tillsatsspänning F_{La} med tilltagande avstånd e .

3.1.2.4

Sammanfattning

Erforderlig förspänningskraft är beroende av elasticiteten i skruv och hopfogade delar.

Att bestämma skruvens fjäderkonstant C_s möter inga svårigheter. Godsets deformationszon däremot är ej möjlig att entydigt bestämma då alltför många konstruktiva faktorer påverkar resultatet.

I denna handbok är godsarean räknad enligt Fritsche.

Som framgår av exempel och fig. 112-114 borde för stora förspänningskrafter godsarean räknas enligt Rötcher, men eftersom i de flesta praktiska konstruktioner förbandet påverkas ensidigt av den yttre lasten F_L torde Fritsches teorem ge ett bättre närmevärde.

Genom att välja ett gynnsamt klämlängdsförhållande L_k/d d v s en slank och lång skruv, kan du påverka linjerna C_s och C_g lutning, se fig. 107. Därvid kan du beroende på belastningsfall påverka F_{La} resp. F_{Fmin} , se dock kap. 3.1.3.3 om sättning. Ett klämlängdsförhållande L_k/d större eller lika med 3 bör eftersträvas.

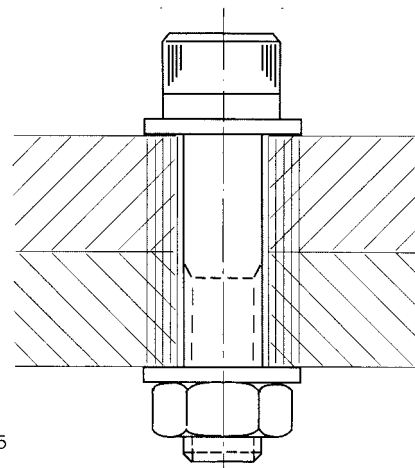


Fig. 115

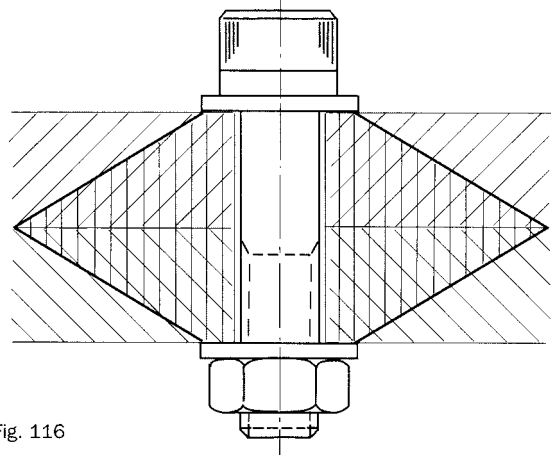


Fig. 116

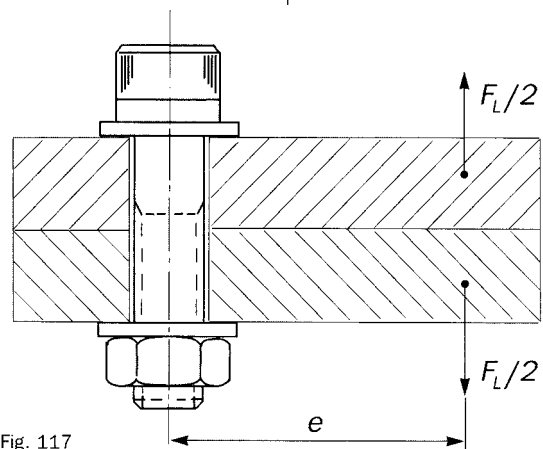


Fig. 117

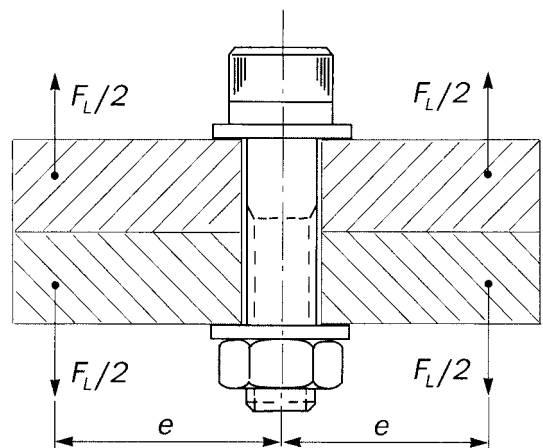


Fig. 118

3.1.3 Erforderlig förspänningskraft beroende av sättningar

3.1.3.1 Vad menas med sättning?

Med sättning menas summan av alla plastiska deformationer i skruvförbandet som förorsakar bestående förkortning av de hopfogade delarna eller förlängning av skruven (översträckning).

En del av dessa deformationer erhålls i samband med monteringen andra uppkommer under driften.

Det som här i fortsättningen kommer att benämnas som sättning Z är den deformation som uppkommer under driften d v s efter det att skruvförbandet blivit åtdraget.

3.1.3.2 Var inträffar sättningar ?

Sättningar inträffar på följande ställen:

- I samtliga anliggningsytor
- I de hopfogade delarna
- I gängorna
- I de maskinelement som används för hopfogningen.

Sättningen i anliggningsytorna varierar för olika material och inled utseendet på respektive kontaktytor. Sättningen som uppkommer i anliggningsytorna är beroende av ytjämnhet och ythårdhet och kan benämnas som materialets tendens till plastisk deformation i kontaktytan, se fig. 122 och 123.

Inne i de hopfogade delarna kan också en viss sättning inträffa i likhet med vad som kan erhållas vid användning av mjuka packningar och vikbleck. Höga hållplantryck kan påverka sättningen i de hopfogade delarna.

Sättning kan uppstå i gängorna genom att mutter- eller skruvgängornas skjuvhållfasthetsgräns överskrids så att plastisk deformation erhålls. Även normalt profildjup efter gängning åstadkommer sättning.

De extra maskinelement som införs i konstruktionen exempelvis tjäderbrickor, tandbrickor etc. åstadkommer sättning på grund av nedätning i godset. Mjuka planbrickor, packningar etc. ger upphov till sättning på grund av hoptryckning.

3.1.3.3 Hur inverkar sättningen på erforderlig förspänningskraft?

För ett skruvförband är förspänningstriangeln $O - A - B$ inritad i fig. 119. Sättningen Z åstadkommer en förspänningsförlust och den ursprungliga förspänningstriangeln $O - A - B$ minskar till $O - H - I$. Förspänningskraften F_F sjunker således till $F_{F'}$ på grund av sättningen Z .

Som framgår av Hookes lag (3.1.2.1) och som synes i fig. 120 - 121 är skruvens töjningslinje $O - A$ starkt beroende av förhållandet L_k/d d v s förhållandet mellan skruvens klämlängd och dess diameter.

Detta innebär att ett större värde för L_k/d d v s en slankare skruv har möjlighet att ta upp större sättningar. Därigenom minskar förspänningsförlusten på grund av sättningen Z .

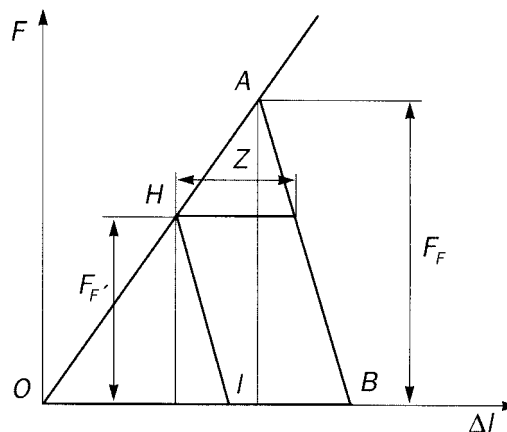


Fig. 119

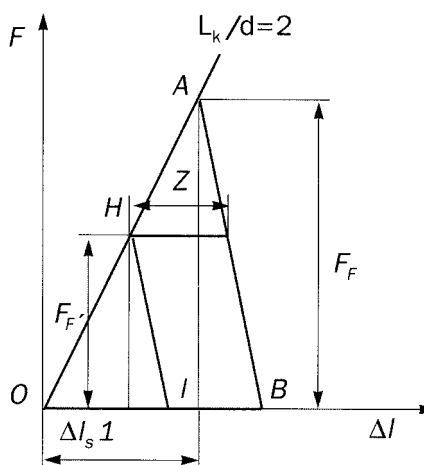


Fig. 120

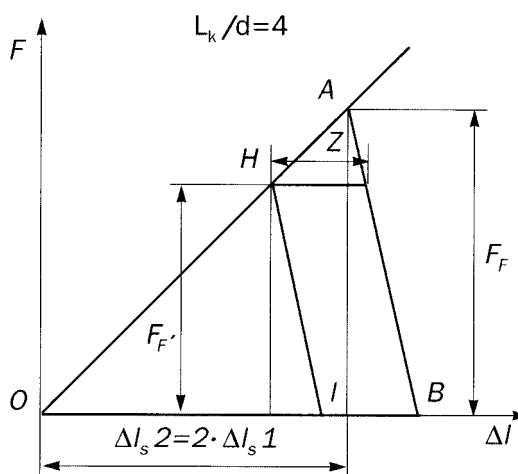


Fig. 121

3.1.3.4

Hur stor är sättningen Z?

Sättnings storlek är svår att med säkerhet bestämma på grund av det stora antal faktorer som kan påverka densamma. Många undersökningar har gjorts men ingen har hittills kunnat ge ett entydigt svar på hur de olika faktorerna påverkar sättnings storlek.

Hur utforma konstruktionen för att kunna ta hänsyn till sättnings negativa inverkan?

Genom att undersöka var sättningar inträffar och orsaken till desamma, kan konstruktionen utformas på ett sådant sätt att sättningarna i möjligaste mån reduceras. Därigenom torde också de undersökningar som genomförts ge en förhållandevis klar bild över hur stor sättningen Z kan tänkas bli för olika konstruktionsfall.

3.1.3.5

Sättning i anliggningsytorna

Vid sammanpressning av två ytor har dessa till en början endast kontakt i ett fåtal punkter, beroende på ytjämnheten. Kontaktrycket i dessa punkter blir därigenom så stort att plastisk deformation inträder varvid kontaktarean ökar och kontaktrycket minskar.

Av ovanstående framgår att sättningen i anliggningsytorna framför allt är beroende av ytjämnheten. Eftersom det generellt kan sägas att plastisk deformation inträder vid för stort kontaktryck innebär detta att även materialet och förspänningskraften påverkar sättnings storlek.

Junker (nr. 39 i litt.fört.) har visat sättnings beroende av ytjämnheten och belastningsart. För axialbelastning blir sättningen per par kontaktytor $3 \mu\text{m}$, för ytor med ytjämnhet $4 \mu\text{m}$ och $4 \mu\text{m}$ för ytor med ytjämnhet $5 \mu\text{m}$

För radialbelastning eller kombination axial- och radialbelastning, anger Junker $5 \mu\text{m}$ respektive $8 \mu\text{m}$ för ytor med ytjämnhet $4 \mu\text{m}$ resp. $6 \mu\text{m}$.

Tar man med materialet vid bedömningen av sättnings storlek visar diagrammen i fig. 122 och fig. 123 det ungefärliga sambandet mellan belastningsart, material, ytjämnhet och sättning per par kontaktytor.

3.1.3.6

Sättning i hopfogade delar

Inne i de hopfogade delarna inträffar också sättningar. Detta sker framförallt i mjuka material på grund av att dessa med tiden komprimeras.

Således bör extra detaljer typ vikbleck, fjäderbrickor, mjuka packningar o dyl. undvikas. Om behov föreligger ska flytande packning användas, t.ex. Dow Corning industrisilikoner.

3.1.3.7

Sättning i gängorna

Gängorna kan betraktas som ett anliggningsplan. Sättningen i gängorna är beroende av ytjämnhet, material och kontaktryck. På grund av snedbelastning på de olika gängvarven föreligger det dessutom alltid risk för att gängornas skjuvhållfasthetsgräns överskrids så att plastisk deformation erhålls. Även, spån och partiklar i gängan förorsakar sättning.

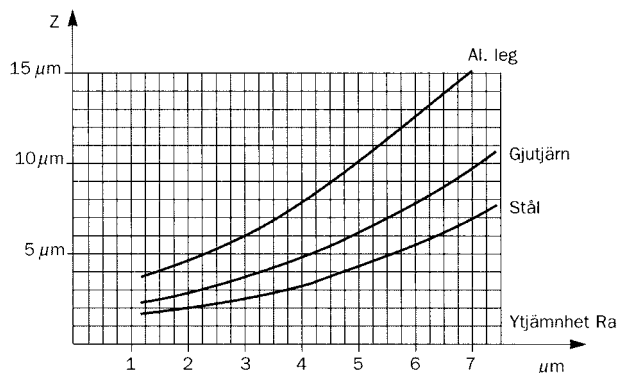


Fig. 122 Sättningen per par kontaktytor för axialbelastning

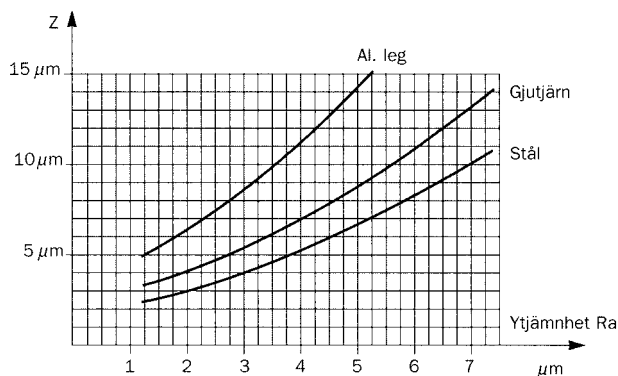


Fig. 123 Sättningen per par kontaktytor för radialbelastning eller komb. axial och radialbelastning

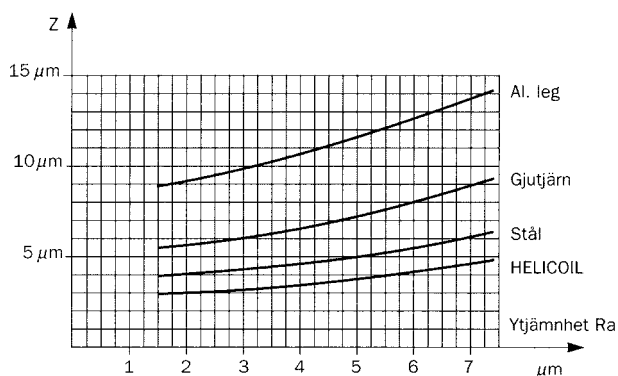


Fig. 124 Sättningen i gängorna

Wiegand och Illgner (nr. 95 i litt.fört.) anger generellt en sättning i gängorna på 5 μm . Då olika profildjup, material och kontaktryck inverkar på sättningens storlek, torde diagrammet i fig. 124 ge en klarare bild över sambandet.

Om HELICOIL insatsgängor införes i konstruktionen reduceras den ogynnsamma belastningsfördelningen på de olika gängvarven. I ett HELICOIL förband ruinskar belastningen på första gängan från 50 % till 30 % av den totala skruvlasten, se fig. 125 b. Den bättre belastningsfördelningen och HELICOIL insatsens större ytterdiameter gör skruvförbandet starkare och du kan välja kortare gänglängd i mjuka och lätta material. Sättningen i gängorna för ett HELICOIL förband framgår av fig. 124.

3.1.3.8

Sättning förorsakad av brickor, packningar, färg m m

Maskinelement typ tandbrickor, fjäderbrickor packningar, plastbrickor etc bör undvikas. Dessa ger som regel upphov till stora sättningar pga nedätning i godset och att de med tiden komprimeras.

Färgskikt i anliggnings- och delningsplan ger också upphov till stora sättningsförluster och bör därför avlägsnas innan ihopmontering sker.

3.1.3.9

Sammanfattning

Den erforderliga förspänningskraften är beroende av sättningen då deformationer förorsakar en förspänningsförlust i skruvförbandet. Sättningens storlek är svår att med säkerhet bestämma. Om man i konstruktionen undviker att använda färg, mjuka maskinelement eller sådana som på grund av tänder åter sig ned i underlaget, torde summan av sättningen i anliggningsytorna och gängorna, fig. 122-124, ge ett tillräckligt bra närmevärde på sättningen Z för olika konstruktionsfall.

Vid ytbehandling såsom förzinkning, kromatering, galvanisering etc. måste speciell hänsyn tas till sättningen.

Exempel:

De hopfogade delarna i skruvförbandet i fig. 125 förutsätts vara av stål. Ytjämnheten i samtliga kontaktytor och gängorna antags vara R_a 4 μm . Sättningen Z tänks då teoretiskt vara summan av sättningen i 3 anliggningsplan samt gängorna.

Ur diagrammet i fig. 122 erhålls anliggningsplanens sättning = $3 \times 3 \mu\text{m} = 9 \mu\text{m}$.

Diagrammet i fig. 124 ger en sättning i gängorna av 5 μm . Den totala sättningen Z blir i detta exempel således ca 14 μm .

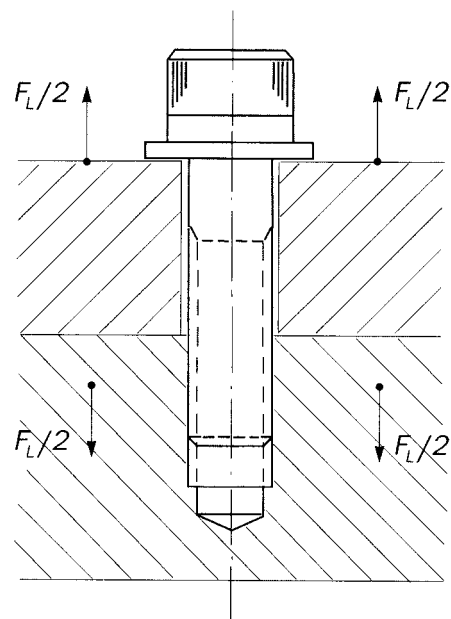


Fig. 125

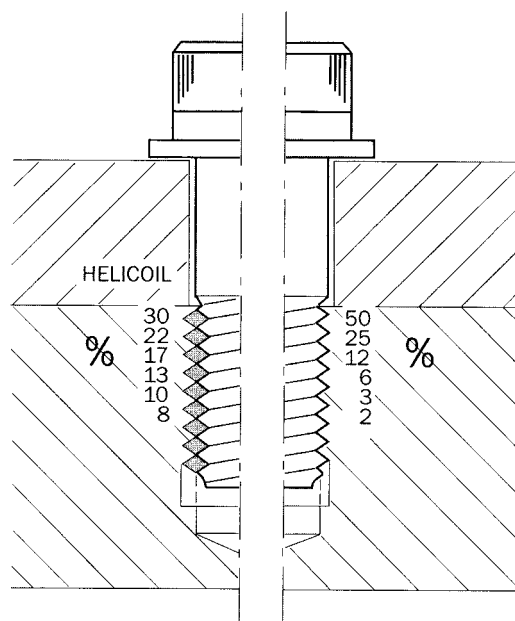


Fig. 125 b I ett HELICOIL förband minskar belastningen på första gängan från 50% till 30%

3.1.4 Erforderlig förspänningskraft beroende av lastens angreppspunkt

Vi har tidigare konstaterat hur den erforderliga förspänningskraften är beroende av lastens storlek och riktning, elasticiteten i skruv och hopfogade delar och av sättningen.

Den för ett visst belastningsfall erforderliga förspänningskraften F_F är slutligen också beroende av var i konstruktionen lasten F_L angriper. Lastens angreppspunkter är i praktiken svåra att bestämma. I sammanfattningen beskriver vi därför en praktisk väg för bestämning av F_F beroende av var F_L angriper.

3.1.4.1 Lasten F_L angriper i mutterns resp. skruvskallens anliggningsplan.

Vid åtdragning av skruvförbandet i fig. 126 ökar dragkraften i skruven utmed linjen O - A, samtidigt som tryckkraften i godset ökar utmed linjen B - A enligt fig. 127.

Om den yttre lasten F_L angriper som fig. 126 visar, d v s under muttern resp. skruvskallen, kommer dragkraften i skruven att öka med en viss del F_{La} utmed linjen O - A - C samtidigt som tryckkraften i godset minskar med en viss del F_{Lb} utmed linjen A - B.

Lutningen på linjerna O - A - C och A - B motsvaras av skruvens resp. godsets fjäderkonstanter baserade på den klämlängd som ligger mellan lastens angreppspunkter, L_n .

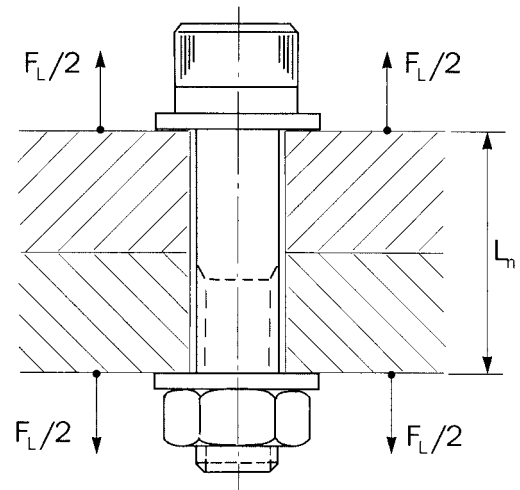


Fig. 126

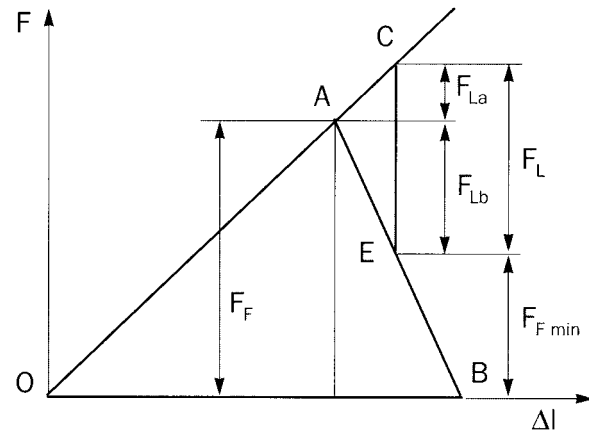


Fig. 127

3.1.4.2

Lasten F_L angriper inne i godset

Förspänningstriangeln O - A - B för skruvförbandet i fig. 128 synes i fig. 129.

Om lasten F_L angriper inne i godset, exempelvis $0,25 L_k$ från mutterns resp. skruvskallens anliggningsplan, kommer tryckkraften att minska för den del av godset som ligger mellan lastens angreppspunkter medan tryckkraften ökar för den del som ligger utanför angreppspunkterna.

Detta innebär att tryckkraftens minskning sker utmed linjen A - B' vars lutning motsvaras av godsets fjäderkonstant baserad på avståndet mellan lastens angreppspunkter dvs $L_n = 0,5 L_k$.

Dragkraften i skruven ökar utmed linjen A - C' vars lutning motsvaras av den fjäderkonstant som erhålls för skruven och den del av godset som ligger utanför angreppspunkterna.

Fig. 130 visar förspänningstriangelns utseende när lasten F_L angriper på fem olika sätt. Som synes minskar F_{Fmin} då lastens angreppspunkter flyttas från förbandets yttertytor mot dess centrum.

3.1.4.3 Sammanfattning

Man kan räkna med att lasten F_L i praktiken i de flesta konstruktioner angriper någonstans inne i godset. Restförspänningen F_{Fmin} blir därför mindre än vad som visats under 3.1.1.

Den erforderliga förspänningskraften F_L är alltså beroende av var i konstruktionen lasten F_L angriper.

I de fall man inte exakt vet var lasten F_L angriper och därmed inte kan välja bland något av fallen I - V, föreslår vi följande beräkningsgång:

1. Vid statisk belastning blir svåraste fallet då lasten F_L angriper i delningsytorna. Beräkna därför skruvdimensionen enligt belastningsfall V.
2. När skruvens dimension fastställts måste, vid fall av dynamisk belastning, utmattningshållfastheten kontrolleras (se kap. 4.8). Därvid ska belastningsfall I användas eftersom detta är svåraste drifts-fallet vid sådan belastning.

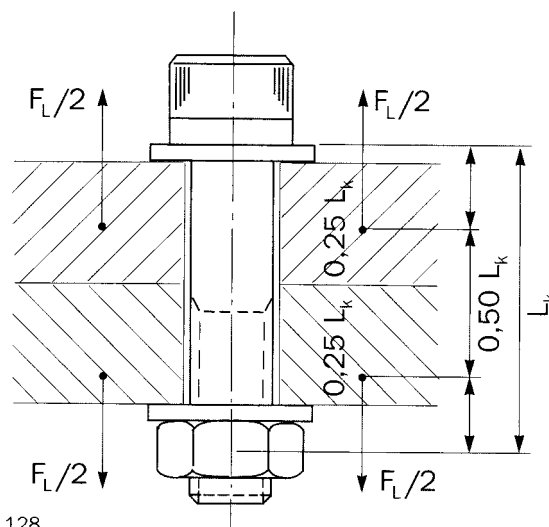


Fig. 128

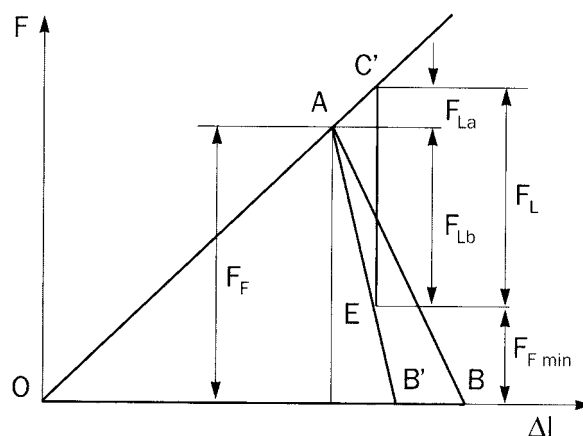
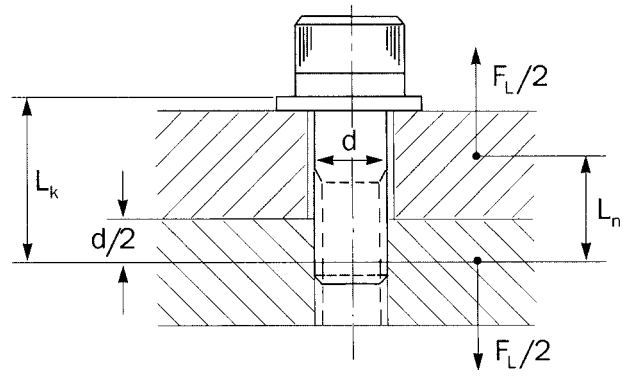
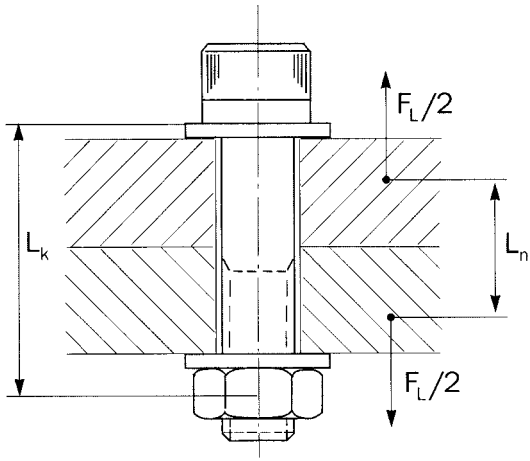
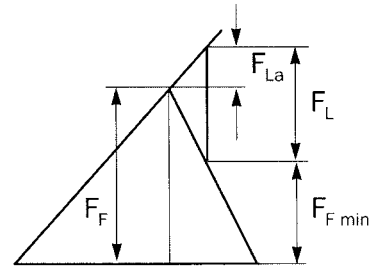


Fig. 129

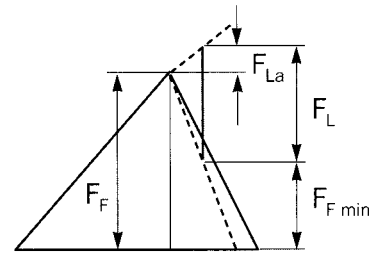


Belastningsfall

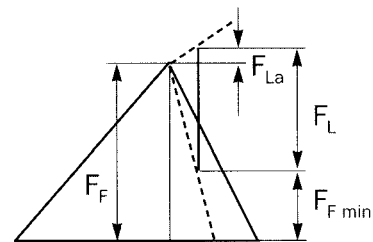
I $L_n = L_k$



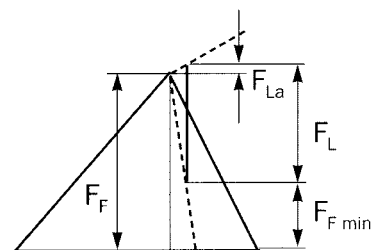
II $L_n = 3/4 L_k$



III $L_n = 1/2 L_k$



IV $L_n = 1/4 L_k$



V $L_n = 0$

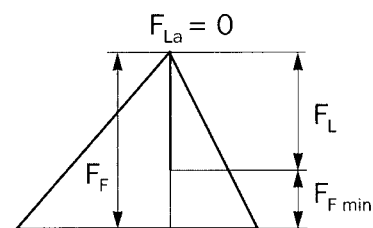


Fig. 130

4. Beräkning och dimensionering

4.1 Beräkning av erforderlig förspänningskraft F_F

4.1.1 Skruvförbandet påverkas av axiell dragkraft

Om skruvförbandet påverkas av en axiell dragkraft, enligt fig. 131 a, blir den erforderliga förspänningskraften F_F :

$$F_F = F_Z + F_{Lb} + F_{Fmin} \quad \dots \quad (13)$$

- F_F = erforderlig förspänningskraft
- F_Z = förspänningsförlust pga sättningen
- F_{Lb} = förspänningsförlust pga yttre lasten F_L
- F_{Fmin} = lägsta restförspänningen som säkerhetsmarginal för att skruvförbandet ej ska bli helt avlastat

4.1.1.1 Beräkning av förspänningsförlust F_Z

Enligt fig. 131 a försäkras sättningen en förspänningsförlust F_Z . Den är beroende av storleken på sättningen och elasticiteten hos skruv och hopfogade delar, dvs lutningen på linjerna O - A och B - A.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_Z}{Z_1} = C_s \quad \dots \quad (14)$$

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{F_Z}{Z_2} = C_g \quad \dots \quad (15)$$

Eftersom $Z = Z_1 + Z_2$ blir $Z = \frac{F_Z}{C_s} + \frac{F_Z}{C_g}$

varav följer att $F_Z = Z \frac{C_s \times C_g}{C_s + C_g}$

Införes en sättningsfaktor $Z_f = \frac{C_s \times C_g}{C_s + C_g}$

$$\text{blir } F_Z = Z \times Z_f \quad \dots \quad (16)$$

Z_f kan antingen beräknas eller avläsas ur diagrammen, se fig. 163-168.

De angivna värdena för Z_f är beräknade för C_g enligt Fritsches teorem med $D_g \geq (K_m \times L_K + D_S)$, se 3.1.2.3.

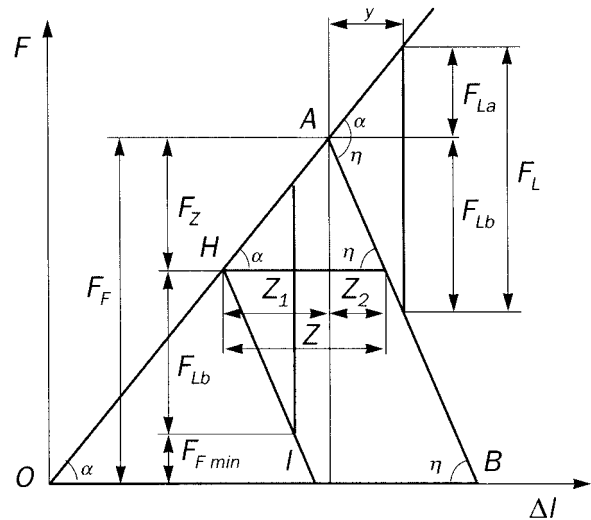


Fig. 131 a

4.1.1.2 Beräkning av förspänningsförlust F_{Lb}

En tillsatskraft F_{La} , och en förspänningsförlust F_{Lb} åstadkommes av den yttre lasten F_L .

Enligt fig. 131 är $\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{La}}{\gamma} = C_s$ och

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{F_{Lb}}{\gamma} = C_g$$

Eftersom $F_{Lb} = F_L - F_{La}$ blir

$$\gamma = \frac{F_{La}}{C_s} = \frac{F_{Lb}}{C_g} = \frac{F_L - F_{La}}{C_g}$$

varav följer att $F_{La} = F_L \frac{C_s}{C_s + C_g}$

$$\text{och } F_{Lb} = F_L \left(1 - \frac{C_s}{C_s + C_g} \right) \quad \dots \quad (17)$$

Ovanstående gäller under förutsättning att lasten F_L angriper i mutterns respektive skruvskallens anliggningsplan.

Under 3.1.4.2 och i fig. 130 har kraftspelet visats när lasten F_L angriper inne i godset.

Om man betecknar avståndet mellan lastens angreppspunkter med L_n , blir fjäderkonstanten C_I för den del av godset som ligger mellan angreppspunkterna

$$C_I = \frac{E \times A}{L_n}$$

och fjäderkonstanten C_{II} för den del av godset som ligger utanför

$$C_{II} = \frac{E \times A}{Lk - L_n}$$

Fjäderkonstanten C_{III} för skruven och den del av godset som ligger utanför lastens angreppspunkter blir

$$\frac{1}{C_{III}} = \frac{1}{C_S} + \frac{1}{C_{II}}$$

Med ovanstående beteckningar för fjäderkonstanterna får man

$$F_{La} = F_L \frac{C_{III}}{C_{III} + C_I} \text{ och } F_{Lb} = F_L \left(1 - \frac{C_{III}}{C_{III} + C_I} \right)$$

Inför man en lastfaktor L_f för uttrycket $\frac{C_{III}}{C_{III} + C_I}$

erhålls $F_{Lb} = F_L (1 - L_f) \dots \dots \dots (18)$

Lastfaktorn L_f kan antingen beräknas eller för de fem fallen som upptagits i fig. 130 erhålls L_f ur diagrammen i fig. 160 - 162.

De däri angivna värdena på L_f är närmevärden och beräknade för C_g enligt Fritsches teorem med $D_g \geq (K_m \times L_k + D_s)$

4.1.1.3

Restförspanning F_{Fmin}

Det är konstaterat i kap. 3.1.1 att det alltid måste finnas en viss restförspanning F_{Fmin} för att förbandet ska behålla sin funktion.

Vid skruvberäkningen ska man i princip ej behöva införa något värde på F_{Fmin} eftersom de riktlinjer och värden för beräkningen som anges i denna handbok bör ge tillräcklig säkerhet för att förspänningskraften ej blir helt avlastad och således F_{Fmin} blir lika med noll.

Om konstruktören ändå väljer att införa en viss säkerhetsmarginal mot fullständig avlastning bör F_{Fmin} väljas så liten som möjligt. F_{Fmin} väljs lämpligen till 10-20 % av den yttre lasten F_L för att undvika risk för överdimensionering.

4.1.2

Skruvförbandet påverkas av radiell kraft

Om skruvförbandet enbart påverkas av en radiell kraft ska förspänningskraften ge en restklämkraft F_{Fmin} som är så stor att de sammanfogade delarna ej rör sig i förhållande till varandra.

Den erforderliga förspänningskraften F_F blir för detta belastningsfall, se fig. 131 b:

$$F_F = F_Z + F_{Fmin}$$

F_F = erforderlig förspänningskraft

F_Z = förspänningsförlust på grund av sättning

F_{Fmin} = lägsta restförspanningen som garanterar att de hopfogade delarna ej rör sig i förhållande till varandra, $F_{Fmin} \geq F_q$

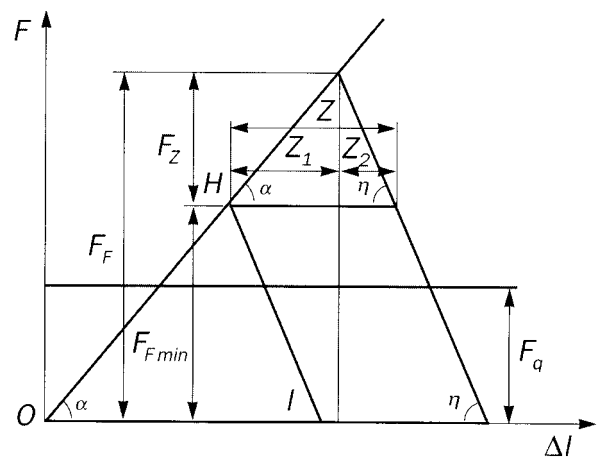


Fig. 131 b

För beräkning av förspänningsförlusten F_L se kap. 4.1.1.1.

För att de hopfogade delarna ej ska röra sig i förhållande till varandra måste F_{Fmin} vara minst lika stor som den mot skjuvkraften Q svarande axialkraften F_q

$$F_{Fmin} \geq F_q = \frac{Q}{\mu_{plan}}$$

μ_{plan} = friktionskoefficienten mellan kontaktytorna.

Väljs för den av kontaktytorna som har den minsta friktionskoefficienten.

I likhet med vad som sagts i kap. 4.1.1.3 ska ej någon extra säkerhetsmarginal mot avlastning behöva införas. F_{Fmin} sätts vanligtvis lika med F_q

Föredrar konstruktören att införa en säkerhetsfaktor, bör F_{Fmin} ej väljas större än 1,1-1,2 x F_q för att undvika överdimensionering.

4.1.3

Skruvförbandet påverkas av både axial- och radialkraft

I enlighet med fig. 131 c blir den erforderliga förspänningskraften F_F för detta belastningsfall:

$$F_F = F_Z + F_{Lb} + F_{Fmin}$$

F_F = erforderlig förspänningskraft

F_Z = förspänningsförlust på grund av sättning Z

F_{Lb} = förspänningsförlust på grund av den yttre lasten F_L

F_{Fmin} = lägsta restförspänningen som garanterar att de hopfogade delarna ej rör sig i förhållande till varandra, $F_{Fmin} > F_q$

Beräkning av förspänningsförlusten F_Z se kap. 4.1.1.1

Beräkning av förspänningsförlusten F_{Lb} , se kap. 4.1.1.2.

Restförspänningen F_{Fmin} måste vara minst lika stor som den mot skjuvkraften Q svarande axialkraften F_q om de hopfogade delarna ej ska röra sig i förhållande till varandra.

μ_{plan} = friktionskoefficienten mellan kontaktytorna.
Väljs för den av kontaktytorna som har den minsta friktionskoefficienten.

F_{Fmin} sättes i regel lika med F_q av skäl som beskrivits i kap. 4.1.2.

Föredrar konstruktören att införa en säkerhetsfaktor föreslås att F_{Fmin} ej väljs större än 1,1-1,2 ($F_q + F_L$) för att undvika risk för överdimensionering.

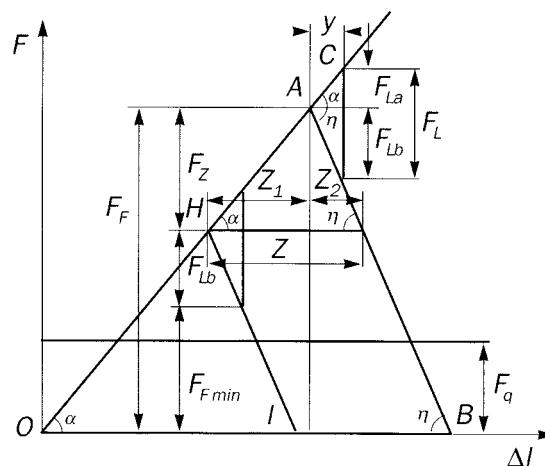


Fig. 131 c

4.1.4

Sammanfattning

Om ett skruvförband ska kunna uppfylla sin funktion att klämma, fästa, sammanfoga, täta etc, måste en viss erforderlig förspänningskraft åstadkommas. Denna ska trots avlastning alltid ha ett positivt värde.

De faktorer som påverkar förspänningskraftens avlastning är lastens storlek och riktning, elasticiteten i skruv och hopfogade delar, sättningens storlek samt lastens angreppspunkt i konstruktionen.

Det är gynnsamt att välja en så liten skruvdiameter och lång klämlängd som möjligt eftersom ett skruvförband med ett större värde på förhållandet L_k/d får en mindre förspänningsförlust på grund av sättningen.

Vid dynamisk belastning kommer vid ett sådant val F_{La} att bli mindre då skruven påverkas av en mindre pulserande belastning (större utmattningshållfasthet).

Om F_{Fmin} kan hållas positivt och skruven alltså ej genom förspänningsförlust avlastas får man säker låseffekt helt utan sekundära låselement, såsom primär låsning med förspänning.

4.2

Beräkning av max. tillåten förspanningskraft för antaget värde för friktionskoefficienten μ_g

Vid åtdragning av ett skruvförband utsätts skruven inte bara för dragpåkänning utan även för vridpåkänning på grund av gängfriktionens bromsande inverkan. Dragspänningen σ_d minskar med ökad friktionskoefficient vilket innebär att den tillåtna förspanningskraften F_F också minskar med ökat värde på μ_g .

För att beräkna σ_d införes följande beteckningar:

- F_F = Förspanningskraft i N
- σ_e = Effektivspänning i N/mm²
- σ_d = Dragspänning i N/mm²
- R_{eL} = Sträckgräns i N/mm²
- τ = Vridspänning i N/mm²
- A_S = Spänningsarea i mm²
- φ = Stigningsvinkel
- ε = Friktionsvinkel ($\operatorname{tg} \varepsilon = \mu_g$)
- ε' = Friktionsvinkel erhållen ur gänggeometrin ($\operatorname{tg} \varepsilon' = \mu_g'$)
- β = Profilvinkel
- d_m = Skruvens medeldiameter i mm
- d_i = Skruvens medeldiameter i mm
- d_s = Skruvens innerdiameter i mm
- d_{sk} = Skruvens skaftdiameter i mm
- M_g = Gängmoment i Nmm
- V_p = Vridmotstånd
- v = Nyttjandegrad
- P = Stigning i mm

En effektivspänning σ_e kan beräknas ur dragspänningen σ_d och vridspänningen τ .

Enligt deviationsarbetshypotesen är

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_d^2 + 3\tau^2} \quad \dots \dots \dots (19)$$

För vridspänningen gäller $\tau = \frac{M_g}{W_p} \quad \dots \dots \dots (20)$

där gängmomentet $M_g = \sigma_d \times A_s \times \frac{d_m}{2} \times \operatorname{tg}(\varphi + \varepsilon')$ (21)

och vridmomentet $W_p = \frac{\pi \times d_s^3}{16} \quad \dots \dots \dots (22)$

Om v betecknar till hur stor del av sträckgränsen materialet får ansträngas blir $\sigma_e = v \times R_{eL}$ varav följer att

$$\sigma_d = \frac{v \times R_{eL}}{\sqrt{1 + 0,75 \left[\frac{8 \times d_m}{d_m + d_i} \times \operatorname{tg}(\varphi + \varepsilon') \right]^2}} \quad (23 \text{ a})$$

om man sätter spänningsdiametern $d_s = \frac{d_m + d_i}{2}$

i uttrycket för spänningsarean A_S och vridmotståndet W_p .

Vidare gäller:

$$\operatorname{tg}(\varphi + \varepsilon') = \frac{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \varepsilon'}{1 - \operatorname{tg} \varphi \times \operatorname{tg} \varepsilon'}$$

Praktiskt kan man sätta $\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \varepsilon' = 0$ vilket innebär att

$$\operatorname{tg}(\varphi + \varepsilon') = \operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \varepsilon'$$

där $\operatorname{tg} \varphi = \frac{P}{\pi \times d_m}$ och

$$\operatorname{tg} \varepsilon' = \mu_g' = \frac{\mu_g}{\cos \varphi \times \cos \beta / 2}$$

$\cos \varphi$ kan sättas lika med 1 och uttrycket för dragspänningen blir då

$$\sigma_d = \frac{v \times R_{eL}}{\sqrt{1 + 0,75 \left[\frac{8 \times d_m}{d_m + d_i} \left(\frac{P}{\pi \times d_m} \times \frac{\mu_g}{\cos \beta / 2} \right) \right]^2}} \quad \dots \dots \dots (23 \text{ b})$$

Sätter man nu

$$\sigma_d = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,75 \left[\frac{8 \times d_m}{d_m + d_i} \left(\frac{P}{\pi \times d_m} \times \frac{\mu_g}{\cos \beta / 2} \right) \right]^2}}$$

lika med en korrektionsfaktor K_p kan ovanstående formel förenklas till

$$\sigma_d = K_p \times v \times R_{eL} \quad \dots \dots \dots (24)$$

där K_p för olika gängfriktionskoefficienter kan erhållas ur diagrammet i fig. 132.

Max tillåten förspanningskraft erhålls ur formeln

$$F_F = \sigma_d \times A_s \quad \dots \dots \dots (25)$$

Kommentar:

När man sätter vridmotståndet $W_p = \frac{\pi \times d_s^3}{16}$ har man

räknat med att kraftparet verkar i ett plan vinkelrätt mot skruvens axel.

Emellertid är kraftparets angreppspunkter för ett skruvförband på grund av stigningen förskjutna i förhållande till snittytan. Det är möjligt att ett praktiskt ännu riktigare värde på σ_d än vad som erhålls med formel (23), erhålls om man vid beräkning av vridmotståndet räknar med medeldiametern d_m .

$$W_p = \frac{\pi \times d_m^3}{16}$$

Dragspänningen skulle då bli

$$\sigma_d = \frac{v \times R_{eL}}{\sqrt{1 + 0,75 \left[\left(\frac{d_m + d_i}{d_m} \right)^2 \times \text{tg}(\varphi + \varepsilon') \right]^2}} \dots (26)$$

Ofta anges dragspänningen något felaktigt som

$$\sigma_d = \frac{v \times R_{eL}}{\sqrt{1 + 12 \left[\frac{\text{tg}(\varphi + \varepsilon)}{\cos \beta / 2} \times \frac{d_m}{d_i} \right]^2}} \dots (27)$$

Denna formel liknar den som gäller för skruv med nedsvarvat liv s k "livskruv"

$$\sigma_d = \frac{v \times R_{eL}}{\sqrt{1 + 12 \left[\text{tg}(\varphi + \varepsilon') \times \frac{d_m}{d_{sk}} \right]^2}}$$

Förspännings- och momenttabeller är i denna handbok baserade på dragspänning enligt formel 23

4.2.1

Sammanfattning

Den maximalt tillåtna förspänningskraften för ett skruvförband låter sig beräknas ur förhållandet

$$F_F = \sigma_d \times A_s$$

där skruvens spänningsarea

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_i}{2} \right)^2$$

och dragspänningen

$$\sigma_d = K_p \times v \times R_{eL}$$

Korrektionsfaktorn K_p väljs ur diagrammet i fig. 132.

Den är som synes starkt beroende av gängfriktionskoefficienten μ_g . Ett lågt värde på μ_g innebär ett mindre torsionsmoment, vilket betyder en större förspänningskraft och således att skruven utnyttjas bättre.

v anger hur stor del av skruvens sträckgräns som kan utnyttjas, se inledningen, sidan 7.

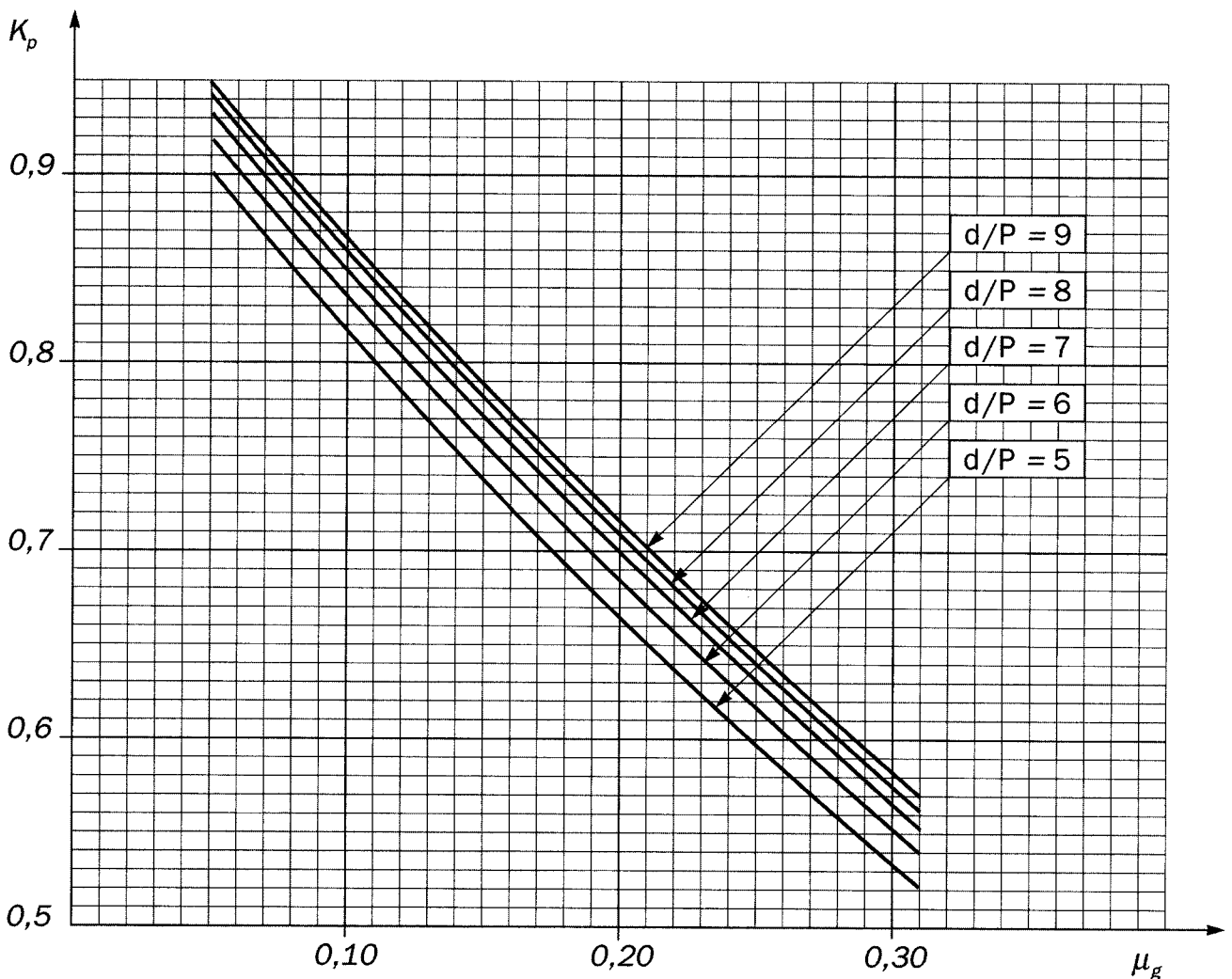


Fig 132

4.3

Beräkning av åtdragningsmoment M_v

Det åtdragningsmoment som erfordras för att erhålla den önskade förspänningskraften F_F är

$$M_v = M_g + M_a$$

$$\text{Där } M_g = F_F \times \frac{d_m}{2} \times \text{tg}(\varphi + \varepsilon')$$

$$\text{och } M_a = F_F \times \mu_a \times \frac{D_a}{2}$$

varav följer att

$$M_v = F_F \left[\frac{d_m}{2} \times \frac{\text{tg}\varphi + \text{tg}\varepsilon'}{1 - \text{tg}\varphi + \text{tg}\varepsilon'} + \mu_a \times \frac{D_a}{2} \right]$$

$$\text{om } \text{tg}\varphi = \frac{P}{\pi \times d_m} \text{ och } \text{tg}\varepsilon' = \mu_g' = \frac{\mu_g}{\cos\varphi \times \cos\beta/2}$$

insätts i formeln erhålls att

$$M_v = F_F \left[\frac{d_m}{2} \left(\frac{P}{\pi \times d_m - \frac{P \times \mu_g}{\cos\varphi \times \cos\beta/2}} + \frac{\pi \times d_m \times \frac{\mu_g}{\cos\varphi \times \cos\beta/2}}{\pi \times d_m - \frac{P \times \mu_g}{\cos\varphi \times \cos\beta/2}} \right) + \mu_a \times \frac{D_a}{2} \right] \dots\dots\dots (29)$$

Om man nu inför korrektionsfaktorerna K_s och K_g för

$$\text{uttrycken } \frac{d_m}{2} \times \frac{1}{\pi \times d_m - \frac{P \times \mu_g}{\cos\varphi \times \cos\beta/2}} = K_s$$

$$\text{resp. } \frac{d_m}{2} \times \frac{\pi \times \frac{1}{\cos\varphi \times \cos\beta/2}}{\pi \times d_m - \frac{P \times \mu_g}{\cos\varphi \times \cos\beta/2}} = K_g$$

kan ovanstående formel förenklas till

$$M_v = F_F (K_s \times P + K_g \times d_m \times \mu_g + 0.5 \times D_a \times \mu_a) \dots\dots\dots (30)$$

K_s och K_g kan väljas för olika gängfriktionskoefficienter ur diagrammet i fig. 133.

F_F = Förspänningskraft i N

M_v = Åtdragningsmoment i Nm

M_g = Gängmoment i Nm

M_a = Anliggningsmoment i Nm

d_m = Skruvens medeldiameter i mm

D_a = Anliggningsdiametern i mm $(D_s + D_h)/2$

D_s = Skruvskallens eller mutterns ytterdiameter i mm

D_h = Frigående hålets diameter i mm

φ = Stigningsvinkel

ε = Friktionsvinkel ($\text{tg } \varepsilon = \mu_g$)

ε' = Friktionsvinkel erhållen ur gänggeometrin ($\text{tg } \varepsilon' = \mu_g'$)

β = Profilvinkel

μ_g = Friktionskoefficient i gängornas kontaktytor

μ_g' = Friktionskoefficient erhållen ur gänggeometrin

μ_a = Friktionskoefficient i anliggningsplanets

kontaktytor

P = Stigning i mm

K_s = Korrektionsfaktor

K_g = Korrektionsfaktor

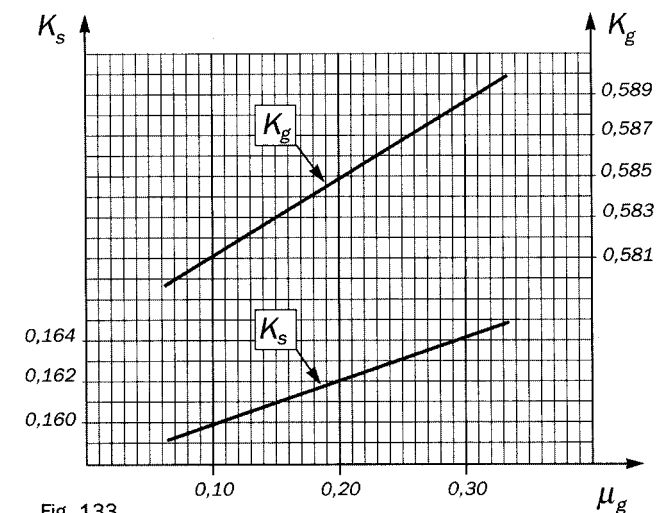


Fig. 133

4.3.1

Sammanfattning

Det åtdragningsmoment som erfordras för att erhålla Önskad förspänningskraft beräknas ur formel (30).

Ur momentformeln kan man utläsa åtdragningsmomentets beroende av stigning, gängfriktion och skallfriktion. Dessutom kan man utläsa skruvdiameterens inverkan på förspänningskraften om man applicerar samma moment på olika skruvdimensioner.

Ett noggrant åtdragningsmoment är mycket viktigt för skruvförbandets funktion. Hög och jämn skruvqualität tillsammans med snäva toleranser är dessutom viktigt för maximal förspänning och garanterad skruvlåsning (primär skruvlåsning, se kap. 4.1.4).

Som synes i ovanstående diagram är korrektionsfaktorernas variationer ganska små, vilket innebär att dessa kan ersättas med konstanter.

För gängfriktionskoefficienten $\mu_g = 0,15$ blir $K_S = 0,161$ och $K_g = 0,583$. Detta kan man betrakta som genomsnittsvärden, vilket innebär att momentformeln kommer att få följande utseende.

$$M_V = F_F (0,161 \times P + 0,583 \times d_m \times \mu_g + 0,5 \times D_a \times \mu_a)$$

**4.4
Spridning i skruvförbandet**

I kapitel 3.1 har beskrivits hur den erforderliga förspänningskraften kan beräknas. I kapitel 4.2 har visats hur max. tillåten förspänningskraft med hänsyn tagen till torsionsspänning och spridning beräknas.

Den förspänningskraft som kan erhållas för ett visst åtdragningsmoment varierar högst avsevärt. Detta beror dels på den spridning av friktionsvärdet som alltid erhålls både i gängorna och under skruvskallen och dels på spridningen hos åtdragningsmomentet.

Det är inte möjligt att ge ett säkert värde på friktionskoefficienten på grund av det stora antal faktorer som påverkar densamma. Exempel på sådana faktorer är ytfinhet, smörjtillstånd, material, ytbehandling, åtdragningshastighet och värme.

Ännu svårare är det att på förhand bestämma förspänningskraftens spridning. Spridningen påverkas, i enlighet med vad som sagts ovan, av gäng- och skalfriktionens spridning, men också av spridningen i det applicerade momentet.

För att konstruktören med tillfredsställande säkerhet ska ha möjlighet att beräkna sitt skruvförband är det viktigt att ange riktlinjer för friktionskoefficienter och spridningar på basis av de undersökningar som gjorts, även om dessa är ofullständiga. Senare undersökningar kan komma att visa andra värden.

Tabellen i fig. 1 34 anger friktionskoefficienten μ_g för skruv och mutter med olika ytbehandling och smörj tillstånd enligt undersökningar gjorda av Kellerman und Klein (nr. 53 i litt.fört.)

I tabellen i fig. 1 35 är upptaget ett genomsnitt av vad som brukar anges som minvärden för friktionskoefficienten μ_g samt förväntad max. spridning av förspänningskraften för olika skruv- och mutterkombinationer.

Skruven antags vara dragen med momentnyckel och försedd med en härdad planbricka under skallen.

Den i tabellen angivna spridningen är totalspridning vilket innebär att förspänningskraftens spridning är \pm halva totalspridningen.

För att ge konstruktören en ungefärlig uppfattning om förväntade friktionskoefficienter för andra kombinationer av ytor och ytillstånd än vad som angivits i tabellerna fig. 134—135 visas för gängor och anliggningsplan en schematisk uppställning i fig. 136 och 137.

Generellt kan sägas att gängfriktionskoefficienten μ_g vanligen bör väljas ur kolumnen "skuren gänga normal" och skalfriktionskoefficienten μ_a för planbricka eller motsvarande underlag.

Tabell över friktionskoefficienten μ_g för olika kombinationer skruv - mutter				
Skruv	Mutter	Totalspridning		
		Osmort μ_g	Olja μ_g	MoS ₂ μ_g
Obehandl.	Obehandl.	0,20 - 0,35	0,16 - 0,23	0,13 - 0,19
Fosf.	Obehandl.	0,28 - 0,40	0,16 - 0,33	0,13 - 0,19
Förzink.	Obehandl.	0,12 - 0,23	0,14 - 0,19	0,10 - 0,17
c:a 5 μm				
Förzink.	Obehandl.	0,18 - 0,44	0,11 - 0,17	0,10 - 0,14
c:a 15 μm				
Kadm.	Obehandl.	0,10 - 0,19	0,10 - 0,17	0,13 - 0,17
c:a 3 μm				
Kadm.	Obehandl.	0,18 - 0,31	0,10 - 0,14	0,13 - 0,15
c:a 8 μm				
Förzink.	Förzink.	0,17 - 0,45	0,12 - 0,18	0,10 - 0,16
c:a 5 μm				
Förzink.	Förzink.	0,17 - 0,39	0,12 - 0,22	0,13 - 0,20
c:a 15 μm				
Kadm.	Kadm.	0,16 - 0,38	0,11 - 0,18	0,10 - 0,13
c:a 3 μm				
Kadm.	Kadm.	0,23 - 0,38	0,10 - 0,17	0,10 - 0,16
c:a 8 μm				

Fig. 134

Tabell visande min-värden för gängfriktionskoefficienten μ_g samt förspänningskraftens F_F totalspridning för olika kombinationer skruv -mutter (momentnyckel)							
Skruv	Mutter	Totalspridning					
		Osmort μ_g		Olja μ_g		MoS ₂ μ_g	
		μ_g	%	μ_g	%	μ_g	%
Obehandl.	Obehandl.	0,175	60	0,175	50	0,125	40
Fosf.	Obehandl.	0,175	60	0,175	40	0,125	35
Förzink.	Obehandl.	0,15	60	0,15	60	0,125	60
c:a 5 μm							
Förzink.	Obehandl.	0,175	70	0,15	60	0,125	60
c:a 15 μm							
Förzink.	Obehandl.	0,125	50	0,125	50	0,125	45
c:a 3 μm							
Förzink.	Obehandl.	0,125	55	0,125	55	0,125	50
c:a 8 μm							
Fosf.	Fosf.	0,15	60	0,15	40	0,125	35
Förzink.	Förzink.	0,15	70	0,15	65	0,125	60
c:a 5 μm c:a 5 μm							
Förzink.	Förzink.	0,15	70	0,15	65	0,125	60
c:a 15 μm c:a 5 μm							
Kadm.	Kadm.	0,125	55	0,125	55	0,125	50
c:a 3 μm c:a 5 μm							
Kadm.	Kadm.	0,15	60	0,125	60	0,125	55
c:a 8 μm c:a 5 μm							

Fig. 135

Tabell över gängfriktionens inverkan på förspänningskraftens spridning (se fig. 140).							
Friktionskoefficienter							
Muttergängans beskaffenhet	Ytjämnhet μm	μg		μg		μg	
		Osmort	Spr.	Olja	Spr.	MoS ₂	Spr.
Valsad gänga HELICOIL	Ra < 0,3	0,10	C	0,10	B	0,075	A
Skuren gänga mycket god	Ra 2,5 - 4,6	0,15	E	0,15	D	0,125	B
Skuren gänga normal	Ra 3,6 - 7	0,175	F	0,175	E	0,125	C
Skuren gänga mindregod	Ra > 6	0,20	G	0,20	F	0,15	D

Fig. 136

Tabell över anliggningsfriktionens inverkan på förspänningskraftens spridning (se fig. 140).							
Friktionskoefficienter							
Anliggningsplanens beskaffenhet	Ytjämnhet μm	μa		μa		μa	
		Osmort	Spr.	Olja	Spr.	MoS ₂	Spr.
Grovläppning Kallvalsning Planbrickor Finfräsning med ändfräs Finhyvling Medelfinslipning Slätfräsning med valsfräs Slätsvarvning Tätningssytor med packning	Ra 1,4 - 3,6	0,125	III	0,125	II	0,10	I
Anliggningsytor Utseendeytor utan särskild funktion	Ra 2,5 - 6	0,15	IV	0,15	III	0,125	II
Finsandblästring Grovfräsning med valsfräs Grovsipning Grovsvarvning Slätfräsning med ändfräs Släthyvling	Ra 3,6 - 10	0,175	V	0,175	IV	0,125	III

Fig. 137

**4.4.1
Spridningens inverkan på
förspänningskraften F_F**

Förspänningskraftens spridning för några olika skruv- och mutterkombinationer vid dragning med momentnyckel har visats i fig. 135.

Som redan nämnts är förspänningskraftens spridning beroende av både friktionskoefficienternas spridning och spridningen i det applicerade åtdragningsmomentet

Förspänningskraftens övre spridningsvärde $F_{F\ddot{O}}$ kan beräknas ur förhållandet

$$F_{F\ddot{O}} = \frac{M_v \text{ max}}{K_s \times P + K_g \times d_m \times \mu_g \text{ min} + 0,5 \times D_a \times \mu_a \text{ min}}$$

och förspänningskraftens undre spridningsvärde $F_{F\ddot{U}}$ ur förhållandet

$$F_{F\ddot{U}} = \frac{M_v \text{ min}}{K_s \times P + K_g \times d_m \times \mu_g \text{ max} + 0,5 \times D_a \times \mu_a \text{ max}}$$

Spridningsbandet för ett blankt, osmört skruvförband med planbricka under skruvskallen och draget med momentnyckel är inlagt i fig. 138.

For ett åtdragningsmoment av 40 Nm kan man avläsa en medelförspanning $F_{F\text{med}}$ av ca 17 kN, övre spridningsvärde $F_{F\ddot{O}} = 22$ kN och undre spridningsvärde $F_{F\ddot{U}} = 12$ kN. Spridning ca ± 30 %. Totalt 60 %.

For att kunna jämföra den för ett visst belastningsfall erforderliga förspänningskraften $F_{F\text{erf}}$, vars beräkning visats i kap. 3.1, med den förväntade förspänningskraftens övre och undre spridningsgräns införes en spridningsfaktor S_f . Härvid gäller att

$$F_{Fu} = F_{F\text{erf}} \text{ och } \dots \dots \dots (31)$$

$$F_{Fu} = S_f \times F_{F\text{erf}} \dots \dots \dots (32)$$

Om tabellen i fig. 135 används för bestämning av spridningens storlek erhålls spridningsfaktorn S_f ur tabellen, fig. 139, för de uppgivna spridningsprocenten.

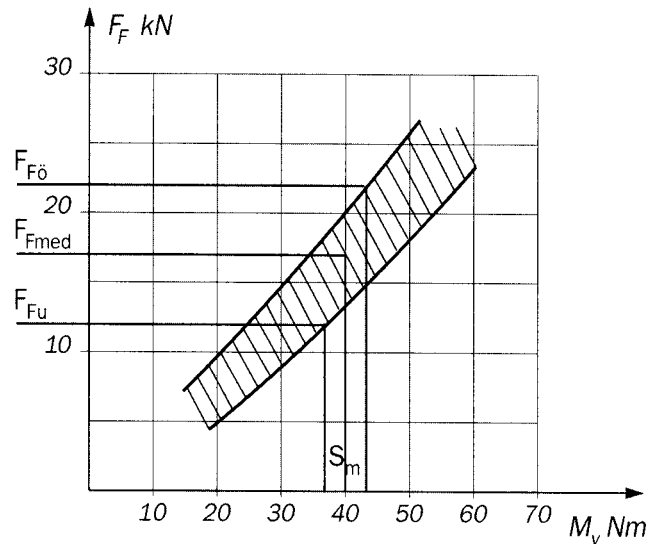


Fig. 138

Tabell för spridningsfaktorn S_f

Totalspridning	S_f
20%	1,22
25%	1,28
30%	1,35
35%	1,42
40%	1,50
45 %	1,58
50%	1,67
55%	1,76
60%	1,86
65%	1,96
70%	2,04
75 %	2,20
80 %	2,33
85 %	2,48
90%	2,64
95%	2,81
100%	3,00
110%	3,44
120%	4,00

Fig. 139

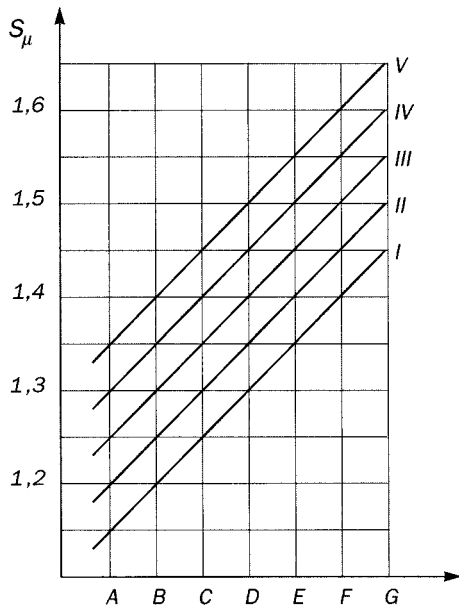


Fig. 140 Från fig. 136 och 137

Som redan nämnts är förspänningskraftens spridning beroende av både friktionskoefficienternas spridning, S_μ och spridningen i det applicerade åtdragningsmomentet, S_m

Spridning i friktioner i gängen och anliggningsplanet kan definieras med hjälp av tabellerna, fig. 136 - 137. Spridningen hos S_μ avläses ur fig. 140.

I tabellen i fig. 141 anges momentspridningen S_m där v s hur olika åtdragningsmetoder påverkar förspänningskraftens spridning.

Produkterna av S_μ och S_m ger spridningsfaktorn S_f .

$$S_u \times S_m = S_f$$

Tabell över åtdragningsmetodens inverkan på förspänningskraftens spridning

Åtdragningsmetod	S_m
Luftdrivna hydrauliska skruv/mutterdragare	1,11 ¹⁾
Momentnyckel	1,3
Luftdrivna mekaniska skruv/mutterdragare	2,5
Annan ej momentbestämd metod	3

Fig. 141 ¹⁾Spridningen 1,1 gäller URYU och PLARAD skruv- och mutterdragare

4.4.2 Sammanfattning

Stora spridningar påverkar såväl skruvförbandets tillförlitlighet som dess dimension. För att minimera spridning i förspänningskraft måste man arbeta med material och smörjmedelskombinationer som ger små spridningar i friktionsförhållandena. Dessutom erfordras monteringsutrustningar med stor noggrannhet.

4.5 Hur hårt kan skruven utnyttjas

Skruven utsätts vid åtdragningen för både dragning och vridning. Enligt formel (24) är dragspänningen

$$\sigma_d = K_p \times v \times R_{eL}$$

K_p som är starkt beroende av gängfriktionskoefficienten μ_g , anger till hur stor del av sträckgränsen materialet skruven får ansträngas på grund av förvridningen.

v visar den säkerhetsmarginal som erfordras för att sträckgränsen ej ska överskridas när tillsattspänningen F_{La} tillkommer. v sättes i allmänhet till 0,9.

Angivna värden för förspänningskraft och åtdragningsmoment i tabellerna, fig. 147-149 är räknade för $v = 0,9$.

För att kunna kontrollera att säkerhetsmarginalen är tillräcklig anges i tabell, fig. 150 max. tillåten dragpå-känning

$$F_{Ff \max} = R_m \times A_s \text{ samt } 0,9 F_{Fd \max}$$

Man bör kontrollera att:

$$(0,9 F_{Fd \max} + F_{La}) \leq F_{Fd \max} \dots \dots \dots (33)$$

där F_{La} beräknas enligt kap. 3.1.4.

4.6 Varför bör inte skruvförbandet överdimensioneras

Förutom de rent ekonomiska aspekter man kan ha på överdimensionering innebär det också ofta ett sämre skruvförband. Låt oss antaga att M 16, 12.9-skruv är tillräcklig för att klara ett visst belastningsfall, men att man använt M 30, 12.9.

Det kan tyckas att den större dimensionen skulle ha mångfaldig säkerhet för att klara det aktuella belastningsfallet. Nedanstående beräkningsexempel får belysa att det i praktiken kan bli annorlunda om inte speciella åtgärder vidtages.

Beräkningsdata:

M 16-12.9	M 30-12.9
$R_{eL} = 1080 \text{ N/mm}^2$	$R_{eL} = 1080 \text{ N/mm}^2$
$A_s = 157 \text{ mm}^2$	$A_s = 560 \text{ mm}^2$
$d_m = 14,70 \text{ mm}$	$d_m = 27,73 \text{ mm}$
$P = 2,0 \text{ mm}$	$P = 3,5 \text{ mm}$
$d_a = 21,0 \text{ mm}$	$d_a = 39,0 \text{ mm}$
$d/P = 8,0$	$d/P = 8,6$
$\mu_g = 0,175$	$\mu_g = 0,175$
$\mu_a = 0,125$	$\mu_a = 0,125$

Beräkning av förspänningskraft och åtdragningsmoment för M 16:

$$\begin{aligned}\sigma_d &= K_p \times v \times R_{eL} \\ \sigma_d &= 0,75 \times 0,9 \times 1080 = 729 \text{ n/mm}^2 \\ F_F &= \sigma_d \times A_s \\ F_F &= 729 \times 157 = 114453 \text{ N} \\ M_v &= F_F(0,161 \times P + 0,583 \times d_m \times \mu_g + 0,5 \times \\ &\quad D_a \times \mu_a) \\ M_v &= 114453(0,161 \times 2,0 + 0,583 \times 14,70 \times \\ &\quad 0,175 + 0,5 \times 21,0 \times 0,125) \\ M_v &= 114453 \times 3,13 = 358 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Beräkning av förspänningskraft och åtdragningsmoment för M 30:

$$\begin{aligned}\sigma_d &= 0,76 \times 0,9 \times 1080 = 739 \text{ n/mm}^2 \\ F_F &= 739 \times 560 = 413840 \text{ N} \\ M_v &= 413840(0,161 \times 3,5 + 0,583 \times 27,73 \times \\ &\quad 0,175 + 0,5 \times 39,0 \times 0,125) \\ M_v &= 413840 \times 5,83 = 2412 \text{ Nm}\end{aligned}$$

För M 16-skruven fordras ett åtdragningsmoment av 358 Nm för en förspänningskraft av 114,5 kN. För att åstadkomma detta moment behövs en 0,7 m lång nyckel och 500 N i åtdragningskraft, vilket är ett praktiskt uppnåeligt vridmoment.

M 30-skruven däremot fordrar ett åtdragningsmoment av 2412 Nm vilket ger en förspänningskraft av 413,8 kN om skruven utnyttjas helt. Detta betyder en 5 meter lång nyckel och ca 500 N i åtdragningskraft.

För att praktiskt åstadkomma detta åtdragningsmoment krävs en mekanisk eller hydraulisk momentförstärkare.

På verkstadsgolvet är det naturligtvis möjligt att åstadkomma detta moment men i praktiken är det många gånger trångt om utrymme och man har ofta inte tillgång till specialverktyg. Om inte speciella åtgärder vidtages bör konstruktören inte räkna med att skruvar dras med ett större moment än 250-400 Nm. Det finns skäl att anta att M 30 skruven i ovanstående exempel inte kommer att dras med ett större vridmoment än vad som rekommenderas för M 16-skruven.

M 30-skruven kommer då att få en förspänningskraft av

$$F_F = 358000/5,83 = 61 \text{ kN} \text{ d v s nästan halva förspänningskraften mot M 16-skruven.}$$

Slutsatsen av ovanstående exempel blir att överdimensionering ger en felaktig känsla av säkerhet. Tvärtom talar allt för att man får ett sämre förband ur utmattningssynpunkt. Den större skruven här ovan fordrar dubbla vridmomentet för att bli lika förspänd - alltså få samma funktion. Dessutom behövs en större erforderlig förspänningskraft för att klara samma belastningsfall p.g.a. ogynnsamt klämlängdsförhållande L_k/d , se kap. 3.1.2.

Ett rätt dimensionerat skruvförband ger alltså både ekonomi och högre säkerhet.

4.7 Hålplantryck

För att undvika förspänningsförluster är det viktigt att kontrollera att det aktuella materialets tillåtna hålplantryck ej överskrids.

I tabell fig. 156 anges max. tillåtet hålplantryck i förhållande till olika materials hårdhet.

Vid val av skruv kvalitet gäller att den utnyttjade skruv kraften ej ger högre hålplantryck än vad materialet tillåter.

Teoretiskt beräknas den för en viss skruvkraft erhållna hålplantrycket ur förhållandet

$$P_h = \frac{4F}{\pi(D_s^2 - D_h^2)} \dots\dots\dots(34)$$

där

- P_h = Hålplantryck i N/mm²
- F = Skruvkraft i N ($F_F + F_{La}$)
- D_s = Skruvskallens anliggningsdiameter resp. tryckytans ytterdiameter vid bricka eller motsvarande (se fig. 109 och tabellerna, fig. 145 och 146)
- D_h = Frigående hålets diameter (se fig. 109 och tabellerna fig. 145 och 146)

Vid grovt val av skruv kvalitet för aktuellt material jämförs tillåtet hålplantryck fig. 156, med max. beräknat hålplantryck (skruven belastad till sträckgränsen, fig. 154 och 155).

Skruvskallens anliggningsdiameter resp. tryckytans ytterdiameter vid bricka eller motsvarande (se fig. 109 och tabellerna, fig. 145 och 146)

4.8 Utmattningshållfasthet

Maskinkonstruktioner är i allmänhet utsatta för dynamisk belastning. Därför måste man även kontrollera att skruvens utmattningshållfasthet är tillräcklig.

Om den yttre lasten således är pulserande F_{Ldyn} kommer skruven att påverkas av en pulserande tillsatskraft F_{La} , se fig. 142.

För skruvar anger man tillåten spänningsamplitud vid pulserande last σ_{up} som den amplitud som ger brott efter 10^7 belastningsväxlingar. Tabell över σ_{up} finns i tabell fig. 158.

Man behöver endast kontrollera att den för belastningsfallet aktuella amplituden

$$\sigma_a = \pm \frac{F_{La}}{2 \times A_s} \text{ är mindre än } \sigma_{up}$$

Skruven har då tillräcklig utmattningshållfasthet.

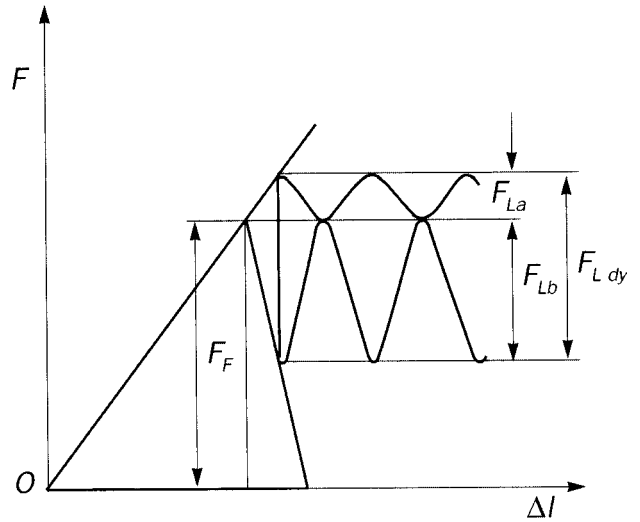


Fig. 142

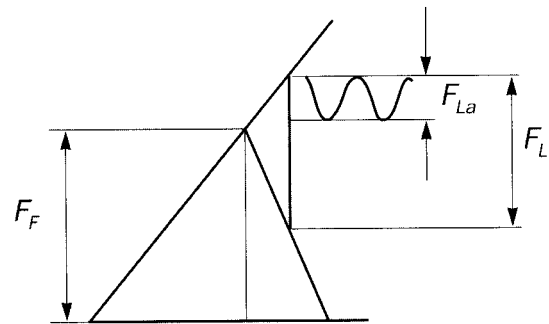


Fig. 143 a Full förspänning

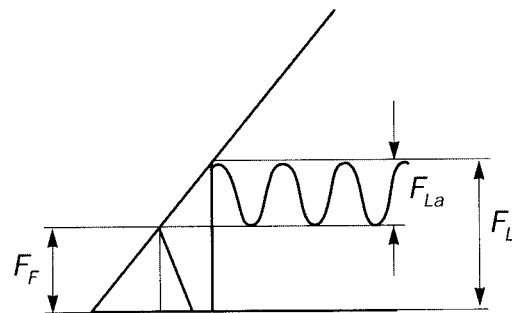


Fig. 143 b Förspänning mindre än F_{Lb}
Godset helt avlastat

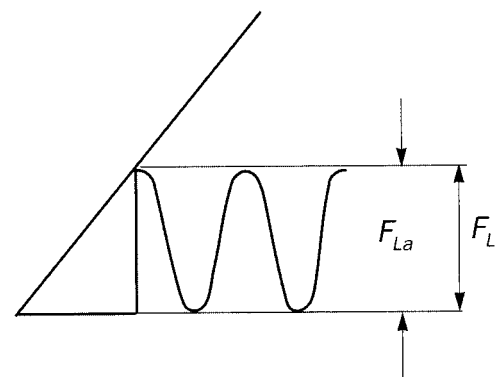


Fig. 143 c Förspänning $F_F = 0$

Utmattningshållfastheten kan direkt påverkas om hänsyn tas till följande faktorer innan slutgiltigt skruvmaterial och dimension fastställs:

1. Elasticiteten i skruv och hopfogade delar har en avgörande betydelse för hur stor skruvens tillsatskraft F_{La} blir. Ett gynnsamt klämlängdsförhållande L_k/d kan höja utmattningshållfastheten väsentligt. Se kap. 3.1.2 och 3.1.4.
2. Förspänningskraftens storlek påverkar i hög grad utmattningshållfastheten.

Om $F_F < F_{Lb}$ att total avlastning av godset sker under en del av lastcykeln, tas den fortsatta lastökningen upp av skruven, fig. 143 b. Om $F_F = 0$ kommer hela F_{Ldyn} att tas upp av skruven, fig. 143 c. Lägg märke till i fig. 114 (sid 13) att FL inte bör komma så lågt att den hamnar på den krökta delen av godsets C_g -linje eftersom F_{La} då ökar proportionellt mer än F_{Lb} . Genom att använda höghållfasta skruvar klass 12.9 kan förspänningskraften ökas (se tabeller fig. 147 och 148). Den kvarvarande förspänningskraften F_{Fmin} efter sättningsförlust, yttre last (F_{Lb}) etc. blir därmed högre (se fig. 111 a) varvid tillskottskraften i skruven (F_{La}) blir lägre (se fig. 143).

3. Utmattningsbrottet startar lokalt där man har högsta spänningen. Om de första gängorna tar upp en förhållandevis stor del av skruvkraften utgör de potentiella brottanvisningar. Åtgärder som ger jämnare belastning på flera gängor bör vidtagas och skruvens gängor bör inte börja just där gods- eller muttergängen börjar. HELICOIL insatsgängor är i det fallet fördelaktiga och ger högre utmattningshållfasthet.
4. Utmattningshållfastheten varierar mellan olika skruvfabrikat. Anledningen till detta är att faktorer såsom material, gängutlopp, radie mellan skruvskalle och stam, gängans kvalitet (bottenradien), ytfinish etc. i mycket hög grad påverkar den tillåtna spänningsamplituden (10^7 belastningsväxlingar till brott) för en skruv.

UNBRAKO 12.9 garanterar en tillåten spänningsamplitud av 70 N/mm^2 ($< M10$). Motsvarande värde för en standard 12.9 är 35 N/mm^2 . Som det framgår av tabellen i fig. 158 har även olika hållfasthetsklasser olika tillåtna spänningsamplituder σ_{up}

5. Genom att utforma konstruktionen/skruvförbandet så att den yttre lasten F_L angriper inne i godset så nära konstruktionens delningsplan som möjligt (avståndet mellan lastens angreppspunkter, L_n ska vara så litet som möjligt), minskas tillskottskraften F_{La} (se 3. 1 .4 samt fig. 130) varvid σ_a minskar (se 4.8).

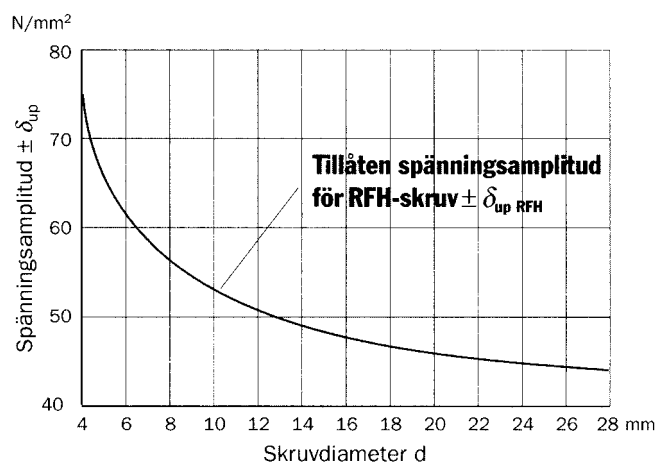
6. En noggrann åtdragningsmetod med liten moment-spridning garanterar att rätt förspänningskraft uppnås. Lämpliga åtdragningsmetoder är momentnyckel ($S_m = 1,3$) eller luftdrivna hydrauliska skruv/mutterdragare av fabrikat URYU eller PLARAD ($S_m = 1,1$). Se kap. 4.4.1.
7. Om det av någon anledning ej går att förspänna ett skruvförband maximalt eller om det finns risk för att förspänningskraften minskar eller helt går förlorad på grund av sättningsförluster etc. kan skruvar som rullgängats efter härdning (REH) användas. Utmattningshållfastheten är upp till två gånger högre jämfört med skruvar som rullgängats före härdning (se tabellen, fig. 158).

Följande samband gäller:

Gäng-typ	Spänningsamplitud σ_{up} N/mm ²	Gäller inom området
RFH	$\pm \delta_{up RFH} \approx 0,75 \left(\frac{180}{d} + 52 \right)$	$0,2 F_{Rel} < F_F$ $< 0,8 F_{Rel}$
REH	$\pm \delta_{up REH} \approx \left(2 - \frac{F_F}{F_{Rel}} \right) \delta_{up RFH}$	$0,2 F_{Rel} < F_F$ $< 0,8 F_{Rel}$

RFH = Rullgängad före härdning

REH = Rullgängad efter härdning



Utmattningshållfasthet för skruvar med hållfasthetsklass 8.8, 10.9 och 12.9

4.9

Beräkning av gänglängd i gods

De undersökningar som hittills gjorts om erforderlig gänglängd i gods är ofullständiga och har ej kunnat ge något entydigt svar på frågan om godsgängors deformation.

Nedanstående formel kan emellertid användas för överslagsberäkningar av godsgängors hållfasthet. Fig. 144 visar gängingreppets geometri.

R_{eL}	skruvens sträckgräns i N/mm ² räknat på spänningsarean A_s . Tabell fig. 145, 146, 157
d	skruvens min. ytterdiameter i mm = en faktor som tar hänsyn till hur stor del av godsgängan som upptar skjuvkraften. Tabell fig. 153
τ_s	godsgängans skjuvsträckgräns i N/mm ² . Tabell fig. 159
L_{eff}	effektiv gänglängd i mm
A_s	skruvens spänningsarea i mm ²
P	stigning i mm

Då gäller:
$$R_{eL} = \frac{\pi \times d \times \rho \times \tau_s \times L_{eff}}{A_s}$$

Man vill undvika att plastisk deformation inträffar annat än lokalt i anliggningsytorna. Låter man kraften som åtgår för plasticering av godsgängan vara lika med den kraft som fordras för att plastiskt deformera skruven erhålls:

$$F_s = \pi \times d \times \rho \times \tau_s \times L_{eff} \dots \dots \dots (35)$$

där $F_s = R_{eL} \times A_s$ = den skruvkraft som erfordras för att plasticering ska inträffa i skruven.

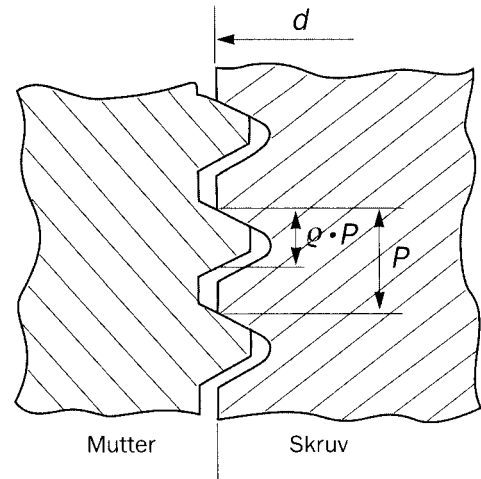


Fig. 144

Kommentar:

För sega material utan utpräglad sträckgräns används $R_{p0,2}$ i stället för R_{eL} . För spröda material d v s sådana som brister utan föregående plastisk deformation ersätts τ_s ; med τ_b och R_{eL} med R_m , se fig. 159.

Som beskrivits i kap. 3.1.3.7 upptar varje gängvarv ej lika stor belastning. Detta innebär att den enligt formel (35) teoretiskt beräknade gänglängden L_{eff} i praktiken kommer att bli något för liten. För att gardera sig mot den ogynnsamma belastningsfördelningen multipliceras L_{eff} med en säkerhetsfaktor X som förslagsvis sättes till 1,2-1,3.

Om skruven utnyttjas ofullständigt kan en kortare gänglängd väljas. För överslagsberäkningar insätts då den faktiska skruvkraften = $F_F + F_{La}$ i stället för F_s i formel (35).

Införes HELICOIL insatsgängor i konstruktionen kan också en kortare godsgänga väljas. Samma formel kan användas vid beräkningen, men för ett HELICOIL förband blir d = min. ytterdiameter för HELICOIL.

Säkerhetsfaktorn X kan väljas lägre, förslagsvis 1,0 - 1,1 på grund av den gynnsammare belastningsfördelningen, se kap. 3.1.3.7.

5. Diagram och tabeller

Tabell över numeriska värden för metrisk grovgångor. (Skruv MC6S)

Dim. mm	d mm	d _m mm	d _i mm	D _h mm	D _s mm	D _a mm	P mm	d/P	A _s mm ²
M3	3,0	2,68	2,39	3,4	5,5	4,45	0,5	6,0	5,05
M4	4,0	3,55	3,14	4,5	7,0	5,75	0,7	5,7	8,8
M5	5,0	4,48	4,02	5,5	8,5	7,00	0,8	6,3	14,2
M6	6,0	5,35	4,77	6,6	10,0	8,30	1,0	6,0	20,1
M7	7,0	6,35	5,77	7,6	11,0	9,30	1,0	7,0	28,8
M8	8,0	7,19	6,47	9,0	13,0	11,0	1,25	6,4	36,6
M10	10,0	9,03	8,16	11,0	16,0	13,5	1,5	6,7	58,0
M12	12,0	10,86	9,85	13,5	18,0	15,75	1,75	6,9	84,2
M14	14,0	12,70	11,55	15,5	21,0	18,25	2,0	7,0	115
M16	16,0	14,70	13,55	17,5	24,0	20,75	2,0	8,0	157
M18	18,0	16,38	14,93	20,0	27,0	23,5	2,5	7,2	192
M20	20,0	18,38	16,93	22,0	30,0	26,0	2,5	8,0	245
M22	22,0	20,38	18,93	24,0	33,0	28,5	2,5	8,8	303
M24	24,0	22,05	20,32	26,0	36,0	31,0	3,0	8,0	352
M27	27,0	25,05	23,32	30,0	40,0	35,0	3,0	9,0	459
M30	30,0	27,73	25,71	33,0	45,0	39,0	3,5	8,6	561
M33	33,0	30,73	28,71	36,0	50,0	43,0	3,5	9,4	694
M36	36,0	33,40	31,09	39,0	54,0	46,5	4,0	9,0	817
M39	39,0	36,40	34,09	42,0	58,0	50,0	4,0	9,7	976

Fig. 145

Tabell över numeriska värden för UNC grovgångor. (Skruv UC6S)

Dim. mm	d mm	d _m mm	d _i mm	D _h mm	D _s mm	D _a mm	P mm	d/P	A _s mm ²
1/4	6,35	5,52	4,79	7,0	9,5	8,25	1,27	5,0	20,9
5/16	7,94	7,02	6,21	9,0	11,9	10,45	1,41	5,6	34,4
3/8	9,53	8,49	7,58	11,0	14,3	12,65	1,59	6,0	50,7
7/16	11,11	9,93	8,89	12,5	16,7	14,60	1,81	6,1	69,5
1/2	12,70	11,43	10,30	14,5	19,0	16,75	1,95	6,5	92,6
9/16	14,29	12,91	11,69	16,0	21,1	18,55	2,12	6,7	119
5/8	15,88	14,38	13,04	18,0	23,8	20,90	2,31	6,9	148
3/4	19,05	17,40	15,93	21,0	28,6	24,80	2,54	7,5	218
7/8	22,23	20,39	18,76	25,0	33,3	29,15	2,82	7,9	301
1	25,40	23,34	21,50	28,0	38,1	33,05	3,18	8,0	395
1 1/8	28,58	26,22	24,12	32,0	42,9	37,45	3,63	7,9	497
1 1/4	31,75	29,39	27,30	35,0	47,6	41,30	3,63	8,7	632
1 3/8	34,94	32,17	29,73	38,0	52,4	45,20	4,23	8,3	752
1 1/2	38,10	35,35	32,91	42,0	57,2	49,60	4,23	9,0	915

Fig. 146

Tabell över $F_{FÖ}$ och M_V metrisk grovgänga, $v = 0,9$									
Dim.	Klass	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V
		kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm
		$\mu_g = 0,10$		$\mu_g = 0,125$		$\mu_g = 0,15$		$\mu_g = 0,175$	
M3	8.8	2,45	1,26	2,33	1,29	2,20	1,31	2,10	1,33
	10.9	3,44	1,77	3,28	1,81	3,11	1,85	2,95	1,87
	12.9	4,13	2,12	3,93	2,18	3,74	2,22	3,54	2,24
	12.9 UNB	4,48	2,30	4,26	2,36	4,05	2,40	3,84	2,43
M4	8.8	4,23	2,87	4,03	2,94	3,82	3,00	3,63	3,03
	10.9	5,95	4,04	5,66	4,14	5,38	4,21	5,10	4,26
	12.9	7,15	4,85	6,80	4,97	6,45	5,05	6,12	5,12
	12.9 UNB	7,74	5,25	7,36	5,38	6,99	5,48	6,63	5,54
M5	8.8	6,92	5,72	6,59	5,88	6,26	6,00	5,94	6,09
	10.9	9,73	8,04	9,26	8,26	8,80	8,43	8,35	8,56
	12.9	11,7	9,65	11,1	9,92	10,6	10,1	10,0	10,3
	12.9 UNB	12,6	10,4	12,0	10,7	11,4	11,0	10,9	11,1
M6	8.8	9,75	9,66	9,28	9,93	8,82	10,1	8,36	10,3
	10.9	13,7	13,6	13,1	14,0	12,4	14,2	11,8	14,4
	12.9	16,5	16,3	15,7	16,7	14,9	17,1	14,1	17,3
	12.9 UNB	17,8	17,7	17,0	18,1	16,1	18,5	15,3	18,8
M7	8.8	14,2	15,8	13,6	16,3	12,9	16,7	12,3	17,0
	10.9	20,0	22,2	19,1	23,0	18,2	23,5	17,2	24,0
	12.9	24,0	26,7	22,9	27,6	21,8	28,3	20,7	28,8
	12.9 UNB	26,0	28,9	24,8	29,9	23,6	30,6	22,4	31,2
M8	8.8	17,9	23,4	17,1	24,1	16,2	24,6	15,4	25,0
	10.9	25,2	32,9	24,0	33,9	22,8	34,6	21,6	35,1
	12.9	30,2	39,5	28,8	40,6	27,4	41,5	26,0	42,2
	12.9 UNB	32,8	42,8	31,2	44,0	29,6	45,0	28,1	45,7
M 10	8.8	28,5	45,9	27,2	47,3	25,8	48,4	24,5	49,2
	10.9	40,1	64,5	38,2	66,5	36,3	68,0	34,5	69,2
	12.9	48,1	77,4	45,8	79,8	43,6	81,7	41,3	83,0
	12.9 UNB	52,1	83,8	49,6	86,5	47,2	88,5	44,8	90,0
M 12	8.8	41,5	78,0	39,5	80,7	37,6	82,7	35,7	84,2
	10.9	58,3	110	55,6	113	52,9	116	50,2	118
	12.9	70,0	132	66,7	136	63,4	140	60,2	142
	12.9 UNB	75,9	143	72,3	147	68,7	151	65,3	154
M 14	8.8	57,0	124	54,3	129	51,7	132	49,1	135
	10.9	80,2	175	76,4	181	72,7	186	69,0	189
	12.9	96,2	210	91,7	217	87,2	223	82,8	227
	12.9 UNB	104	228	99,4	235	94,5	242	89,7	246
M 16	8.8	78,3	192	74,8	200	71,2	205	67,6	210
	10.9	110	270	105	281	100	289	95,1	295
	12.9	132	325	126	337	120	346	114	354
	12.9 UNB	138	338	131	351	125	361	119	368
M 18	8.8	95,3	269	90,9	278	86,4	285	82,1	291
	10.9	134	378	128	391	122	401	115	409
	12.9	161	454	153	469	146	482	139	491
	12.9 UNB	167	472	160	489	152	501	144	511

Fig. 147 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Tabell över $F_{FÖ}$ och M_V metrisk grovgänga, $v = 0,9$

Dim.	Klass	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V
		kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm
		$\mu_g = 0,10$		$\mu_g = 0,125$		$\mu_g = 0,15$		$\mu_g = 0,175$	
M20	8.8	122	378	117	393	111	404	106	412
	10.9	172	532	164	552	156	568	149	579
	12.9	207	639	197	662	188	681	178	695
	12.9UNB	215	665	205	689	195	709	186	724
M22	8.8	153	514	146	534	139	550	132	563
	10.9	215	723	205	752	196	774	186	791
	12.9	258	867	246	902	235	929	223	950
	12.9UNB	268	903	256	939	244	967	232	988
M24	8.8	176	652	168	676	160	695	152	710
	10.9	248	916	237	951	225	978	214	998
	12.9	297	1100	284	1141	270	1173	257	1198
	12.9UNB	310	1144	295	1187	281	1221	267	1247
M 27	8.8	232	955	221	993	211	1023	200	1047
	10.9	326	1343	311	1397	297	1439	282	1472
	12.9	391	1612	374	1676	356	1727	338	1766
	12.9UNB	407	1677	389	1745	370	1797	352	1838
M30	8.8	282	1299	269	1349	256	1389	244	1419
	10.9	396	1826	379	1897	360	1953	343	1996
	12.9	476	2191	454	2277	433	2343	411	2395
	12.9UNB	495	2281	473	2369	450	2439	428	2492
M33	8.8	351	1766	336	1838	320	1895	304	1939
	10.9	494	2483	472	2585	450	2664	427	2726
	12.9	593	2980	566	3102	539	3197	513	3271
	12.9UNB	617	3101	589	3228	561	3328	534	3404
M36	8.8	412	2259	394	2350	375	2422	356	2477
	10.9	579	3177	553	3305	527	3405	501	3483
	12.9	695	3812	664	3966	633	4086	601	4179
	12.9UNB	724	3968	691	4127	658	4253	626	4350
M 39	8.8	495	2907	473	3030	451	3127	429	3203
	10.9	696	4089	665	4261	634	4398	603	4504
	12.9	835	4906	798	5114	761	5277	723	5404
	12.9UNB	869	5106	831	5322	792	5492	753	5624

Fig. 147 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Åtdragningsmoment M_V i ovanstående tabell gäller för skruvförband draget med momentnyckel och en antagen anliggningsfriktionskoefficient $\mu_{amin} = 0,125$ (se fig. 137).

Om μ_{amin} antages vara 0,15 eller 0,175 multipliceras angivet M_V med 110 % respektive 120 %.

Tabell över $F_{FÖ}$ och M_V UNC grovgänga, $v = 0,9$

Dim.	Klass	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V
		kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm
		$\mu_g = 0,10$		$\mu_g = 0,125$		$\mu_g = 0,15$		$\mu_g = 0,175$	
1/4	8.8	9,85	10,3	9,36	10,5	8,87	10,7	8,41	10,8
	10.9	13,9	14,4	13,2	148	12,5	15,0	11,8	15,2
	12.9	16,6	173	158	177	150	181	14,2	18,3
	12.9 UNB	18,0	18,8	17,1	19,2	16,2	19,6	15,4	19,8
5/16	8.8	16,5	21,3	15,7	21,9	14,9	22,3	14,2	22,7
	10.9	23,2	29,9	22,1	30,8	21,0	31,4	19,9	31,9
	12.9	27,9	35,9	26,5	36,9	25,2	37,7	23,9	38,2
	12.9 UNB	30,2	38,9	28,7	40,0	27,3	40,8	25,9	41,4
3/8	8.8	24,6	37,9	23,4	39,0	22,2	39,8	21,1	40,4
	10.9	34,6	53,3	32,9	54,8	31,3	56,0	29,7	56,8
	12.9	41,5	63,9	39,5	65,8	37,5	67,2	35,6	68,2
	12.9 UNB	45,0	69,2	42,8	71,2	40,6	72,8	38,6	73,9
7/16	8.8	33,8	60,2	32,2	62,1	30,6	63,4	29,0	64,5
	10.9	47,6	84,7	45,3	87,3	43,0	89,2	40,8	90,7
	12.9	57,1	102	54,4	105	51,6	107	49,0	109
	12.9 UNB	61,8	110	58,9	113	55,9	116	53,1	118
1/2	8.8	45,4	91,9	43,3	94,8	41,1	97,1	39,0	98,7
	10.9	63,9	129	60,8	133	57,8	136	54,9	139
	12.9	76,6	155	73,0	160	69,4	164	65,9	167
	12.9 UNB	83,0	168	79,1	173	75,2	177	71,3	180
9/16	8.8	58,4	131	55,7	136	52,9	139	50,3	142
	10.9	82,2	185	78,3	191	74,4	196	70,7	199
	12.9	98,6	222	94,0	229	89,3	235	84,8	239
	12.9 UNB	107	240	102	248	96,8	254	91,9	259
5/8	8.8	72,7	183	69,3	189	65,9	193	62,6	197
	10.9	102	257	97,5	266	92,7	272	88,0	277
	12.9	123	308	117	319	111	326	106	332
	12.9 UNB	133	334	127	345	121	354	114	360
3/4	8.8	108	322	103	333	98,4	342	93,4	349
	10.9	153	452	145	469	138	481	131	491
	12.9	183	543	175	562	166	577	158	589
	12.9 UNB	190	565	182	585	173	601	164	613
7/8	8.8	150	519	143	538	136	553	130	565
	10.9	211	730	202	757	192	778	182	794
	12.9	254	877	242	909	230	934	219	953
	12.9 UNB	264	912	252	946	240	972	228	991
1	8.8	197	775	188	804	179	827	170	844
	10.9	278	1090	265	1131	252	1163	240	1187
	12.9	333	1309	318	1357	302	1395	287	1424
	12.9 UNB	347	1362	331	1413	315	1452	299	1483

Fig. 147 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Tabell över $F_{FÖ}$ och M_v UNC grovgänga, $v = 0,9$									
Dim.	Klass	$F_{FÖ}$	M_v	$F_{FÖ}$	M_v	$F_{FÖ}$	M_v	$F_{FÖ}$	M_v
		kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm
		$\mu_g = 0,10$		$\mu_g = 0,125$		$\mu_g = 0,15$		$\mu_g = 0,175$	
1 1/8	8.8	248	1104	237	1144	226	1176	214	1200
	10.9	349	1552	333	1609	317	1653	301	1687
	12.9	419	1863	400	1931	381	1984	362	2025
	12.9UNB	436	1939	416	2010	396	2065	376	2107
1 1/4	8.8	318	1546	303	1607	289	1655	275	1691
	10.9	447	2174	427	2260	406	2327	386	2379
	12.9	536	2609	512	2712	488	2792	463	2854
	12.9UNB	558	2716	533	2823	507	2906	482	2971
1 3/8	8.8	377	2025	360	2102	343	2163	326	2209
	10.9	530	2847	506	2956	482	3041	458	3107
	12.9	636	3416	607	3547	578	3650	549	3728
	12.9UNB	662	3556	632	3692	602	3798	572	3880
1 1/2	8.8	462	2690	441	2797	420	2881	399	2946
	10.9	649	3782	620	3934	591	4052	561	4143
	12.9	779	4539	744	4720	709	4862	674	4972
	12.9UNB	811	4724	774	4913	738	5061	701	5174

Fig. 147 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Åtdragningsmoment M_v i ovanstående tabell gäller för skruvförband draget med momentnyckel och en antagen anliggningsfriktionskoefficient $\mu_{amin} = 0,125$ (se fig. 137).

Om μ_{amin} antagas vara 0,15 eller 0,175 multipliceras angivet M_v med 110 % respektive 120 %.

Tabell över $F_{FÖ}$ och M_v metrisk grovgänga, $v = 0,9$. Rostfritt									
Dim.	Klass Rostfritt	$F_{FÖ}$	M_v	$F_{FÖ}$	M_v	$F_{FÖ}$	M_v	$F_{FÖ}$	M_v
		kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm
		$\mu_g = 0,10$		$\mu_g = 0,125$		$\mu_g = 0,15$		$\mu_g = 0,175$	
M 3	A2-70	1,72	0,89	1,64	0,91	1,56	0,92	1,48	0,93
	A4-80	2,30	1,18	2,18	1,21	2,08	1,23	1,97	1,25
M 4	A2-70	2,98	2,02	2,83	2,07	2,69	2,11	2,55	2,13
	A4-80	3,97	2,69	3,78	2,76	3,59	2,81	3,40	2,84
M 5	A2-70	4,86	4,02	4,63	4,13	4,40	4,22	4,18	4,28
	A4-80	6,48	5,36	6,17	5,51	5,87	5,62	5,57	5,71
M 6	A2-70	6,86	6,79	6,53	6,98	6,20	7,12	5,88	7,22
	A4-80	9,14	8,06	8,70	9,31	8,26	9,49	7,84	9,63
M 7	A2-70	10,0	11,1	9,54	11,5	9,07	11,8	8,62	12,0
	A4-80	13,4	14,8	12,7	15,3	12,1	15,7	11,5	16,0

Fig. 149

Tabell över $F_{FÖ}$ och M_V metrisk grovgänga, $v = 0,9$									
Dim.	Klass Rostfritt	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V	$F_{FÖ}$	M_V
		kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm	kN	Nm
		$\mu_g = 0,10$		$\mu_g = 0,125$		$\mu_g = 0,15$		$\mu_g = 0,175$	
M 8	A2-70	12,6	16,5	12,0	16,9	11,4	17,3	10,8	17,6
	A4-80	16,8	21,9	16,0	22,6	15,2	23,1	14,4	23,4
M 10	A2-70	20,0	32,2	19,1	33,3	18,2	34,0	17,2	34,6
	A4-80	26,7	43,0	25,5	44,3	24,2	45,4	23,0	46,1
M 12	A2-70	29,2	54,9	27,8	56,7	26,4	58,1	25,1	59,2
	A4-80	38,9	73,1	37,1	75,6	35,2	77,5	33,5	79,0
M 14	A2-70	40,1	87,5	38,2	90,6	36,3	92,9	34,5	94,7
	A4-80	53,5	117	51,0	121	48,4	124	46,0	126
M 16	A2-70	55,1	135	52,6	140	50,0	144	47,5	147
	A4-80	73,4	180	70,1	187	66,7	192	63,4	197
M 18	A2-70	67,0	189	63,9	196	60,8	201	57,7	204
	A4-80	89,3	252	85,2	261	81,0	268	76,9	273
M 20	A2-70	86,0	266	82,1	276	78,2	284	74,3	290
	A4-80	115	355	110	368	104	378	99,0	386
M 22	A2-70	107	361	103	376	97,7	387	92,9	396
	A4-80	143	482	137	501	130	516	124	528
M 24	A2-70	124	458	118	475	113	489	107	499
	A4-80	165	611	158	634	150	652	143	666
M 27 ¹⁾	A2-70	163	671	156	698	148	720	141	736
	A4-80	217	895	208	931	198	959	188	981
M 30 ¹⁾	A2-70	198	913	189	949	180	976	171	998
	A4-80	264	1217	252	1265	240	1302	228	1330
M 33 ¹⁾	A2-70	247	1242	236	1292	225	1332	214	1363
	A4-80	329	1656	315	1723	300	1776	285	1817
M 36 ¹⁾	A2-70	290	1588	277	1652	264	1703	251	1741
	A4-80	386	2118	369	2203	351	2270	334	2322
M 39 ¹⁾	A2-70	348	2044	333	2131	317	2199	301	2252
	A4-80	464	2726	443	2841	423	2932	402	3002

Fig. 149 forts ¹⁾ $F_{FÖ}$ och M_V är beräknade med $R_p 0,2 = 450 \text{ N/mm}^2$ (A2 -70) resp. 600 N/mm^2 (A2 -80).
Andra värden kan förekomma, se fig. 157

Åtdragningsmoment M_V i ovanstående tabell gäller för skruvförband draget med momentnyckeloch en antagen anliggningsfriktionskoefficient $\mu_{amin} = 0,125$ (se fig. 137).
Om μ_{amin} antages vara 0,15 eller 0,175 multipliceras angivet M_V med 110 % respektive 120 %.

**Tabell över max tillåten dragpåkänning F_{Fd} max
samt $0,9 F_{Fd}$ max (Se kap. 4.5.)**

Dim.	METRISKT							
	F_{Fd} max kN				$0,9 F_{Fd}$ max kN			
	8.8	10.9	12.9	12.9 UNB	8.8	10.9	12.9	12.9 UNB
M 3	3,23	4,54	5,45	5,91	2,91	4,09	4,91	5,32
M 4	5,62	7,91	9,49	10,3	5,06	7,12	8,54	9,27
M 5	9,08	12,8	15,3	16,6	8,17	11,5	13,8	14,9
M 6	12,9	18,1	21,7	23,5	11,6	16,3	19,5	21,2
M 7	18,4	26,0	31,1	33,7	16,6	23,4	28,0	30,3
M 8	23,4	32,9	39,5	42,9	21,1	29,6	35,6	38,6
M 10	37,1	52,2	62,6	67,9	33,4	47,0	56,4	61,1
M 12	53,9	75,8	90,9	98,5	48,5	68,2	81,7	88,7
M 14	73,8	104	125	135	66,5	93,6	113	122
M 16	100	141	170	184	90,4	127	153	165
M 18	123	173	207	216	111	156	187	194
M 20	157	220	264	275	141	198	238	248
M 22	194	273	327	341	175	246	294	307
M 24	226	318	381	396	204	286	343	356
M 27	294	414	496	516	265	372	447	464
M 30	359	504	605	630	323	454	545	567
M 33	444	625	750	780	400	563	675	702
M 36	523	735	882	918	471	661	794	826
M 39	625	878	1054	1097	563	790	949	987
	UNC							
1/4	13,4	18,8	22,6	24,5	12,1	16,9	20,4	22,1
5/16	22,0	31,0	37,2	40,3	19,8	27,9	33,5	36,3
3/8	32,4	45,6	54,7	59,3	29,2	41,0	49,2	53,4
7/16	44,5	62,5	75,0	81,3	40,1	56,3	67,5	73,2
1/2	59,3	83,3	100	108	53,4	75,0	90,0	97,5
9/16	76,1	107	129	139	68,5	96,3	116	125
5/8	94,8	133	160	167	85,3	120	144	150
3/4	140	196	236	246	126	177	212	221
7/8	193	271	325	339	174	244	293	305
1	253	355	426	444	228	320	384	400
1 1/8	318	447	536	558	286	402	483	502
1 1/4	404	569	682	710	364	512	614	639
1 3/8	481	677	812	846	434	610	731	761
1 1/2	586	824	988	1029	528	741	889	926

Fig. 150 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Tabell över antagen skruvdiameters lastförmåga med hänsyn till belastningsart och belastningstyp (Hjälpstabell för preliminärval vid skruvdimensionering).									
Lastförmåga per skruv			Skruvdiameter						
Axialbelastning		Radialbelastning statisk eller dynamisk Q kN	Metrisk			UNC			
statisk F_L kN	dynamisk F_L kN		8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9	
1,5	1,0	0,3	4	4	3				
3,0	2,0	0,6	6	6	5				
3,0	2,0	0,6	6	6	5	1/4	1/4		
10,0	6,0	2,0	10	8	7	3/8	5/16	5/16	
15,0	10,0	3,0	12	10	9	1/2	3/8	3/8	
30,0	20,0	6,0	16	14	12	5/8	9/16	1/2	
60,0	40,0	12,0	24	20	16	1	7/8	5/8	
100,0	60,0	20,0	27	24	20	1 1/8	1	7/8	
150,0	100,0	30,0	36	30	27	1 1/2	1 1/4	1 1/8	
300,0	200,0	60,0	39	36	30		1 1/2	1 1/4	

Fig. 151

Tabell över förväntad ytjämnhet för olika bearbetningsmetoder			
Bearbetningsmetod	Ytjämnhet	Bearbetningsmetod	Ytjämnhet
Finfräsning med hörnfräs Finslipning Finsvarvning Tryckbrickor	Ra 0,1-1,4	Anliggningsytor Utseendeytor utan särskild funktion	Ra 2,5-6
Grovläppning Kallvaisning Planbrickor Tätningytor utan packning	Ra 1,4-2,5	Finsandblästring Grovräsning med hörnfräs Grovslipning Slätfräsning med planfräs	Ra 3,6-10
Finfräsning med planfräs Finhyvling Medelfinslipning Tätningytor med packning	Ra 1,4-3,6	Gjutna ytor Obearbetade smidda ytor Grovräsning med planfräs Grovhvylning Grovsvarvning	Ra 6-25 Ra 10-25

Fig. 152

Tabell över ζ -värden - gängtäckning			
ζ -värden för metrisk grovgång		ζ -värden för tumgång UNC	
M6	0,71	1/4	0,74
M8	0,73	5/16	0,74
M 10	0,74	3/8	0,75
M 12	0,74	7/16	0,75
M 14	0,74	1/2	0,76
M 16	0,75	9/16	0,76
M 18	0,75	5/8	0,76
M 20	0,76	3/4	0,77
M 22	0,76	7/8	0,77
M 24	0,77	1	0,78
M 27	0,77	1 1/8	0,78
M 30	0,77	1 1/4	0,78
M 33	0,77	1 3/8	0,79
M 36	0,78	1 1/2	0,79
M 39	0,78		

Fig.153

Tabell över max hållplantryck om skruven belastas till sträckgränsen (värden för D_s och D_h tagna ur fig. 145)				
Dim	8.8	10.9	12.9	12.9 UNB
	N/mm ²			
M 5	275	390	465	505
M 6	290	410	490	530
M 7	370	525	625	675
M 8	340	475	570	620
M 10	350	495	590	640
M 12	535	755	905	980
M 14	510	720	860	930
M 16	505	715	855	925
M 18	475	670	800	835
M 20	480	675	810	845
M 22	480	675	810	845
M 24	460	650	780	810
M 27	535	755	905	940
M 30	475	670	800	835
M 33	470	665	795	825
M 36	475	670	800	834
M 39	475	700	840	870

Fig.154 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Tabell över max hållplantryck om skruven belastas till sträckgränsen (värden för D_s och D_h tagna ur fig. 146)				
Dim	8.8	10.9	12.9	12.9 UNB
UNC	N/mm ²			
1/4	415	580	700	760
5/16	460	645	775	840
3/8	500	700	840	915
7/16	460	650	780	845
1/2	500	705	845	915
9/16	515	725	865	940
5/8	500	700	840	880
3/4	470	665	795	825
7/8	505	710	855	890
1	485	680	815	850
1 1/8	495	695	835	870

Fig.155 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Tabell över tillåtet hållplantryck i förhållande till materialets hårdhet	
Materialhårdhet	Max tillåtet hållplantryck N/mm ²
HB 340	1650
HB 300	1450
HB 260	1250
HB 220	1050
HB 190	900
HB 160	750
HB 130	600
HB 100	450
HB 80	350
HB 60	250

Fig.156

Tabell över sträckgräns R_{eL} ($R_p 0,2$) och brottgräns R_m för olika skruvhållfasthetsklasser			
Klass	R_{eL}	$R_p 0,2$	R_m
	N/mm ²		
8.8		640	800
10.9		900	1000
12.9		1080	1200
12.9 UNB		1170	1300 ¹⁾
Rostfritt			
A2 - 70		450 ²⁾	700 ²⁾
A4 - 80		600 ²⁾	800 ²⁾

1) 1250 N/mm² > M16
2) Gäller ≤ M24. Vid diameter över M24 använd resp. tillverkarens specifikationer.

Fig.157

Max tillåten spänningsamplitud σ_{up}

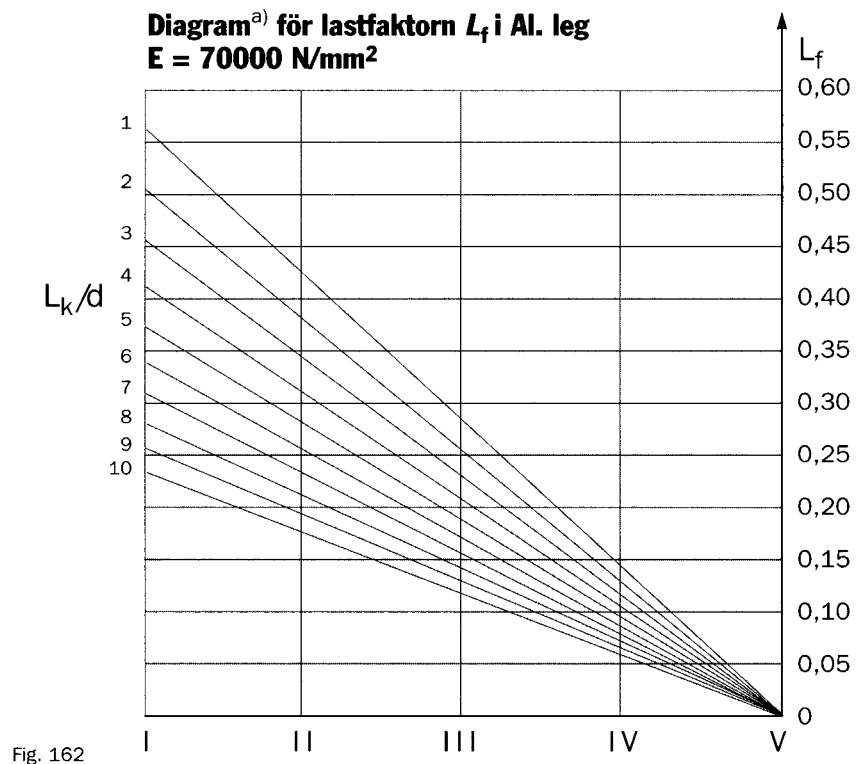
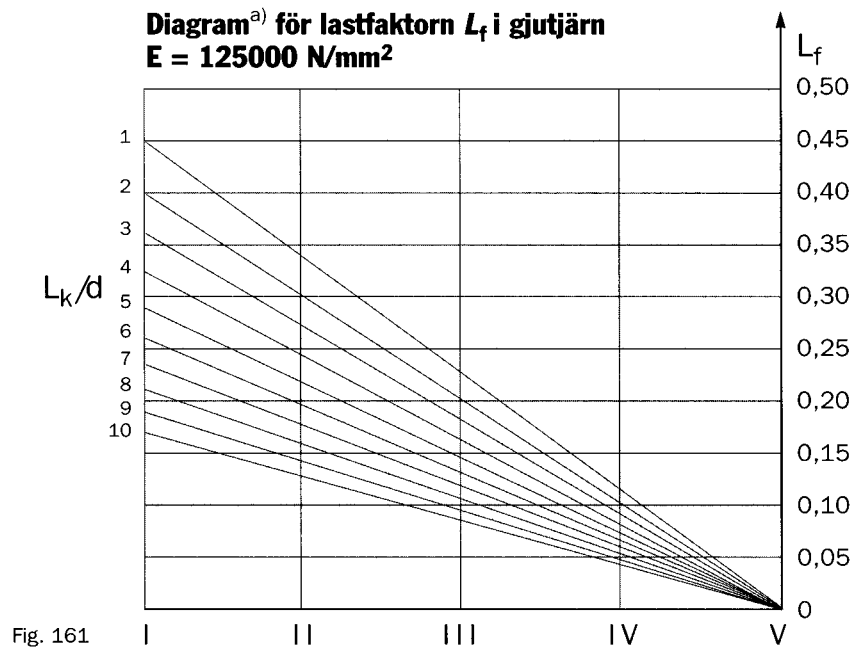
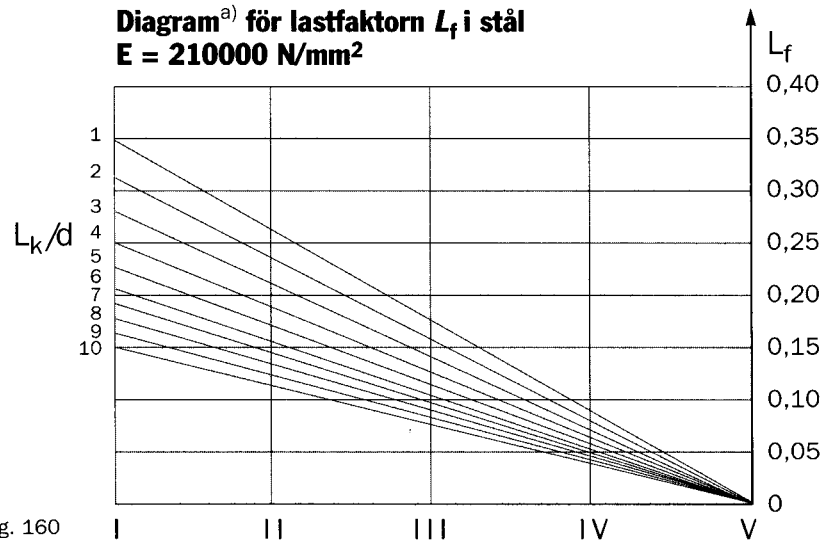
Hållfasthets- klasser	Tillstånd	Tillåten spänningsamplitud σ_{up} N/mm ²	
8.8	Rullad gänga, obehandlad + Fzb	50 - 60	
	Rullad gänga, varmförzinkad	35	
	Skuren gänga, obehandlad	35	
10.9	Rullad gänga, obehandlad + Fzb	45	
12.9	Rullad gänga, obehandlad	35	
12.9 UNB	Rullad gänga, obehandlad + Fzb <M10	70	
	Rullad gänga, obehandlad + Fzb ≤M16	60	
	Rullad gänga, obehandlad + Fzb >M16	50	
12.9 UNB	REH. Rullad gänga efter härdning	50 - 100 *)	
Rostfritt			
A2-70, A2-80	Rullad gänga, obehandlad	40	
A4-70, A4-80	Rullad gänga, obehandlad	40	

*) Beroende på förspänningsgrad, se kap. 4.8

Fig. 158 UNB = UNBRAKO U 130/12.9

Skjuvsträckgräns τ_S för sega material.För spröda material anges alternativt dragbrottgräns R_m och skjuvbrottgräns τ_B

Material (SIS)	Tillstånd	R_{eL}	$R_p 0,2$ N/mm ²	τ_S	Material (SIS)	Tillstånd	R_{eL}	$R_p 0,2$ N/mm ²	τ_S
Aluminiumlegeringar									
Plåt, band, stång									
4004	Glödगत		20	12	2614-03	Seghärdat			
4005	Glödगत		20	12	2624-03	Seghärdat			
4007	Glödगत		20	12	2652-00	Obehandlat			
4054	Glödगत		35	20	2662-00	Obehandlat			
4054	Härdbearbetat		115	67	Maskinstål				
4103	Kallåldrat		60	35	1350-00	Obehandlat		200	116
4104	Kallåldrat		70	41	1450-00	Obehandlat		230	133
4120	Glödगत		65	38	1550-00	Obehandlat		260	151
4140	Glödगत		120	70	1550-06	Kallbearbetat		460	267
4212	Varmåldrat		245	142	1650-00	Obehandlat		300	174
4338	Varmåldrat		380	220	1650-06	Kallbearbetat		540	313
4355	Kallåldrat		125	73	Seghärdningsstål				
4425	Varmåldrat		270	157	2120-01	Normaliserat		400	232
Gjutlegeringar					2225-01	Normaliserat		420	244
4255-03	Sandgjutgods, obehandlat		80	47	2225-03	Seghärdat		500	290
4260-03	Sandgjutgods, obehandlat		80	47	2234-04	Seghärdat		600	348
4247-10	Pressgjutgods, obehandlat		110	64	2541-04	Seghärdat		900	522
4244-04	Sandgjutgods, värmebehandlat		200	116	Gjutstål				
4253-04	Sandgjutgods, värmebehandlat		200	116	1305-02	Glödगत		220	128
4163-03	Sandgjutgods, obehandlat		90	52	1505-02	Glödगत		250	145
4230-03	Sandgjutgods, obehandlat		110	64	1606-02	Glödगत		300	174
4251-03	Pressgjutgods, obehandlat		110	64	2223-03	Normaliserat och glödगत		280	162
4438-04	Sandgjutgods, värmebehandlat		140	81	Rostfria stål				
Magnesiumlegeringar					2302-02			250	145
4635-10	Pressgjutgods, obehandlat		160	93	2302-03			410	238
4637-03	Sandgjutgods, obehandlat		130	76	2303-05			450	261
4640-03	Sandgjutgods, obehandlat		90	52	2303-06			550	319
4640-06	Kokillgjutgods, obehandlat		100	58	2304-03			600	348
4640-10	Pressgjutgods, obehandlat		140	81	2380-03			410	238
Kopparlegeringar					2387-05			750	435
5011			50	29	2333-02			190	110
5122			100	58	2343-02			200	116
5144			70	41	2346-02			210	122
5252			120	70	2346-04			500	290
5253			120	70	2375-02			270	157
5256			170	99					
5443			130	76	Material (SIS)	Tillstånd	R_m	τ_B	
5465			160	93	Gjutjärn				
Allmänna konstruktionsstål					0115-00	Obehandlat	150		75
1311-00	Obehandlat		210	122	0120-00	Obehandlat	200		100
1412-00	Obehandlat		250	145	0125-00	Obehandlat	250		125
2132-01	Normaliserat		350	203	0130-00	Obehandlat	300		150
2142-01	Normaliserat		390	226	0135-00	Obehandlat	350		175
2172-00	Obehandlat		310	180	0140-00	Obehandlat	400		200



a) De värden som erhålls ur fig 160 - 162 är endast närmevärden

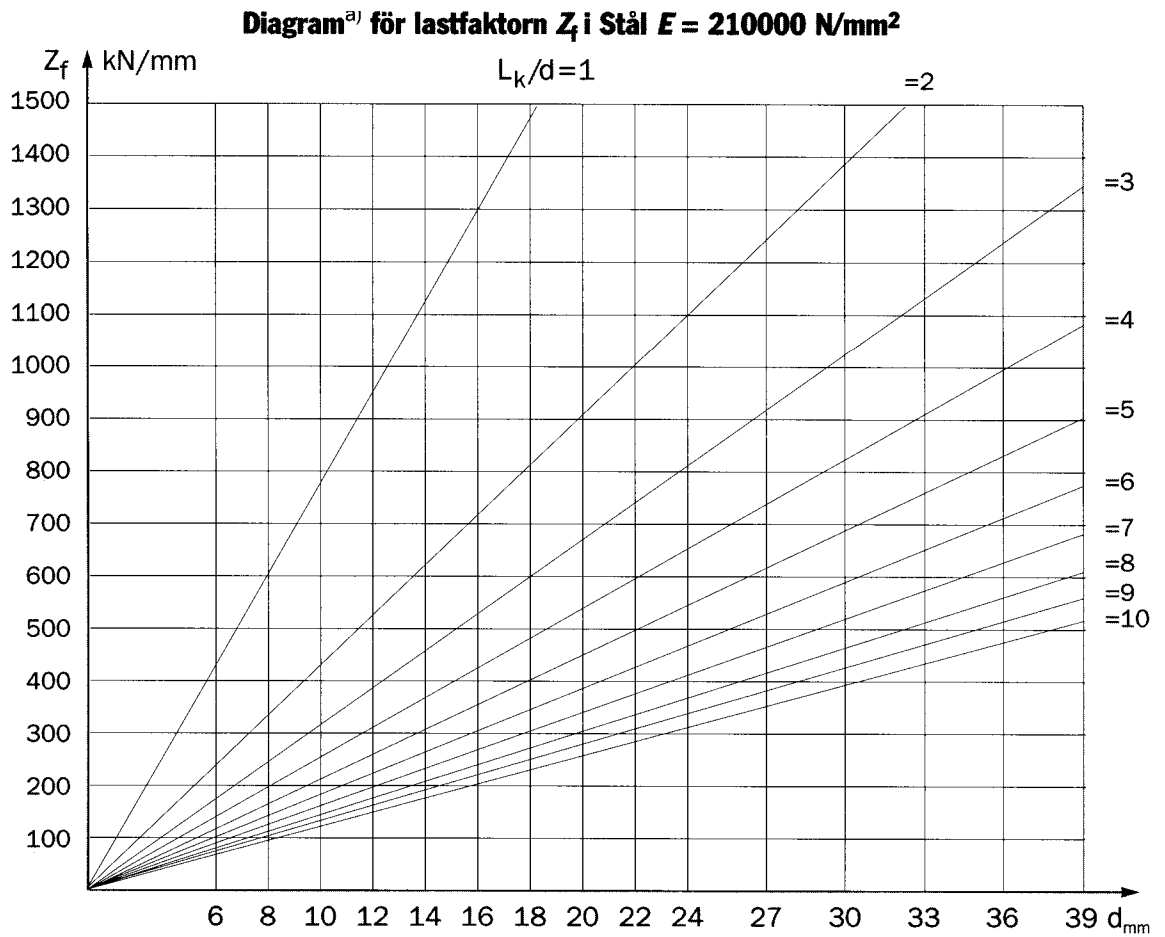


Fig. 163

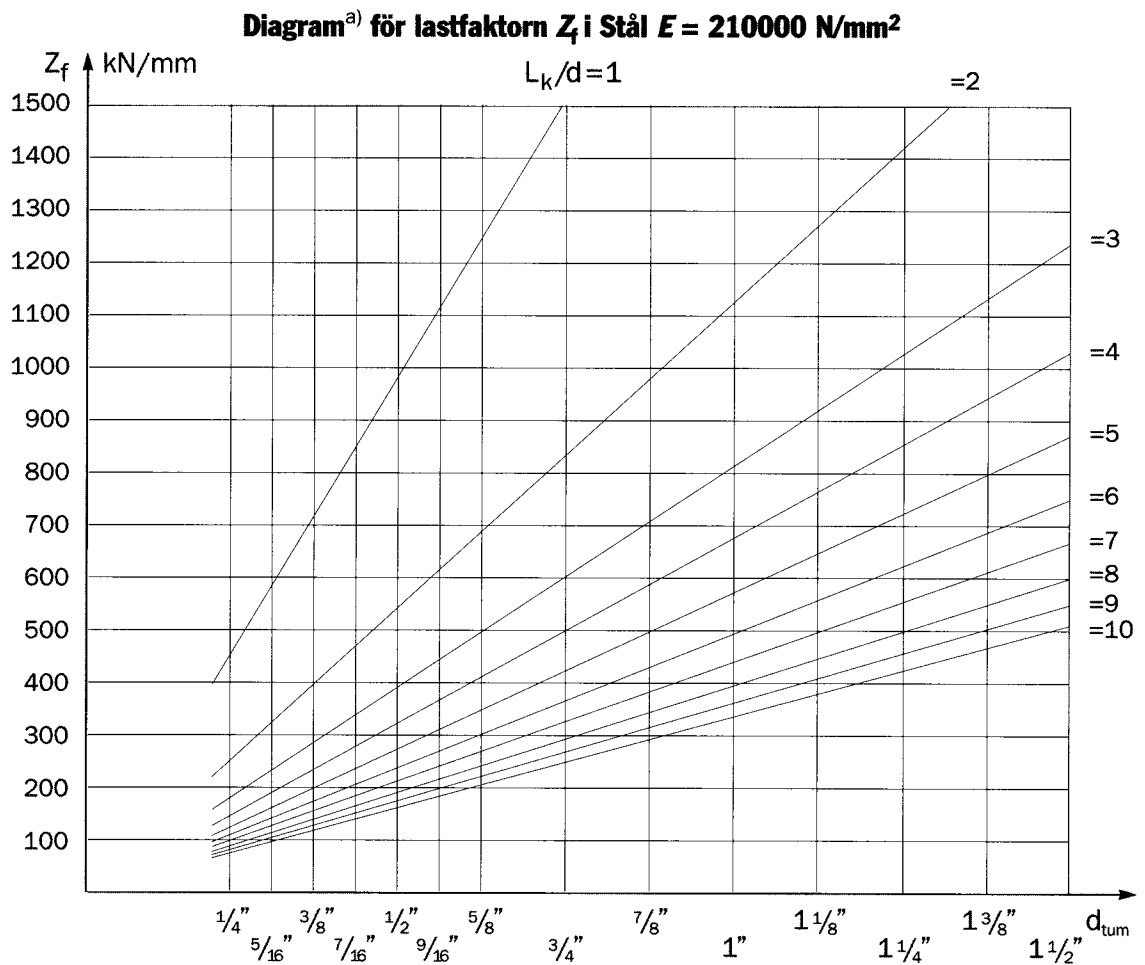


Fig. 164

a) De värden som erhålls ur fig. 163 – 164 är endast närmevärden

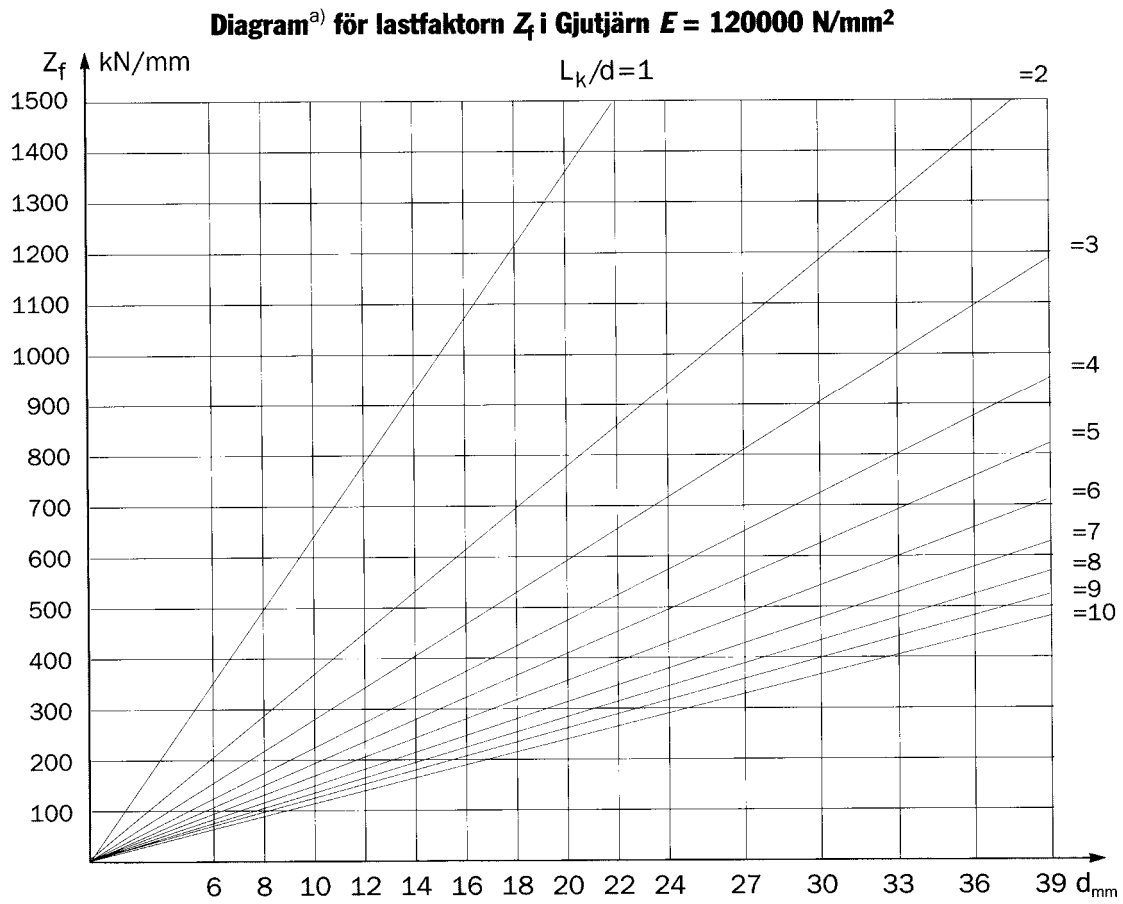


Fig. 165

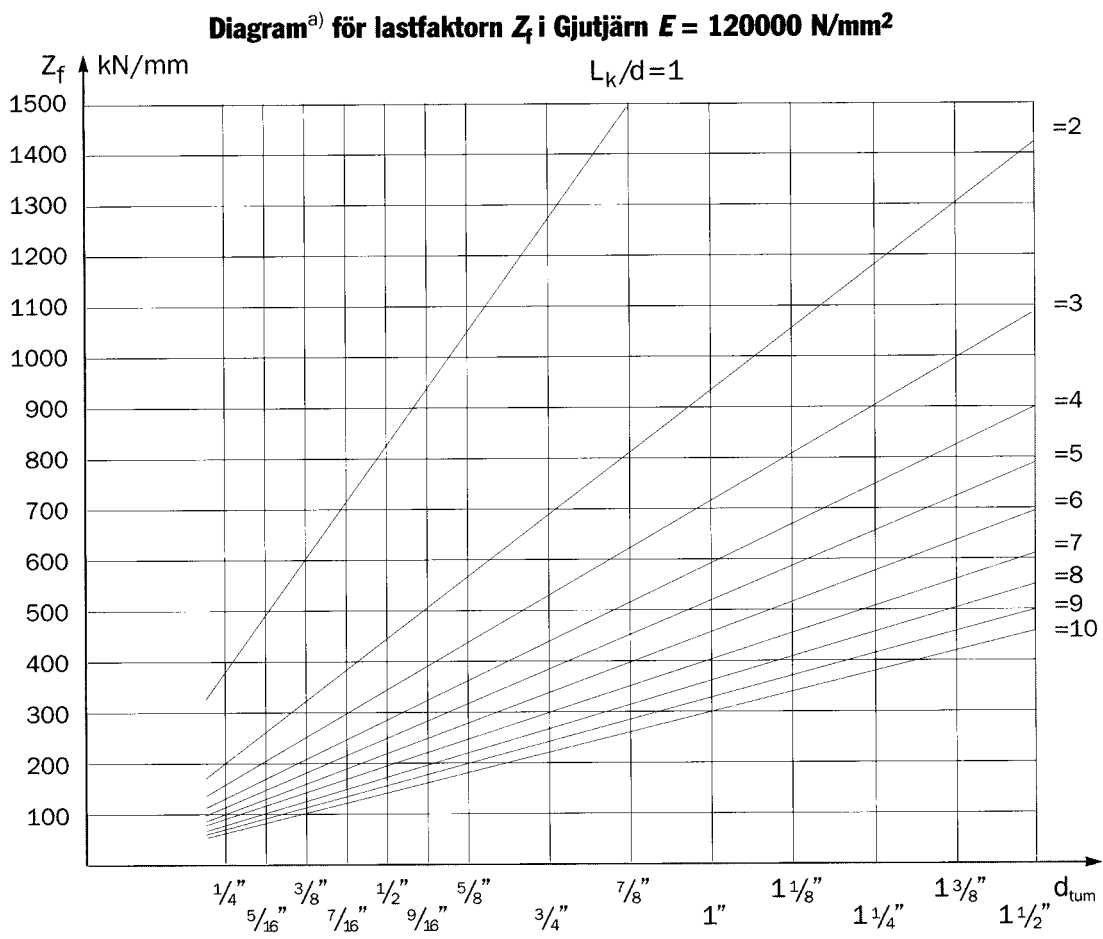


Fig. 166

^{a)} De värden som erhålls ur fig. 165 – 166 är endast närmvärden

Diagram^{a)} för lastfaktorn Z_f i Al. leg $E = 70000 \text{ N/mm}^2$

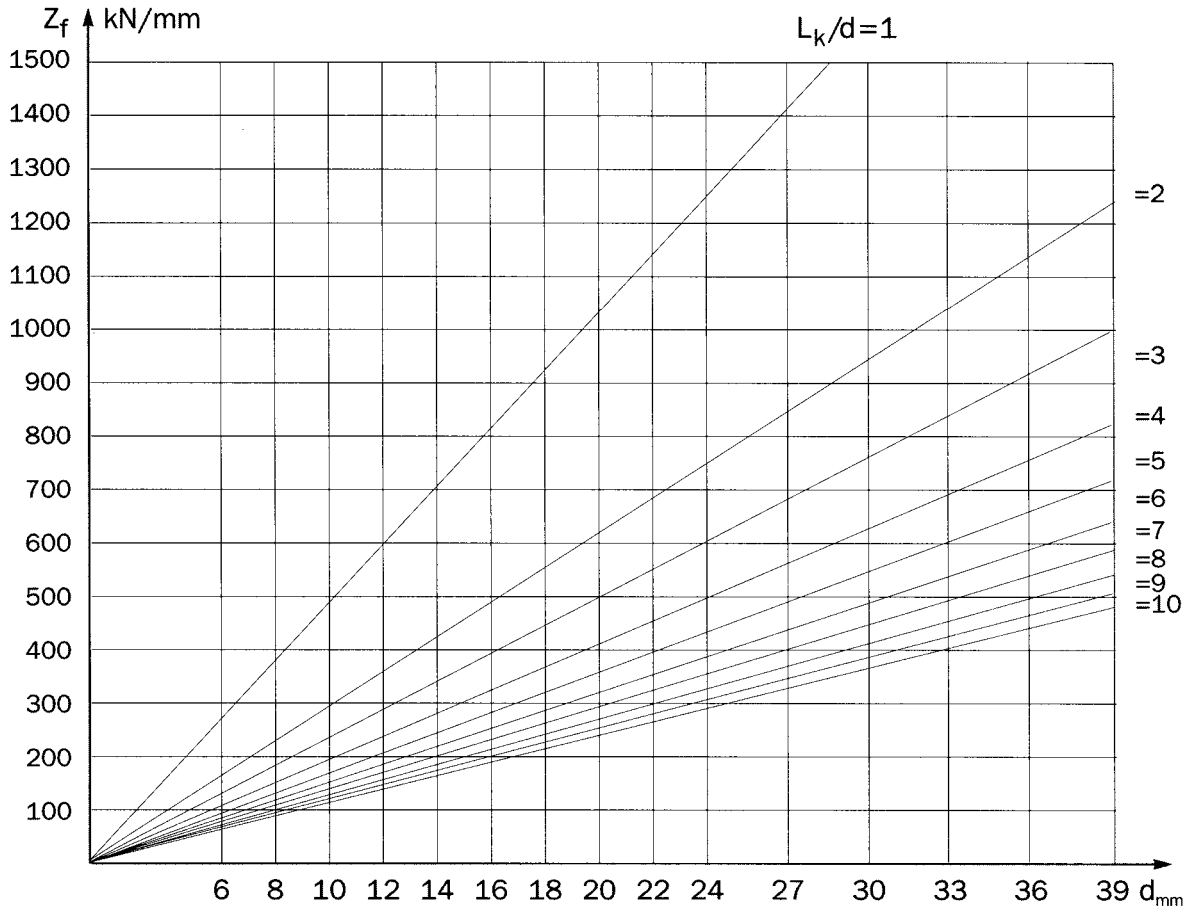


Fig. 167

Diagram^{a)} för lastfaktorn Z_f i Al. leg $E = 70000 \text{ N/mm}^2$

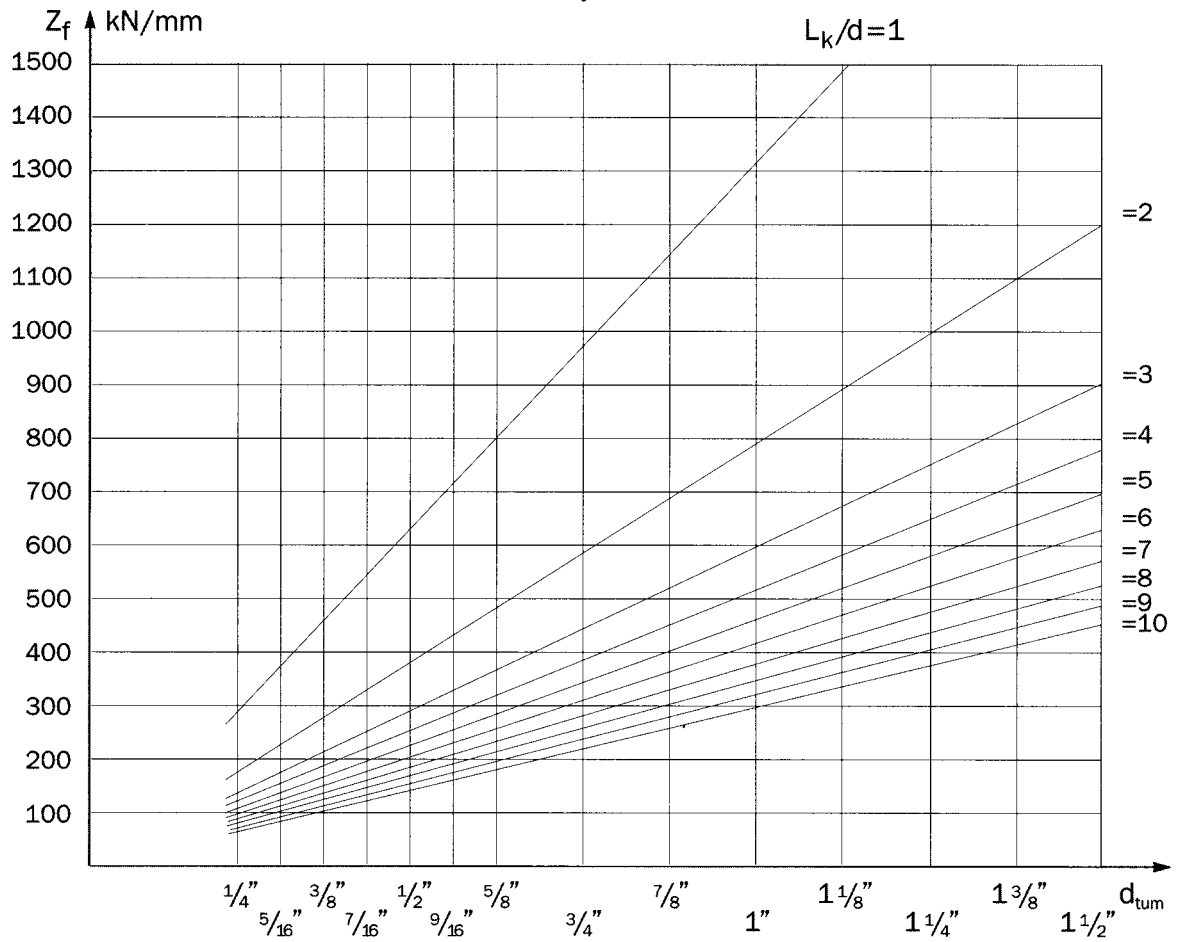


Fig. 168

a) De värden som erhålls ur fig. 167 – 168 är endast närmevärden

6. Litteraturförteckning

1. *Almen, J. O.* : On the strength of highly stressed dynamically loaded bolts and studs. SAE Journal.
2. Ausschuss „Oberflächen“ des Deutschen Normenausschusses Über die Zuordnung der Rauheitswerte von Oberflächen. Wt. u. Mb. 44 s. 290/93.
3. *Benz W.*: Hochwertige Schrauben und Schraubenverbindungen in Motorenbau. Konstruktion 7 s. 175/184.
4. *Benz, W.*: Dehnschraube, Spannkraft, Drehmomentenschlüssel. MTZ s. 33 ff.
5. *Benz, W.*: Wirkt die beim Anziehen entstehende Schraubenschaftverdrehung sichernd? Konstruktion s. 69.
6. *Birger, J. A.*: Die Stauchung zusammengeschaubarter Platten oder Flansche. Konstruktion 15s. 160.
7. *Birkle, H.G.*: Sicherung von Schraubenverbindungen. Maschinenschaden s. 137/46.
8. *Boenick, U.*: Untersuchungen an Schraubenverbindungen. Diss. T.U. Berlin.
9. Bultens Handbok: BH 67 Hallstammar.
10. *Cornelius, E.A. och Kvami, FO.*: Die Steigerung der Sicherheit von Schraubenverbindungen durch überelastisches Anziehen. Konstruktion 18 Heft 4.
11. Deutscher Ausschuss für Stahlbau: Vorläufige Richtlinien für HV-Verbindungen. Köln: Stahlbau-Verlag, 2. Ausg.
12. *Drew, F.P.*: Tightening high strength bolts ... paper nr. 786 ASCE 81.
13. *Ehrhardt, K.F.*: Rationeller Zusammenbau mit modernen Schraubwerkzeugen. Rube-Blauheft nr. 10.
14. *Erker, A.*: Die vorgespannten Schraubenverbindungen unter Dauerbeanspruchung und Überlastungen. MAN-Forschungsheft.
15. *Fabry, C.W.*: Neue Anzugstechnik für Dehnschrauben. Betriebstechnik 4 Heft 1. s. 6/15.
16. *Fabry, C. W.*: Untersuchungen an Dehnschrauben. Konstruktion 15 s. 2 18/28.
17. *Fernlund, J.*: A method to calculate the pressure between bolted or riveted plates. Transactions Chalmers University, Gothenburg nr. 245.
18. *Findeisen, F.*: Das Kräftespiel in einer Schraubenverbindung. Techn. Rundsch. (1964) nr. 18 och nr. 2.
19. *Findeisen, F.*: Neuzeitliche Maschinenelemente. 2. Band Zürich Schweizer Druck- und Verlagshaus.
20. *Finke, G.*: Umrechnung zwischen Brinellhärte und Zugfestigkeit für verschiedene Streckgrenzenverhältnissbereiche. Werkstoff-Handbuch Stahl und Eisen. 3. Aufl. Düsseldorf: Verlag Stahleisen s. C 1/3.
21. *Föpfi, O., Strombeck, H. und Ebermann, L.*: Schnelllaufende Dieselmotoren. Berlin: Springer.
22. *Hancke, A.* : Anzugsmoment, Reibungsbeiwert und Verspannkraft bei hochfesten Schrauben. Draht nr. 2 och nr. 3.
23. Die Schraubenverbindungen als federndes Element in der Konstruktion. Draht 10 s. 386/1 94. Draht 14. s. 185/90 327/39.
24. *von Hanffstengel, K.*: Einfluss des Kraftangriffes auf die Beanspruchung vorgespannter Schraubenverbindungen VDI-2 86 s. 508/10.
25. *Hanfland, C.H.*: Selbstsichernde Muttern. Industriblatt nr.61,s. 1/19.
26. *Henning, H.J.*: Mittelewert und Streuung. AWF Technische Statistik 11-2-1 Berlin und Frankfurt: AWF.
27. *Hercigonja, J.*: Höhe der Mutter bei Gewinden verschiedener Feinheit. Masch.-Bau 11 s. 139/40.
28. *Hetényi, M.*: A photoelastic study of bolt and nut. Fastenings Journal of applied mechanics, P.A-93-A-100
29. *Hänchen, K.*: Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau. München: Hanser Verlag.
30. *Illgner, K. -H.*: Auslegung von Schraubenverbindungen für statische Zugbeanspruchungen. Maschinen-Markt Nr. 41 s. 12/19.
31. *Illgner, K.-H.*: Die Berechnung von Schraubenverbindungen in früherer Zeit und heute. Masch Markt 13 s. 789-801.
32. *Illgner, K.-H.*: Haltbarkeit von ISO-Schraubenverbindungen unter Zugbelastung. Vorgetragen auf der Sitzung des Gewindeausschusses im DNA.
33. *Illgner, K.-H.*: Das Verspannungsschaubild von Schraubenverbindungen. Draht-Welt 53 bilaga Schrauben, Muttern, Formteile sid. 43.
34. Industrial Fasteners Institute, Cleveland: Locknuts-Locking, screws and bolts. Fasteners 18 Nr. 2.
35. *Jakuscheff A.*: Einfluss der Fertigungstechnologie und der Hauptmasse des Gewindes auf die Festigkeit von Gewindeverbindungen. UdSSR (DNA Berlin W 15).
36. *Jepifanow, G.J., Solesko, FP, Rebinder, PA.*: Ein neues Verfahren für die Bestimmung der Reibungszahl bei gleitender Reibung und beim Studium der Absorptionsschmierung. Ref. in Stahl u. Eisen 77 s. 1389.
37. *Junker, G.*: Flächenpressung unter Schraubenköpfen. Masch-Markt Nr. 38 s. 29/30.
38. *Junker, G.*: Neue Prinzipien der Schraubenrechnung. Maschinenmarkt v. 14.9., s. 16/29.

41. *Junker, G.*: Sicherung von Schraubenverbindungen durch Erhaltung der Vorspannung. Draht-Welt 47 1961 s. 963/43.
42. *Junker, G.*: Sicherung von Schraubenverbindungen. Noch unveröffentlichte neue Untersuchung aus dem Hauser Bauer & Schaurte.
43. *Junker, G.*: Untersuchungen über das Arbeitsvermögen hochfester Schrauben und seine Bedeutung für die Dimensionierung und Gutewahl. Maschinenmarkt Nr. 81 s. 15/26.
44. *Junker, G. und Blume, D.*: Neue Wege einer systematischen Schraubenberechnung. Triltsch-Verlag, Düsseldorf.
45. *Junker, G. und Meyer, G.*: Neuere Betrachtungen über die Haltbarkeit von dynamisch belasteten Schraubenverbindungen. Draht-Welt 54 7, 5. 487-499.
46. *Junker, G. und Meyer, G.*: Sicherung von Schraubenverbindungen, Möglichkeiten der Beurteilung von Schraubensicherungen. Maschinenmarkt.
47. *Junker, G. und Leusch, F.*: Neue Wege einer systematischen Schraubenberechnung. Draht-Welt Heft 1 2, Triltsch-Verlag.
48. *Junker, G. und Strehlow, D.*: Untersuchungen über die Mechanik des selbsttätigen Lösens und die zweckmässige Sicherung von Schraubenverbindungen. Draht-Welt 52, bilaga Schrauben, Muttern, Formteile häfte 2 s. 103, häfte 3 s. 175, häfte 5 s. 317.
49. *Kaehler, P.*: Die selbsttätige Ausgleichbewegung zur Herabsetzung der Biegebeanspruchung von Schrauben mit Schrägaufgabe. Forschung 20, s. 113/119.
50. *Kellerman, R. und Alsen, K.*: Messung des Kraft- und Arbeitsbedarfes mit Dehnmessstreifen an einer Kaltstauchpresse. Werkstattstechnik 44 s. 363 ... 369.
51. *Kellermann, R. und Klein, H. -Ch.*: Anziehdrehmomente für Schraubenverbindungen. Werkstattstechnik 50 1960 s. 192/95.
52. *Kellermann, R. und Klein, H. -Ch.*: Berücksichtigung des Reibungszustandes bei der Bemessung hochwertiger Schraubenverbindungen. Konstruktion 8 s. 236/244.
53. *Kellermann, R. und Klein, H. -Ch.*: Untersuchungen über den Einfluss der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. Konstruktion 7 s. 54/68.
54. *Kellerman, R. und Schuster, W.*: Die statistische Qualitätskontrolle in der Schraubenfertigung. Werkstattstechnik 54 Heft 6, s. 264-270.
55. *Kellermann, R. und Turlauch, G.*: Bestimmung des Relativen Reibwertes bei hohen Flächenpressungen an Drähten und Drahterzeugnissen. Werkstattstechnik Heft 7.
56. *Klein, H.-Ch.*: Das Anziehen hochwertiger Schraubenverbindungen. Techn. Rdsch. 5247 s. 9/21.
57. *Klein, H.-Ch.*: Hochwertige Schraubenverbindungen - Einige Gestaltungsprinzipien und Neuentwicklungen. Konstruktion 11 s. 201/12; 259/64.
58. *Koennicke, W.*: Federringe zur Sicherung von Schraubenverbindungen. Draht-Welt s. 136/40.
59. *Krekel, P.*: Erweiterung der Anwendungsmöglichkeiten von Aluminiumkonstruktionen durch Verwendung neuartiger Gewindeeinsätze. Zeitschrift Aluminium 32.
60. *Kübler, K.-H.*: Kräfte und Deformationen in Schraubverbindungen. Skriv 1 nr. 1 1 och nr. 12.
61. *Kübler, K.-H.*: Ättdragningmomentets beräkning. Skriv 2 5. 1.
62. *Küchler, R.*: Statische Versuche mit Schraubensicherungen. Draht 13 Nr. 1 1 und Nr. 12.
63. *Larsson, L. -H.*: Betydelsen av hård ättdragning. Skriv 2 s. 1.
64. *Lickteig, E.*: Konstruktive Gestaltung von Schraubenverbindungen. Konstruktion 8 s. 150/60.
65. Machinery, London. 84 Nr. 2170, s. 1303/1 1304.
66. *Maney, G.A.*: Predicting bolt tension. Fasteners 3 (5).
67. *Martinaglia, L.*: Ziele der Ermüdungsforschung in der Schweiz, gezeigt am Beispiel von Dauerversuchen an Schraubenverbindungen. Colloquium on Fatigue Stockholm. Berlin / Göttingen / Heidelberg: Springer.
68. *Matting, A. und Beseler, J.*: Formgebung und Spannungshaltung federnder Sicherungselemente. Draht 16 s. 113/119, 202/208 und 17 s. 1/7.
69. *Paland, E. G.*: Gewindelastverteilung in der Schrauben-Muttern-Verbindung. Konstruktion 19 9, s. 345-350.
70. *Paland, E.G.*: Die Sicherheit der Schrauben-Muttern-Verbindungen bei dynamischer Achsialbeanspruchung. Konstruktion 19 12, s. 453-463.
71. *Paland, E. G.*: Untersuchungen über die Sicherheitseigenschaften von Schraubenverbindungen bei dynamischer Belastung. Dissertation TH Hannover.
72. *Ros, M. und Eichinger, A.*: Die Bruchgefahr fester Körper bei ruhender statischer Beanspruchung. EMPA Zürich, Bericht Nr. 172.
73. *Rydschenko, VM. und Tkachenko, M.*: Die maximale Schraubenkraft einer vorgespannten Schraubenverbindung. Konstruktion 15, s. 466.
74. *Rötscher, F.*: Die Maschinenelemente. Berlin usw Springer-Verlag.
75. *Sass, F.*: Bau und Betrieb von Dieselmotoren. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer.
76. *Schwartz, G.-K.*: Oberflächenbehandlung von nicht-rostenden Stählen und Heizleiterlegierungen zur Erleichterung der spanlosen Kaltformung. Draht Welt 48 s. 181... 185.
77. Sicherung von Schrauben gegen Überbeanspruchung beim Anziehen. Konstruktion 10 s. 417/418.

78. *Siebel, E. und Gaier, M.*: Untersuchungen über den Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit auf die Dauerschwingfestigkeit metallischer Bauteile. VDI-Z. 98 s. 1715/23.
79. *Standinger, H. und Wehser W.*: Zweckmässige Wahl der Kernlochbohrungen bei Einschnitt-Gewinde bohren.
80. *Standinger, H. und Wehser, W.*: Das Festigkeitsverhalten von Gewindeverbindungen bei vergrösserten Mutterkernlöchern. Industrie-Anzeiger vom 7.11.58 s. 265/268.
81. *Theophanopoulos, N.*: Gesetzmässigkeiten beim Einbau von Schrauben, insbesondere Kopfschrauben. Springer.
82. *Thum, A. und Staedel, W.*: Dauerfestigkeit von Schrauben. Maschinenbau 11 s. 230.
83. *Thum, A. und Lorenz, H.*: Vorspannung und Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen mit einer oder mehreren Schrauben. Dtsch. Kraftfahrz. Forsch. Nr. 46.
84. *Thurston, G.*: The fatigue strength of threaded connections. Trans. ASME s. 1088 ff.
85. Verhalten von Gewindeverbindungen mit Heli-Coil Gewindeeinsätzen beim Ansehen und bei Schwingbeanspruchung. (Dipl.-Phys. E. Haibach).
86. *Vitkup, E.B.*: Die Verformung zusammengeschaubarer Platten. Konstruktion 15, s. 161.
87. *Weiss, H. und Wallner, F.*: Die HV-Schraube unter Zugbelastung. Stahlbau-Rundschau Nr. 24 15/22.
88. *Wiegand, H.*: Über die Schraubenverbindungen. dissertation TH Darmstadt.
89. *Wiegand, H. und Haas, B.*: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag.
90. *Wiegand, H. und Illgner, K. -H.*: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer.
91. *Wiegand, H. und Illgner, K. -H.*: Haltbarkeit von Schraubengewinden beim Einschrauben in Sacklochgewinde. Konstruktion 16 s. 330/340.
92. *Wiegand, H. und Illgner, K. -H.*: Haltbarkeit von ISO-Schraubenverbindungen unter Zugbeanspruchung. Konstruktion 15. s. 142/49.
93. *Wiegand, H. und Illgner, K. -H.*: Setzen von Gewindeverbindungen. Noch nicht veröffentlichte Arbeit am Institut für Werkstoffkunde der T.H. Darmstadt.
94. *Wiegand, H. und Kloos, K. -H.*: Der Reibungs- und Schmiervorgang in der Kaltformgebung und Möglichkeiten seiner Messung. Werkstatt u. Betr. 93 s. 181 ... 187.
95. *Wiegand, H., Illgner K -H. und Beelich, K -H.*: Über die Verminderung der Vorspannung von Schraubenverbindungen durch Setzvorgänge. Konstruktion 20 s. 30.
96. *Wiegand, H. und Illgner, K. -H. und Junker G.*: Neuere Ergebnisse und Untersuchungen über die Dauerhaltbarkeiten von Schraubenverbindungen. Konstruktion 13 s. 46 1/67.
97. *Wiirges, M.*: Zweckmässige Vorspannung von Schraubenverbindungen. dissertation T.H. Darmstadt.
98. *Wyss, Th.*: Untersuchungen an gekerbten Körpern, insbesondere am Kraftfeld der Schraube unter Berücksichtigung der Vergleichsspannung. EMPA Zürich, Bericht Nr. 151

Tillägg:

Blume, D. och Illgner, K. -H.: Schrauben Vademecum, Bauer & Schaurte Karcher, Neuss.

Junker, C. och Newnham, J.: Systematic calculation of high duty Bolted joints, VDI 2230.

Bickford, J. M.: An Introduction to the Design and Behaviour of Bolted joints. Marcel Dekker Inc. New York.