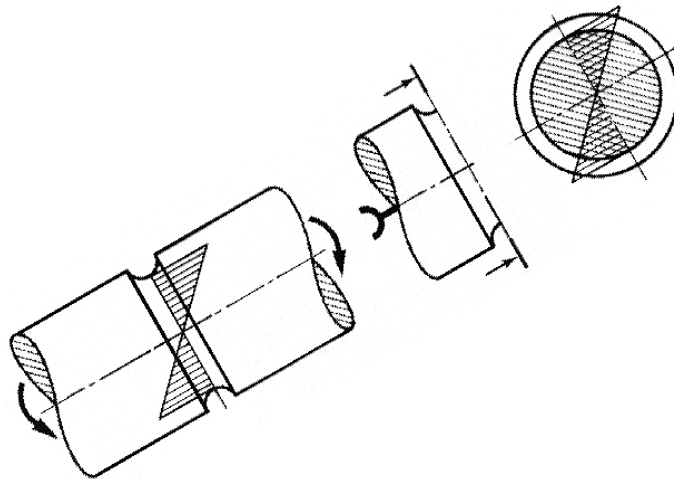


Aksler



	side:
0 INNHOLD	2
1 INNLEDNING	3
2 MATERIALER I AKSLER	3
3 DIMENSJONERING	3
3.1 Sylindrisk aksel utsatt for statisk belastning	4
3.2 Sylindrisk aksel utsatt for dynamisk belastning og kjervvirkning	5
4 REFERANSER	7

Copyright © 2011 Henning Johansen

Sist revidert: 3.10.2011

1 INNLEDNING

De viktigste typene av aksler er rette, bøyelige (fleksible) og veivaksler.

Rette aksler benyttes for å bære roterende deler som tannhjul, svinghjul, reimskiver etc. og til å overføre vrilmoment og effekt. De kan være glatte, ha ens diameter, eller avtrappende eller koniske. Akslene blir vanligvis utsatt for både bøyning og vridning. Ofte er den ene av disse påkjenningsene fremtredende. Aksler som i hovedsak er utsatt for tverrkrefter og bøyepåkjente, kaller vi bæreaksler. Aksler som i hovedsak overfører vrilmoment, kaller vi torsjons-, arbeids- eller transmisjonsaksler.

Bøyelige (fleksible) aksler brukes til kraftoverføring ved roterende håndverktøy og til noen typer mindre maskiner.

Veivaksler overfører en fram- og tilbakegående eller svingende til en roterende bevegelse og omvendt.

2 MATERIALER I AKSLER

Materialvalg i aksler avhenger av driftsforhold. Vanligvis velges et forholdsvis seigt materiale som S275 (S = konstruksjonsstål og 275 er flytegrense i N/mm^2). I drivaksler og lignende, hvor vi må ha en hard sliteflate i lagerganger, bruker vi E295 og E335 (E = maskinstål). Kraftigere påkjente aksler utføres i ulegerte seig- og setthardingsstål.

Det er ikke alltid best å velge stål med høy flytegrense/bruddfasthet, da disse er veldig følsomme for kjerver. Det har heller ingen hensikt å velge harde stål hvor deformasjoner er bestemmende for dimensjonering. Elastisitetsmodulen, E, og skjærmodulen, G, er uavhengig av hardheten.

Maskinaksler bør findreies og blankpoleres overalt av hensyn til utmattingsfastheten. I motorkjøretøy er vekt- og volumsparing viktig. For å kunne ha små dimensjoner brukes legerte stålsorter med høyere fasthet.

3 DIMENSJONERING

Aksler kan bli utsatt for både bøyepenninger og vri-/ torsjonsspenninger.

Bæreaksler overfører ingen ytelse, men de opptar bøyemoment og tverrkrefter. Hvis akselen er fast (statisk), må delene den bærer forsynes med lager. Akselen kan også rotere og hviler da selv i lager. Delene, løpehjul, tautrommel og lignende, er da kilt, presset eller på annen måte festet på akselen.

Vanligvis betrakter vi belastningene fra lager og lignende som enkeltlast. Det maksimale bøyemomentet opptrer da ved ett angrepspunkt. Det er da tilstrekkelig å kontrollere bøyepenningen i vedkommende snitt. Hvis akselen er kort i forhold til lager- eller nav- lengden, bør vi regne med jevnt fordelt last.

3.1 Sylindrisk aksel utsatt for statisk belastning

Hvis bøyepenninger σ_b og vrispenninger τ_v opptrer samtidig, setter vi de sammen i jevnførende spennning σ_j som blir opptredende spennning σ_o .

Opptredende spennning = Jevnførende spennning:

$$\sigma_o = \sigma_j = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2}$$

$$\text{Bøyepennning } \sigma_b = \frac{M_b}{W_x}$$

hvor:

M_b = bøyemoment [Nmm]

W_x = arealmotstandsmoment [mm³]

- for massiv aksel $W_x = \frac{\pi}{32} \cdot d^3$

- for hul aksel $W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$

hvor: D = ytre diameter

d = indre diameter

$$\text{Skjærspennning ved vridning } \tau_v = \frac{M_v}{W_p}$$

hvor: M_v = vrimoment [Nmm]

W_p = polart arealmotstandsmoment [mm³]

- for massiv aksel $W_v = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$

- for hul aksel $W_v = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$

Vi kan da skrive jevnførende spennning som:

$$\sigma_j = \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_x}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_v}{W_p}\right)^2}$$

- for massiv aksel $\sigma_j = \frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot M_v^2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$

- for hul aksel $\sigma_j = \frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot M_v^2}}{\frac{\pi \cdot D^4 - d^4}{32 \cdot D}}$

3.2 Sylindrisk aksel utsatt for dynamisk belastning og kjervvirkning

Aksler som utsettes for utmattingspåkjenning og kjervvirkning, for eksempel en avtrappet aksel er mer arbeidskrevende å dimensjonere.

Beregning av kjervvirkning er avhengig av akselens diameter. Diameteren er som regel ukjent da det er denne vi ofte skal beregne.

Vi utfører da først en omtrentlig beregning av diameteren, for så å gjennomføre en etterfølgende utmattingskontroll.

Omtrentlig beregning av diameteren

Eksempel.

Omtrentlig beregning for en massiv aksel:

$$\sigma_j = \frac{\sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_v)^2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

Vi setter jevnførende (opptredende) spenning lik tillatt spenning:

$$\sigma_j = \sigma_{\text{till}}$$

$$\sigma_j = \frac{\sqrt{(M_b)^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_v)^2}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \sigma_{\text{till}}$$

Vi foretar så en omtrentlig beregning av akselens diameter:

$$\Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{(M_b)^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_v)^2}}{\pi \cdot \sigma_{\text{till}}}}$$

hvor: α_0 = f faktor avhengig av lastforløp:

- $\alpha_0 = 1$ for vekslende bøyning og vekslende vridning
- $\alpha_0 = 0,75$ for vekslende bøyning og pulserende vridning
- $\alpha_0 = 0,6$ for vekslende bøyning og hvilende vridning (mest vanlig)

σ_{till} = tillatt spenning:

- $R_e/3$ statisk belastning med kjerv
- $R_e/2$ statisk belastning uten kjerv
- $R_e/5$ dynamisk belastning med kjerv
- $R_e/4$ dynamisk belastning uten kjerv

Med denne diameteren foretar vi så en utmattingskontroll.

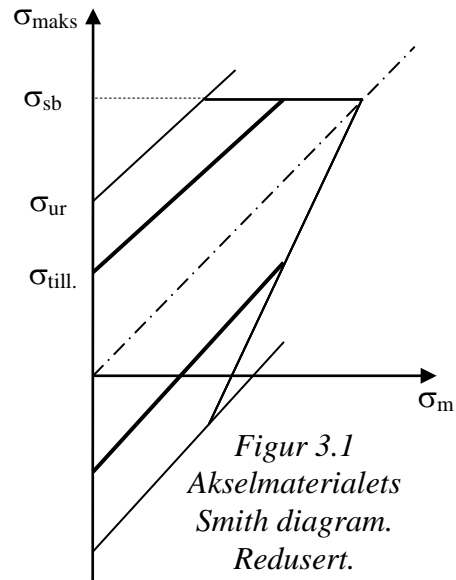
Utmattingskontroll

Vi må kontrollere etter fasthetslærens regler om utmattingsberegninger. Vi må ha opplysninger om materialet vi skal benytte i akselen og tegne et utmattingsdiagram, Smith diagram. Dette diagrammet må vi korrigere med hensyn på overflateruhet og dimensjon. Det benyttes en sikkerhetsfaktor avpasset forholdene, vanligvis $n = 2$.

Tillatt spenning:

$$\sigma_{\text{till.}} = \frac{\sigma_{\text{ur}}}{n} \cdot \chi_0$$

- hvor: σ_{ur} = utmattingsgrense [N/mm²]
 n = sikkerhetsfaktor
 χ_0 = overflatefaktor
 σ_{sb} = flytegrense [N/mm²]



De aktuelle, opptredende, spenningene tegnes inn i diagrammet for å se om de ligger innenfor tillatte grenser.

Opptredende spenning

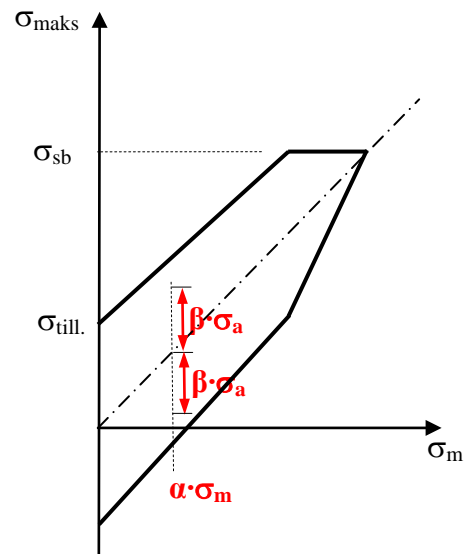
$$\sigma_{\text{opptr.}} = \alpha \cdot \sigma_m \pm \beta \cdot \sigma_a$$

- hvor: α = formfaktor
 σ_m = midlere spenning [N/mm²]
 σ_a = amplitude spenning [N/mm²]
 β = kjervfaktor

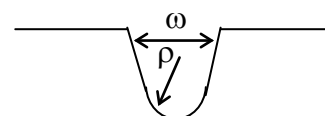
Vi regner middelspenningen σ_m som statisk og derfor bare påvirket av formen, formfaktor α , og at amplitudespenningen σ_a som dynamisk og dermed påvirket av kjervvirkningen som ivaretas av kjervfaktor β :

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{\rho'}{\rho}}}$$

- hvor: α = formfaktor
 ω = vinkel mellom hulcilens begrensningsskanter [rad]
 ρ = hulkileradien [mm]
 ρ' = faktor avhengig av materialets kornstørrelse [mm]

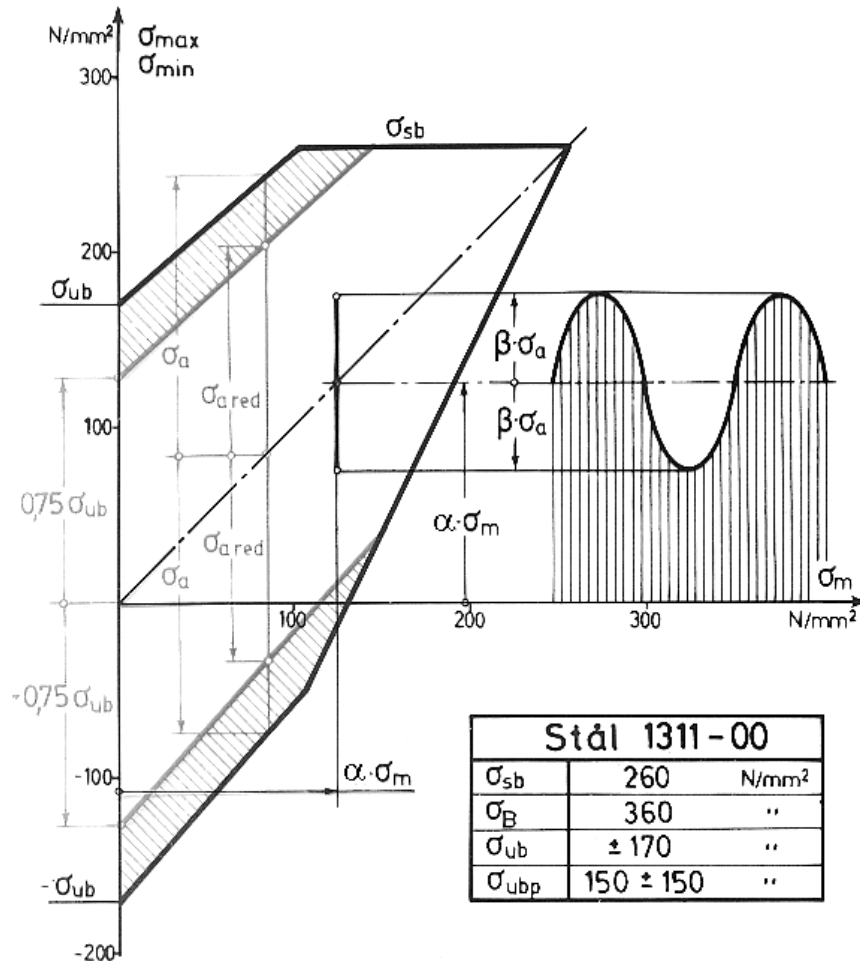


*Figur 3.2
Redusert Smith diagram
med opptredende spenning
inntegnet.*



*Figur 3.3
Eksempel på kjerv.*

Figuren under viser et eksempel på oppredende spenning innlagt i et redusert Smith diagram. Diagrammet gjelder for bøyespennning for et svensk stål.



Figur 3.4

Eksempel på oppredende spenning innlagt i redusert Smith diagram for bøyespennning for et svensk stål.

4 REFERANSER

- 1 Dahlvig, Christensen, Strømsnes (1991). *Konstruksjonselementer*. Yrkesopplæring ans. ISBN 82-585-0700-1
- 2 Johan S. Aspen (1970). *Maskindeler 1*. Universitetsforlaget.
- 3 H. Hartvigsen, R. Lorentsen, K. Michelsen, S. Seljevoll (2002). *Verksted håndboka, mekaniske fag*. Yrkesopplæring ans. ISBN 82-05-303 19-3
- 4 Peter Köves. *Utmatting*
- 5 Sverre E. Kindem (1991). *Mekanikk 1. Statikk og fasthetslære*. Yrkesopplæring i.s. ISBN 82-585-0282-4