

**BEREGNING AV SYLINDRISKE TANNHJUL
MED RETTE TENNER**

**UTDRAG FRA
MASKINKONSTRUKSJON II
C.ZEGVELD
J. MEIJER
(NKI)**

Beregning av sylindriske tannhjul med rette tenner

I avsnitt 4.12 kom vi inn på kraftvirkningen mellom to samvirkende, sylindriske tannhjul med rette tenner. Se figur 4.29.

For å få litt innsikt i hvorfor tenner slites eller blir skadd, skal vi se på de vanligste årsakene til skader.

Ved beregninger av *tannbrudd* og *kontaktspenninger* holder vi oss til gjeldende ISO-normer, angitt i DIN 3990.

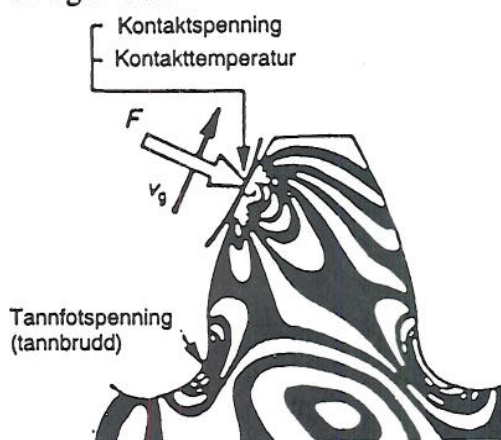
4.27.1

Typer av skader

De typer av skader som vanligvis opptrer på tannhjul, er:

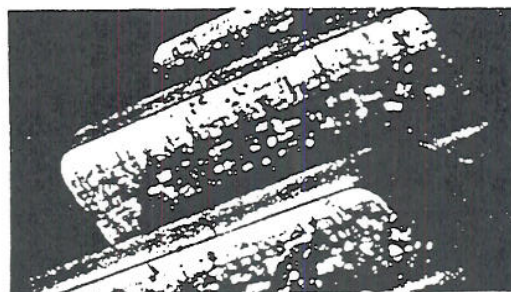
- slitasje
- riving
- tannbrudd
- groptæring

Se figur 4.59.



- a Spenninger forårsaket av kreftene som virker på tennene, og av glidehastigheten

- b Skader som kan forekomme



Figur 4.59 Skader som følge av tannbelastning

● *Slitasje*

Fordi tannflankene til to samvirkende tannhjul ikke ruller 100 % over hverandre, men også til dels gnisser mot hverandre, blir tennene etter hvert slitt. Graden av slitasje avhenger blant annet av disse faktorene:

- overflatekvaliteten til tannflankene
- smøringen
- tannbelastningen
- tannmaterialet

Smøring av tannhjulene er en effektiv måte å motvirke slitasje på. Det er bare mulig å danne en oljefilm dersom tilstrekkelig med smøremiddel blir tilført, og *glidehastigheten* er stor nok. Det framgår av dette at vi ikke kan vente nevneverdig slitasje dersom overflatekvaliteten til tannflankene er god, tannhjulsvekselen er innkapslet og smøremiddelet har den rette viskositeten.

Åpne tannhjulsoverføringer er imidlertid svært følsomme for slitasje fordi de som oftest er saktegående, utilstrekkelig smurt og utsatt for forurensninger gjennom smøremiddelet (fett).

● *Riving*

Sterkt belastede tannhjul med stor rotasjonshastighet er ofte utsatt for riving. Skaden oppstår når det blir gjennombrudd i oljefilmen, slik at det blir mekanisk kontakt mellom tannflankene på de samvirkende tannhjulene. Temperaturen kan da bli så høy at tannflankene blir sveiset sammen. Når tannhjulet fortsetter å rotere, blir sveisen revet opp. Det kan føre til alvorlige skader på tannflankene. Se figur 4.59.

● *Tannbrudd*

Tannbrudd er den alvorligste formen for skade på tannhjul. Vi skiller mellom to typer av tannbrudd: tretthetsbrudd og voldsomt brudd. Tretthetsbrudd henger i stor grad sammen med tannmaterialet og varigheten av belastningen på tannhjulet. Voldsomt brudd oppstår når spenningen i tannfoten overstiger bruddspenningen til materialet, for eksempel fordi den drevne maskinen bråstopper.

● *Groptæring*

Groptæring er den vanligste skaden på tannhjul. Den forekommer på tannflanken mellom delesirkelen og fotsirkelen. Groptæring er en form for materialtretthet som oppstår når *kontaktspenningen* mellom tannflankene er for høy. På grunn av den høye kontaktspenningen blir det dannet hårfine sprekker i materialet. Sprekkene blir fylt

med olje, og når tannflankene ruller over hverandre, blir oljen blir presset sammen. Til slutt faller deler av tannflanken ut.

4.27.2

Resulterende periferikraft

Som vi har nevnt tidligere, er rullesirkelene til to samvirkende tannhjul de sirklene hvor periferihastigheten er den samme. Periferikraften F_t som angriper i rullesirkelene til tannhjul, må vi kjenne når vi skal foreta tannberegninger. Denne kraften er i prinsippet en resultant av tre krefter, nemlig den *teoretiske* eller *statiske periferikraften* (som vi beregner av det dreiemomentet tannhjulene overfører), den *ytre dynamiske kraften* som den drivende og den drevne mekanismen forårsaker, og den *indre dynamiske kraften* som tannhjulene selv forårsaker.

● Teoretisk periferikraft

Den teoretiske periferikraften F_{th} beregner vi av det dreiemomentet tannhjulene overfører:

$$F_{th} = \frac{M_w}{r}$$

$$\left[\begin{array}{l} r = \frac{\text{delesirkel dia}}{2} = \frac{d}{2} \quad \text{ i mm} \\ F_{th} \quad \text{ i N} \\ M_w \quad \text{ i Nmm} \end{array} \right]$$

● Ytre dynamisk belastning

Den ytre dynamiske belastningen på et tannhjul skyldes at drivmekanismen ikke avgir et konstant moment til tannhjulsoverføringen, og at den drevne mekanismen ikke mottar et konstant moment fra tannhjulsoverføringen. Det er med andre ord

Tabell 4.6 Belastningsfaktor K_a

Driv-mekanisme	Driftstimer per dag	Jevn	Lette støt	Tunge støt
Elektromotor eller hydromotor	8-10 timer	1	1,25	1,75
	2-3 timer	0,8	1	1,50

jevn	lette støt	tunge støt
lette transportenheter	betongblandere	steinknuser
blandeapparater	blandeverk	veihøvler
sorteringsbånd	traverskraner	presser
vinsjer	svingkraner	kulemøller
sentrifugalpumper	stempelpumper	sakser
	med flere sylindre	grabber
		mudderapparater
		gravemaskiner

graden av *uensartethet* mellom drivmekanismen og den drevne mekanismen som bestemmer størrelsen av den ytre dynamiske belastningen. Fordi det som regel ikke er mulig eksakt å bestemme belastningsvariasjonene, bruker vi ved beregninger en faktor K_a , som vi multipliserer den teoretiske periferikraften F_{th} med.

I tabell 4.6 er belastningsfaktoren K_a angitt ved forskjellige driftsforhold og for ulike maskiner.

● Indre dynamisk belastning

Den indre dynamiske belastningen skyldes selve tannhjulene og er avhengig av periferihastigheten til tannhjulene, nøyaktigheten ved tilvirkningen av tennene, eksentrisiteten til fortanningen i forhold til boringen og massen til hjulene. Ved beregninger multipliserer vi den teoretiske periferikraften F_{th} med en faktor K_v . Den dynamiske faktoren blir beregnet med formelen:

$$K_v = \frac{A + v}{A} \quad (4.19)$$

hvor:

- K_v = den dynamiske belastningsfaktoren
- A = driftsfaktoren $\left(\frac{m}{s}\right)$
- v = periferihastigheten til delesirkelen i m/s

De vanligste verdiene for driftsfaktoren A er angitt i tabell 4.7.

Tabell 4.7 Driftsfaktor A

Tannhjulstype	$A \left(\frac{m}{s}\right)$
Svært nøyaktig tilvirket (slipt) tannhjul	10
Nøyaktig tilvirket tannhjul	5
Vanlig tannhjul, inkl. åpen drift	3

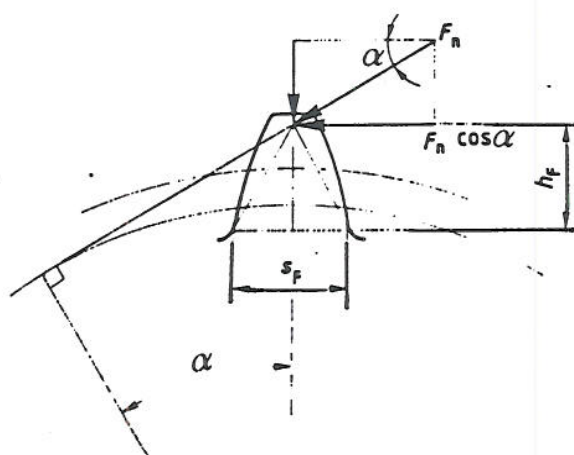
Størrelsen på den retningsgivende periferikraften ved beregninger får vi ved å multiplisere den teoretiske periferikraften F_{th} med den ytre dynamiske belastningsfaktoren K_a og den indre dynamiske faktoren K_v . Det vil si:

$$F_t = K_a \cdot K_v \cdot F_{th} \quad (4.20)$$

hvor:

- F_t = den retningsgivende periferikraften
- K_a = den ytre dynamiske belastningen
- K_v = den indre dynamiske belastningen
- F_{th} = den teoretiske periferikraften

I et drivende tannhjul forflytter tannkraften F_n seg via tannflanken fra tannfoten til tanntoppen. Tannkraften *bøyebeaster*, *trykkbeaster* og *skjærbeaster* tannen. Bøymomentet på en tann er maksimalt når den alene må overføre den totale effekten, og når kraften angriper lengst fra tannfoten. Selv om belastningen som regel er fordelt på to tannpar i inngrep, går vi av sikkerhetsmessige grunner ut fra at den tangentielle komponenten av tannkraften F_n ($F_t = F_n \cdot \cos \alpha$) angriper jevnt fordelt på toppen av tanna. Se figur 4.60.



Figur 4.60 Tannkrefter

Beregningsmetoden til professor Niemann legger belastningene på tannfoten til grunn. I motsetning til denne metoden fastslår den forenklede beregningsmetoden ifølge DIN 3990 at den beregnede og den målte spenningen stemmer best overens når bare bøyebelastningen på tannfoten blir beregnet.

Ifølge figur 4.60 er bøyebelastningen på tannfoten lik $F_n \cdot \cos \alpha$. Kraften F_n er her i kraftretningen forskjøvet til den vertikale senterlinjen til tanna slik at $F_n \cdot \cos \alpha$ angriper i en høyde h_F , regnet fra avrundingen av tannfoten.

$$F_n = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v}{\cos \alpha}$$

Bøymomentet som tannfoten blir belastet med, er:

$$M_b = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v \cdot \cos \alpha \cdot h_F}{\cos \alpha}$$

Spenningen i tannfoten får vi av formelen:

$$\sigma_b = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v \cdot \cos \alpha \cdot h_F \cdot 6}{b \cdot S_F^2} \text{ som } W_b = \frac{1}{6} \cdot b \cdot S_F^2$$

Multipliserer vi nå med modulen m i teller og nevner, får vi:

$$\sigma_b = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v}{b \cdot m} \cdot \frac{6 \cdot m \cdot h_F \cdot \cos \alpha}{S_F^2 \cdot \cos \alpha}$$

Deretter setter vi:

$$\gamma = \frac{6 \cdot m \cdot h_F \cdot \cos \alpha}{S_F^2 \cdot \cos \alpha}$$

Her er γ tannformfaktoren. Formelen blir da slik:

$$\sigma_b = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v}{b \cdot m} \cdot \gamma \quad (4.21)$$

hvor:

- σ_b = bøyespenningen i tannfoten i N/mm²
- b = tannbredden i mm
- m = modulen til fortanningen i mm
- γ = tannformfaktoren. Se tabell

Tannformfaktoren er avhengig av antall tenner og av profilmforskyvningsfaktoren x . Vi skal imidlertid begrense oss til å beregne ukorrigerde tenner. Tabell 4.8 inneholder derfor bare tannformfaktoren for ukorrigerde tenner.

Tabell 4.8

Antall tenner z	Tannformfaktor γ	Antall tenner z	Tannformfaktor γ
15	—	40	2,45
20	2,90	60	2,30
25	2,73	80	2,24
30	2,60	100	2,21

Den maksimalt tillatte fotspenningen for ubegrenset levetid er empirisk bestemt. I tabell 4.12 er verdien på denne spenningen for ulike materialer angitt som $\sigma_{b(lim)}$.

Når vi skal fastsette den tillatte fotspenningen, innfører vi sikkerhetsfaktoren V . Den maksimalt tillatte fotspenningen for samvirkende tannhjul, som ikke må overskrides, er da:

$$\bar{\sigma}_b = \frac{\sigma_{b,lim}}{V_b} \quad (4.22)$$

hvor:

- $\bar{\sigma}_b$ = den tillatte fotspenningen i N/mm^2
- $\sigma_{b(lim)}$ = den eksperimentelt bestemte maksimale fotspenningen ved ubegrenset levetid. Se tabell 4.12
- V_b = sikkerhetsfaktoren (er som regel 1,7)

● Modulstørrelse

Når vi skal beregne modulen, går vi ut fra spenningsformelen:

$$\sigma_b = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v}{b \cdot m} \cdot \gamma$$

Uttrykker vi deretter den effektive tannbredden i forhold til modulen, får vi:

$$b = \lambda \cdot m$$

hvor: λ = tannbreddefaktoren. Se tabell 4.9

Tabell 4.9 Tannbreddefaktor

Tannhjulsoverføring	λ
Innebygde tannhjul	30
Tannhjul montert mellom lagre med en begrenset senteravstand	15
Tannhjul for enkle konstruksjoner	8

Vi multipliserer først med $\frac{d}{2}$ på begge sider av likhetstegnet, og setter inn $b = \lambda \cdot m$, slik at vi får:

$$\frac{d}{2} \cdot \sigma_b = \frac{F_{th} \cdot \frac{d}{2} \cdot K_a \cdot K_v}{\lambda \cdot m \cdot m} \cdot \gamma$$

Deretter setter vi inn vrimomentet $M_w = F_{th} \cdot d/2$ og så $d = z \cdot m$, slik at vi får:

eller:

$$z \cdot m \cdot \lambda \cdot m \cdot m \cdot \sigma_b = 2 \cdot M_w \cdot K_a \cdot K_v \cdot \gamma$$

Det vil si:

$$m^3 = \frac{2 \cdot M_w \cdot K_a \cdot K_v}{z \cdot \lambda \cdot \sigma_b} \cdot \gamma$$

Da får vi:

$$m = 1,26 \sqrt[3]{\frac{M_w \cdot K_a \cdot K_v}{z \cdot \lambda \cdot \sigma_b} \cdot \gamma} \quad (4.23)$$

hvor:

z = antall tenner

4.27.4

Beregning av kontaktspenningen

Ved kontrollregning av spenningen som opptrer i kontaktflaten mellom to sylindere (tannflanker) som blir trykt mot hverandre, går vi ut fra en formel stilt opp av Hertz. Ifølge en utvidet variant av formelen til Hertz tilpasset kontaktspenningen mellom tannflankene til to samvirkende tannhjul, gjelder:

$$\sigma_o = f_w \cdot f_c \sqrt{\frac{F_{th}}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_a \cdot K_v} \quad (4.24)$$

hvor:

- σ_o = kontaktspenningen i N/mm²
- f_w = materialfaktoren for samvirkende tannhjul
- f_c = flankeformfaktoren (for en evolvent tannform gjelder $f_c = 1,76$)
- d_1 = delesirkeldiameteren til drivhjulet
- i = oversetningsforholdet

Når det gjelder materialfaktoren f_w , kan vi for to samvirkende stålhjul slå fast:

$$f_w = \sqrt{0,35 \cdot E}$$

eller:

$$f_w = \sqrt{0,35 \cdot 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2} = 271 \sqrt{\text{N/mm}^2}$$

Når et stålhjul virker sammen med et hjul av et annet materiale, gjelder:

$$f_w = \sqrt{0,35 \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}}$$

Når vi skal beregne kontaktspenningen mellom to tannflanker, dividerer vi den maksimalt bestemte empiriske kontaktspenningen med en sikkerhetsfaktor. ~~Tabell 4.12 er sikkerhetsfaktoren angitt for en del forskjellige materialer. Den tillatte kontaktspenningen blir:~~

$$\bar{\sigma}_o = \frac{\sigma_{o(lim)}}{V_o} \cdot K_L \cdot Z_v \quad (4.25)$$

hvor:

- $\bar{\sigma}_o$ = den tillatte kontaktspenningen i N/mm²
- $\sigma_{o(lim)}$ = den eksperimentelt bestemte kontaktspenningen for ubegrenset levetid
- V_o = sikkerhetsfaktoren (vanlig 1,25)
- K_L = smøreoljefaktoren, som har sammenheng med viskositeten til smøreoljen. Se tabell 4.10
- Z_v = hastighetsfaktoren, som har sammenheng med periferihastigheten til hjulene. Se tabell 4.11

Tabell 4.10 Smøreoljefaktor

Viskositet i °E	5	9	13,5	19	26
K_L	0,9	0,95	1	1,05	1,1

Tabell 4.11 Hastighetsfaktor

v i m/s	0,25	1	2	3	4	5
Z_v	0,835	0,842	0,855	0,877	0,905	0,932
v i m/s	6	7	8	9	10	12
Z_v	0,960	0,980	1	1,015	1,033	1,058

Tabell 4.12

Material- betegnelse ifølge DIN	Brinell- hardhet i kgf/mm ²	σ_B i N/mm ²	$\sigma_{b \text{ lim}}^*$ i N/mm ²	$\sigma_{o \text{ lim}}^*$ i N/mm ²
Fe 430	125	450	160	430
Fe 590	180	650	210	620
C 45 N	185	650	220	540
C 60 N	220	800	250	610
34 Cr 4 V	260	900	300	715
42 CrMo 4 V	280	950	310	760
16 MnCr 5	650	1000	410	1600
15 CrNi 6	650	1600	410	1900

* Empirisk bestemte grenseverdier for ubegrenset levetid

● *Beregning av modulen med hensyn til kontaktspenningen*

Ved beregning av modulen bruker vi også avledning av en formel av Hertz. Den er slik:

$$m = 1,84 \sqrt[3]{\frac{K_a \cdot K_v \cdot M_w}{k \cdot z^2 \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{i+1}{i}\right)} \quad (4.26)$$

hvor:

k = flankestyrkefaktoren i N/mm². Se tabell 4.13.

Dette er en verdi av flankestyrken $\left(k = \frac{\sigma_{o \text{ lim}}^2}{0,35 \cdot E} \right)$ ved ubegrenset levetid som er funnet ved prøver.

Tabell 4.13 Flankestyrkefaktor

Material- betegnelse ifølge DIN	Tillatt fotspenning i N/mm ² $\left(\frac{\sigma_{b \text{ lim}}}{1,7} \right)$	Tillatt flankestyrkefaktor k i N/mm ²
Fe 430	95	2,5
Fe 590	125	5,2
C 45 N	130	4,0
C 60 N	150	5,0
34 Cr 4 V	180	7,0
42 CrMo 4 V	185	7,8
16 MnCr 5	240	35,0
15 CrNi 6	240	49,0

Eksempel 4.15

Vi har:

Et tannhjul blir drevet av en elektromotor. Det skal overføres en effekt på 10 kW ved en rotasjonsfrekvens $n = 2 \text{ s}^{-1}$. Materialet i hjulet er legert stål 42 CrMo 4 V. Det drevne tannhjul er av legert stål 34 Cr 4 V. Tannhjulene blir smurt med en olje som har viskositeten 19 °E. Tannhjulene er nøyaktig framstilt. Driftstiden er 8–10 timer per dag. Når det gjelder fortanningen, har vi disse dataene: Drivhjul z_1 har 20 tenner og det drevne hjulet z_2 100 tenner, inngrepsvinkelen er 20° , modulen $m = 10 \text{ mm}$, og tannbredden $b = 100 \text{ mm}$. Oversetningsforholdet $i = 5$.

- a Kontrollregn med hensyn til tannbrudd.
- b Kontrollregn med hensyn til kontaktspenning.

Løsning:

- a Vi beregner spenningen i tannfoten med formelen:

$$\sigma_b = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v}{b \cdot m} \cdot \gamma$$

Den teoretiske periferikraften er:

$$F_{th} = \frac{M_w}{r} \quad (\eta = 3,14)$$

$$M_w = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{P}{n} \quad \text{eller} \quad M_w = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{10 \cdot 10^3 \text{ W}}{2 \text{ s}^{-1}} = 796,178 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Radien r til drivhjul er:

$$\frac{z \cdot m}{2} = \frac{20 \cdot 10 \text{ mm}}{2} = 100 \text{ mm}$$

Det vil si:

$$F_{th} = \frac{796,178 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,1 \text{ m}} = 7961,78 \text{ N}$$

Ifølge tabell 4.6 er belatningsfaktoren $K_a = 1,25$. Den dynamiske belastningsfaktoren

$K_v = \frac{A + v}{A}$, hvor driftsfaktoren $A = 5$ ifølge tabell 4.7. Vi får da:

$$K_v = \frac{A + v}{A} = \frac{5 + \pi \cdot d \cdot n}{5} = \frac{5 + \pi \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 2 \text{ s}^{-1}}{5} = 1,25$$

Ifølge tabell 4.8 er tannformfaktoren $\gamma = 2,9$.

Fotspenningen i drivhjulet er:

$$\sigma_b = \frac{F_{th} \cdot K_a \cdot K_v}{b \cdot m} \cdot \gamma = \frac{7961,78 \text{ N} \cdot 1,25 \cdot 1,25}{100 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} \cdot 2,9 = 36 \text{ N/mm}^2$$

Fotspenningen i en tann i det drevne hjulet er:

$$\sigma_b = \frac{7961,78 \text{ N} \cdot 1,25 \times 1,25}{100 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} \cdot 2,21 = 27,50 \text{ N/mm}^2$$

Sikkerhetsfaktoren mot tretthetsbrudd i drivhjulet beregner vi med formelen:

$$\sigma_b = \frac{\sigma_{b,lim}}{V_b}$$

slik at:

$$V_b = \frac{\sigma_{b,lim}}{\sigma_b}$$

For materialet 42 CrMo 4 V er $\sigma_{b(lim)} = 310 \text{ N/mm}^2$ ifølge tabell 4.12. Sikkerhetsfaktoren blir da:

$$V_b = \frac{310 \text{ N/mm}^2}{36 \text{ N/mm}^2} = 8,6$$

Sikkerhetsfaktoren mot tretthetsbrudd i det drevne hjulet av materialet 34 Cr 4 V blir:

$$V_b = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_b} = \frac{300 \text{ N/mm}^2}{27,50 \text{ N/mm}^2} = 10,9$$

Fordi sikkerhetsfaktoren mot tretthetsbrudd for herdet stål vanligvis er minimum 1,7, er de utregnet verdiene fullt tilfredsstillende.

b For kontrollberegning med hensyn til kontaktspenningen har vi:

$$\sigma_o = f_w \cdot f_a \sqrt{\frac{F_{th}}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_a \cdot K_v} \quad \text{blir:}$$

$$\sigma_o = 271 \cdot 1,76 \sqrt{\frac{7961,78 \text{ N}}{100 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}} \cdot \frac{5+1}{5} \cdot 1,25 \cdot 1,25}$$

$$\sigma_o = 412,07 \text{ N/mm}^2$$

Den tillatte kontaktspenningen i drivhjulsmaterialet bestemmer vi med formelen:

$$\bar{\sigma}_o = \frac{\sigma_{o(\text{lim})}}{V_o} \cdot K_L \cdot Z_v$$

Ifølge tabell 4.12 er $\sigma_{o(\text{lim})} = 760 \text{ N/mm}^2$, ifølge tabell 4.10 er $K_L = 1,05$, og ifølge tabell 4.11 er $Z_v = \pm 0,845$. Som sikkerhetsfaktor bruker vi vanligvis $V_o = 1,25$. Den tillatte kontaktspenningen blir da:

$$\bar{\sigma}_o = \frac{760 \text{ N/mm}^2}{1,25} \cdot 1,05 \cdot 0,845$$

$$\bar{\sigma}_o = 539,44 \text{ N/mm}^2$$

For tannhjulsmaterialet får vi:

$$\bar{\sigma}_o = \frac{715 \text{ N/mm}^2}{1,25} \cdot 1,05 \cdot 0,845$$

$$\bar{\sigma}_o = 507,50 \text{ N/mm}^2$$

Den tillatte kontaktspenningen er høyere for begge hjulene enn den som opptrer i virkeligheten. Tannhjulsoverføringen oppfyller derfor kravene når det gjelder overført effekt.

Eksempel 4.16

Vi har:

Et sylindrisk tannhjul med rette tenner av materialet 34 Cr 4 V med $\sigma_b = 180 \text{ N/mm}^2$ overfører en effekt på 80 kW ved en rotasjonsfrekvens $n = 2 \text{ s}^{-1}$. Hjulet har 80 tenner. Vi har også disse dataene: $K_a = 1,25$, $K_v = 1,3$, $\gamma = 2,24$, $\lambda = 15$, $K = 7 \text{ N/mm}^2$, og $i = 2$.

Vi skal finne:

- modulen med hensyn til tannbrudd
- modulen med hensyn til kontaktspenning

Løsning:

a Momentet som skal overføres, er:

$$M_w = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{80 \cdot 10^3 \text{ W}}{2} = 6369,42 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\eta = 3,14)$$

Med hensyn til tannbrudd:

$$m = 1,26 \sqrt[3]{\frac{M_w \cdot K_a \cdot K_v}{z \cdot \lambda \cdot \sigma_b} \cdot \gamma} \quad \text{blir:}$$

$$m = 1,26 \sqrt[3]{\frac{6369,42 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 1,25 \cdot 1,3}{80 \cdot 15 \cdot 180 \text{ N/mm}^2} \cdot 2,24}$$

$m = 5,98 \text{ mm}$, som vi runder av til $m = 6 \text{ mm}$.

b Med hensyn til kontaktspenning:

$$m = 1,84 \sqrt[3]{\frac{M_w \cdot K_a \cdot K_v}{k \cdot z^2 \cdot \lambda} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$m = 1,84 \sqrt[3]{\frac{6369,42 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 1,25 \cdot 1,3}{7 \text{ N/mm}^2 \cdot 6400 \cdot 15} \cdot \frac{2+1}{2}}$$

$m = 5,2 \text{ mm}$, som vi runder av til $m = 6 \text{ mm}$.

En modul på 6 mm ser ut til å holde både når det gjelder tannbrudd og kontaktspenning.

4.29

Oppgaver

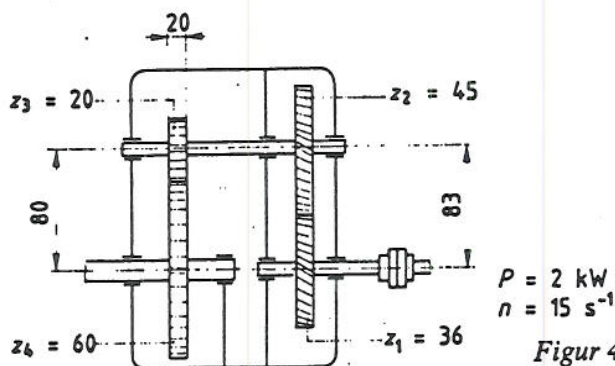
Kontrollspørsmål

- 1 Nevn fire typer av skader som tannhjul kan bli utsatt for.
- 2
 - a Hvorfor oppstår slitasje på tannflankene generelt?
 - b Nevn noen faktorer som bidrar til å minske denne slitasjen.
- 3 Nevn årsaken til riving av tannflankene.
- 4
 - a Hva mener vi med tanntretthetsbrudd?
 - b Hva mener vi med voldsomt brudd?
- 5 Når oppstår groptæring på tannflankene til samvirkende tannhjul, og hva kan det føre til?
- 6 Hvilke krefter består den resulterende periferikraften av som vi bruker ved beregninger?
- 7
 - a Hvordan oppstår den ytre dynamiske kraften i roterende tannhjul?
 - b Hvordan oppstår den indre dynamiske kraften?

Øvingsoppgaver

- 1 I en tannhjulsoverføring har drivhjulet 25 tenner og det drevne hjulet 80 tenner. Inngrepsvinkelen er 20° , modulen 8 mm og tannbredden 80 mm. Effekten P , som skal overføres, er 8 kW når drivhjulet har en rotasjonsfrekvens $n = 2 \text{ s}^{-1}$. Materialet er C 60 N i begge tannhjulene. Viskositeten til oljen som tannhjulene blir smurt med, er 19°E . Driftsfaktoren $A = 5$ (se tabell 4.7). Driftstiden er 8 til 10 timer per dag. Belastningsfaktoren $K_a = 1,25$ og tannformfaktoren $\gamma = 2,73$. Kontrollregn med hensyn til tannbrudd.
- 2 Bruk dataene fra oppgave 1, beregn kontaktspenningen og kontroller om den er tillatt.

- 3 Et tannhjul av materialet C 45 N har 60 tenner med en modul på 8 mm og overfører en effekt på 10 kW. Rotasjonsfrekvensen til tannhjulene er $n = 4 \text{ s}^{-1}$. Driften er en sterkt støtaktig, og driftstiden er 8 til 10 timer per dag. Tannhjulene er nøyaktig framstilt. Tannbredden $b = 120 \text{ mm}$. Kontrollregn med hensyn til tannbrudd.
- 4 Tannhjulsoverføringen i oppgave 3 blir smurt med olje med viskositeten $19 \text{ }^{\circ}\text{E}$. Det drevne tannhjul har 120 tenner, og rotasjonsfrekvensen $n = 2 \text{ s}^{-1}$. Finn kontaktspenningen.
- 5 Drivverket til en mobilkran blir drevet av en elektromotor med en effekt på 12 kW og en rotasjonsfrekvens $n = 24 \text{ s}^{-1}$. Drivakselen i tannhjulsvakselen blir drevet direkte av motoren. Drivhjul har 22 tenner og det drevne hjulet 130 tenner. Belastningsfaktoren $K_a = 1,12$. For hastighetsfaktoren bruker vi på delesirkelen $K_v = 3$. Tannhjulene er laget av krom-molybdenstål 42 CrMo 4 V med $\sigma_o = 185 \text{ N/mm}^2$ og flankestyrkefaktoren $k = 7,8 \text{ N/mm}^2$. Tannformfaktoren $\gamma = 2,8$ og tannbreddefaktoren $\lambda = 10$. Finn:
- modulen med hensyn til styrke
 - modulen med hensyn til kontaktspenning
- 6 Figur 4.61 viser en lukket tannhjulsvexel. Tannhjulene 1 og 2 har skrå tenner med en normalmodul $m_n = 2 \text{ mm}$ og med henholdsvis $z_1 = 36$ og $z_2 = 45$ tenner. Senteravstanden til hjulene med skrå tenner er 83 mm. Tannhjulene 3 og 4 er av stål og har rette tenner. $z_3 = 20$, og $z_4 = 60$ tenner. Senteravstanden til disse hjulene er 80 mm. Tannbredden er 20 mm. Inngangseffekten $P = 2 \text{ kW}$ ved en rotasjonsfrekvens $n = 15 \text{ s}^{-1}$. Belastningsfaktoren $K_a = 1,25$, og den dynamiske belastningsfaktoren $K_v = 1,15$. Finn:
- den utgående rotasjonsfrekvensen til tannhjulsvakselen
 - modulen til tannhjulene 3 og 4
 - skråvinkelen β til hjulene 1 og 2
 - bøyespenningen i tannfoten til hjul 3 og finn ut om den blir overskredet når $\sigma_b = 300 \text{ N/mm}^2$
 - kontaktspenningen som opptrer mellom tannflankene til hjulene 3 og 4, og kontroller at den ikke blir overskredet når $\sigma_o = 900 \text{ N/mm}^2$



Figur 4.61 Tannhjulskasse

4.29

1	5,866
2	431 N/mm ²
3	14,34
4	195 N/mm ²
5a	2,906 mm
b	3,252 mm
6a	4 s ⁻¹
b	2 mm
c	12,6°
d	138,2 N/mm ²
e	850 N/mm ²