

8

45-

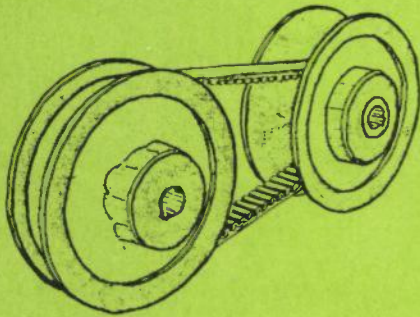
FORELESNINGER

VED

Ma 14-16

NORGES LANDBRUKSHØGSKOLE

Da 14-17



MASKINDELER I LANDBRUKSMASKINER

ved

Herman Qvam

5. 55
36

LANDBRUKSBOKHANDELEN

ISB N 82-557-0139-7

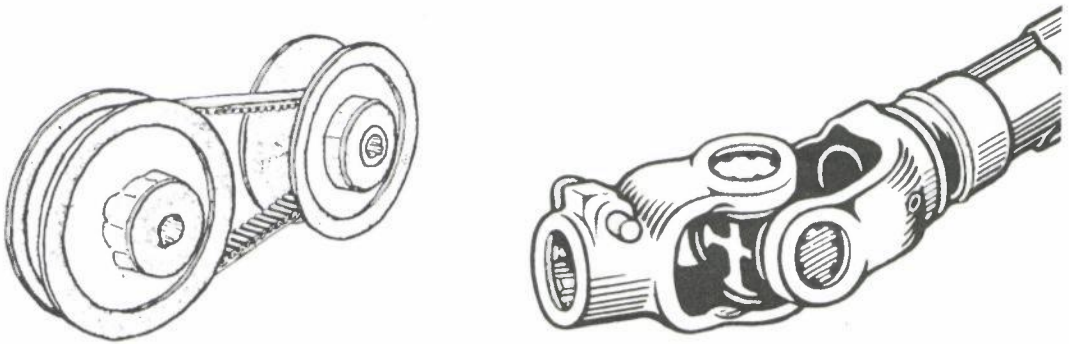
1432 Ås-NLH 1981

W

FORELESNINGER

VED

NORGES LANDBRUKSHØGSKOLE



MASKINDELER I LANDBRUKSMASKINER

ved

Herman Qvam

LANDBRUKSBOKHANDELEN

ISB N 82-557-0139-7

1432 Ås-NLH 1981

Innholdsfortegnelse

	side
I Forord	3
II Størrelser og enheter	4
III Toleranser og pasninger	6
1. Toleranse og pasning	6
2. Toleransenes prinsipielle beliggenhet og størrelse	9
3. ISO-benevninger for pasninger	10
4. Borings- og akselbasissystem	11
5. Toleranseverktøy	11
6. Eksempler på pasninger	12
IV Konstruksjonsgrunnlag og spenningsberegning	14
1. Strekk og trykk	15
2. Bøying	15
3. Knekking	16
4. Skjæring	16
5. Torsjon	17
6. Kjervvirkning	17
7. Flatetrykk	18
8. Tillatt belastning	18
9. Statisk påkjenning	19
10. Dynamisk påkjenning	22
11. Enakset spenningstilstand	27
12. Toakset spenningstilstand	29
13. Spenningsfordeling	31
14. Hovedspenninger ved bjelkebøying	33
15. Hovedspenninger ved vridning	35
16. Hovedspenninger ved bøying og vridning	36
17. Bruddhypoteser	37
18. Beregningseksempler	40
19. Vurdering av spenningsberegningenes pålitelighet	44
V Formgivning og spenningskonsentrasjoner	47
1. Profiler	47
2. Regler for å unngå spenningskonsentrasjoner	48
3. Eksempler	53
4. Strekkklakkforsøk. Oversikt over spenninger	55
VI Skruforbindelser	56
1. Gjenger og gjengesystem	56
2. Kraft- og bevegelsesforhold	59
3. Statisk belastning av skruer	63
4. Dynamisk belastning av skruer	64
5. Fremstilling av skruer	66
VII Kileforbindelser, pinner og splinter	67
1. Stillkiler	67
2. Tverrkiler	67
3. Langkiler	68
4. Sporkiler	69
5. Beregning av kiler	70
6. Pinner og splinter	71
7. Beregning av pinner og splinter	72
8. Eksempler	73

	side
VIII Fjærer	75
1. Fjærkarakteristikk	75
2. Fjærtyper	76
3. Kopling av fjærer	78
4. Egensvingetallet	79
IX Aksler	81
1. Inndeling	81
2. Materiale	82
3. Formgivning og spenningsforhold	82
4. Brudd	83
5. Beregning av aksler	83
6. Regneeksempler	84
7. Kritisk turtall	86
8. Utbalansering av aksel og rotor	87
9. Kraftoverføringsaksler	88
X Lager	95
1. Glidelager	95
2. Lagerfriksjon ved glidelager	96
3. Lagermaterialer	97
4. Smøremetoder	98
5. Rullingslager	99
6. Rullingslagertyper	100
7. Dimensjonering av rullingslager	104
8. Pasninger for rullingslager	108
XI Akselkoblinger	109
1. Faste koblinger	109
2. Bevegelige koblinger	110
3. Utløsbare koblinger	110
4. Eksempel. Beregning av en friksjonskobling	111
XII Remtrekk og båndbremseser	112
1. Fordeler og ulemper	112
2. Beregning av remtrekk og båndbremseser	113
3. Remhastighet	114
4. Rembelastning	115
5. Kileremtrekk	115
6. Kileremsprofiler og kileremskiver	116
7. Eksempel	117
8. Poly-V-remmer	118
XIII Variatorer	118
1. Med kileskiver	119
2. Med veivaksel og variabel slaglengde	122
3. Med kule- eller rullelegemer	123

	side
XIV Kjededrift	124
1. Fordeler og ulemper	124
2. Kjedetyper	125
3. Gallskjede	125
4. Blokk-kjeden	126
5. Hylsekjeden	127
6. Rullekjeden	127
7. Tannkjeden	127
8. Duplex og triplex rullekjeder	128
9. Ewartkjeden	129
10. Kvalitetskjeder	129
11. Tannantall	129
12. Omsetningsforhold	130
13. Senteravstand og stramming	131
14. Kjedebrudd	131
15. Beregning av kjeðer	131

I. Forord.

Kompendiet er utarbeidet for undervisning i kurset ML 3 Maskindeler og olje-hydraulikk ved Norges landbrukshøgskole.

Våre landbruksmaskiner er bygget opp av maskindeler, og grunnleggende kjennskap til disse er en forutsetning for å kunne vurdere maskinenes konstruksjon og virkemåte. En rekke viktige maskindeler, så som kraftoverføringsaksler, kile-remsvariatorer m.m. er lite omtalt i andre lærebøker. Det samme gjelder konstruktiv utforming av sveiseforbindelser. Det har derfor vært vanskelig å finne noen lærebok som gir en passende innføring i maskindeler for landbruksmaskiner.

Mye av innholdet i kompendiet er bygget opp omkring Bosch Kraftfahrtechnisches Taschenbuch 1976 på en slik måte at man i håndboka kan finne et konsentrat av det som er skrevet i kompendiet. Dette gjelder først og fremst kapitlet Konstruksjonsgrunnlag og spenningsberegning. Håndboka som kan fås både på tysk og engelsk, vil derfor bli anbefalt som oppslagsbok både i kurset og for senere praksis.

Hensikten med kurset ML 3 er å lære studentene opp i å utføre enkle beregninger av maskindeler og i å kunne vurdere landbruksmaskinenes konstruksjon og egenskaper.

Ås-NLH, mars 1981

Herman Qvam

II Størrelser og enheter

Den følgende tabell gir en oversikt over de viktigste fysiske størrelser med normerte symbol og et utvalg av disse størrelsers foreskrevne enheter (SI-enheter), som vil bli brukt i dette fag.

Størrelse og symbol	SI-symbol	Andre symboler	Navn	Avledning
---------------------	-----------	----------------	------	-----------

1. Lengde, flate, volum.

lengde	l	m		meter	
flate	A	m ²		kvadratmeter	
			a	ar	1 a = 100 m ²
			ha	hektar	1 ha = 100 a = 10 ⁴ m ²
Volum	V	m ³		kubikkmeter	
			l	liter	1 l = 1 dm ³

2. Vinkel

vinkel	$\alpha, \beta,$ o.s.v.	rad	radian	1 rad = $\frac{1 \text{ m bue}}{1 \text{ m radius}}$	
			o	grad	1 rad = $180^\circ/\pi$
			'	minutt	$\approx 57,3^\circ$
			"	sekund	1 ^o = 0,017453 rad
			gon	gon	1 ^o = 60' = 3600" 1 gon = $(\pi/200)$ rad

3. Masse

masse (vekt)	m	kg		kilogram
			g	gram
			t	tonn
densitet	ρ	kg/m ³	kg/dm ³	1 kg/dm ³ = 1 kg/l
			kg/l	= 1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³
			g/cm ³	

massetreghets- J kg m²
moment

$$J = mr^2$$

4. Tid

tidsrom	t	s	sekund	
			min	1 minutt = 60 s
			h	1 h = 60 min
			d	1 d = 24 h
			a	år

frekvens	f	Hz	hertz	1 Hz = 1/s
----------	---	----	-------	------------

turtall	n	1/s		
(rotasjons- frekvens)			1/min	1/min = 1/(60 s)
			min ⁻¹	
			o/min	1 o/min = 1/min
			omdrei- ninger pr. min	= 1 min ⁻¹

vinkel- frekvens	ω	1/s		
---------------------	----------	-----	--	--

hastighet	v	m/s	km/h	1 km/h = 1/3,6 m/s
-----------	---	-----	------	--------------------

akselerasjon	a	m/s ²		tyngdeakselerasjon g = 9,81 m/s ²
--------------	---	------------------	--	---

vinkelhastighet	ω	rad/s		
-----------------	----------	-------	--	--

vinkel- akselerasjon	α	rad/s ²		
-------------------------	----------	--------------------	--	--

5. Kraft, energi, effekt

kraft	F	N	Newton	1 N = 1 kg m/s ²
-------	---	---	--------	-----------------------------

trykk	p	Pa	bar	Pascal	1 Pa = 1 N/m ²
				bar	1 bar = 10 ⁵ Pa = 10 N/cm ²
					1 at (teknisk atmosfære)
					= 1 kp/cm ² ≈ 1 bar

mekanisk spenning	σ, τ	N/m ²	N/mm ²		1 N/m ² = 1 Pa 1 N/mm ² = 1 MPa
----------------------	----------------	------------------	-------------------	--	--

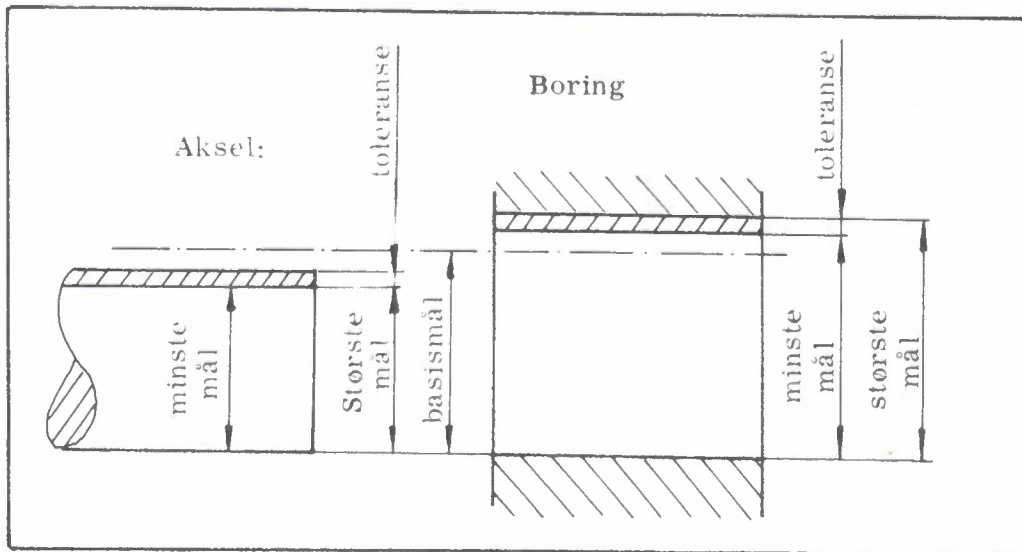
hårdhet		som enhet for Brinell- og Vickers-hårdhet blir ikke kp/mm ² brukt mer. I stedet blir tallverdien skrevet bak bokstavene for hårdhet (evt. med angivelse av prøvekraft m.m.)	Eksempel: tidligere HB = 350 kp/mm ² blir nå skrevet 350 HB tidligere: HV 30 = 720 kp/mm ² nå: 720 HV 30 tidligere: HRC = 60 nå: 60 HRC
---------	--	--	---

energi, arbeid, varme	W Q	J Nm Ws	Joule Newton- meter Watt- sekund	$1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Ws} =$ $1 \text{ kg m}^2/\text{s}^2$ $1 \text{ kpm} = 9,81 \text{ J} \approx 10 \text{ J}$
		kWh	kilowatt- time	$1 \text{ kWh} = 3,6 \text{ MJ}$ $(1 \text{ cal} \approx 4,2 \text{ J})$
dreiemoment bøyemoment	M		Newton- meter	
effekt	P	W	Watt	$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ Nm/s}$
6. Viskositet				
dynamisk viskositet	η	Pas	Pascal- sekund	$1 \text{ Pas} = 1 \text{ Ns/m}^2$
kinematisk viskositet	ν	m^2/s		

III Toleranser og pasninger

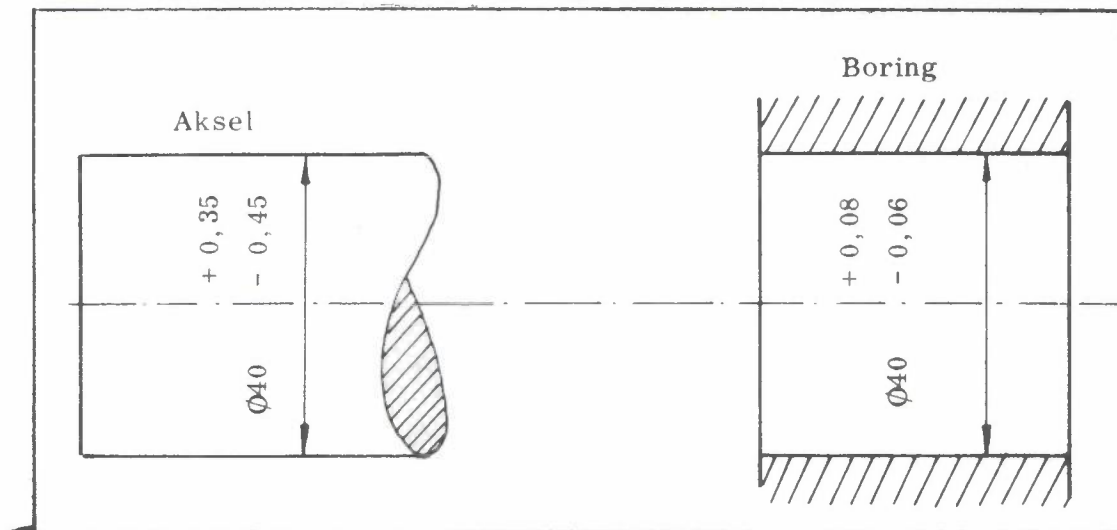
1. Toleranse og pasning

En maskindel kan ikke lages nøyaktig til et oppgitt mål. I praksis kan det imidlertid tillates at målet ligger mellom to grensemål. Differansen mellom disse kalles toleransen. I forbindelse med enkeltdeler bruker vi denne betegnelse, mens vi taler om pasning når flere enkeltdeler skal passe sammen. Ved bruk av toleranser og pasninger kan enkeltdelene fremstilles på et sted (f.eks. i en serieproduksjon) og settes sammen et annet sted uten fare for at delene ikke skal passe sammen. Dette er også av stor betydning ved montasje av reservedeler.



$$\text{Toleranse} = \text{Største mål} - \text{minste mål}$$

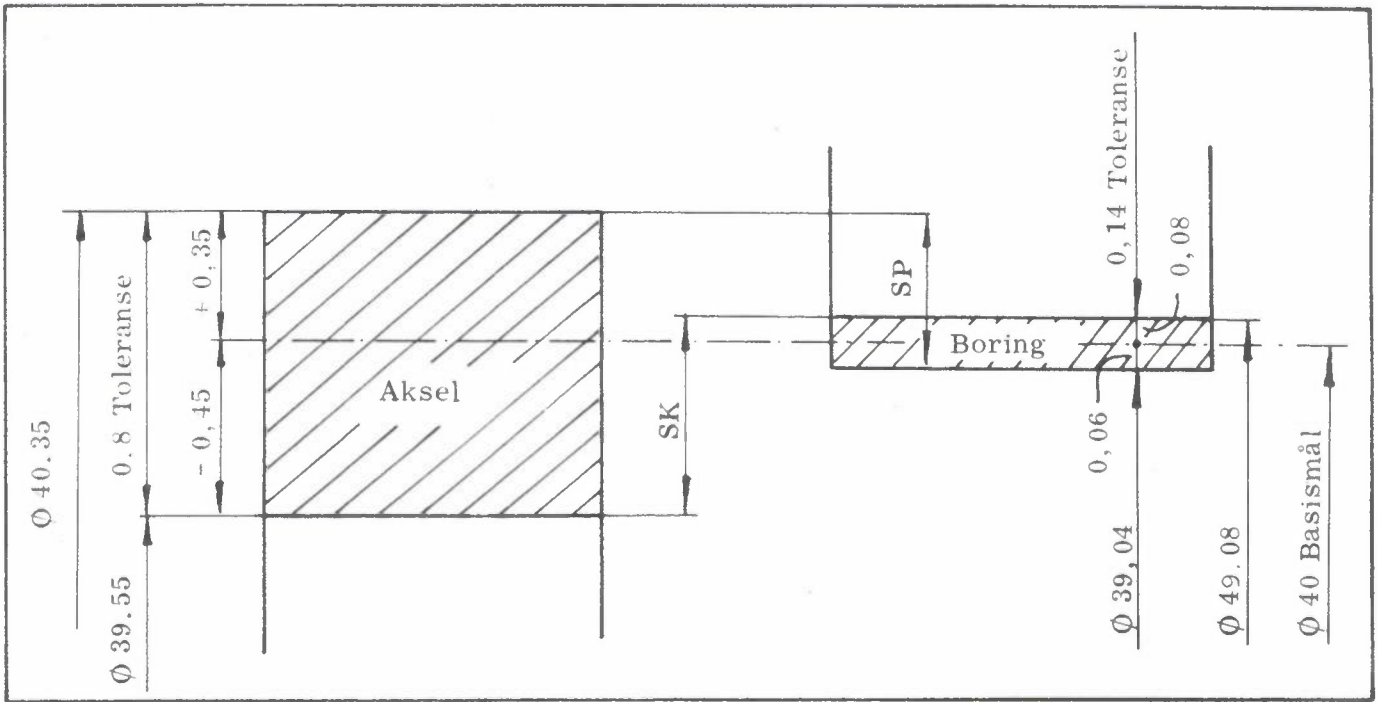
Eksempler:



Basismål	Ø 40 mm
Øvre avvik	+ 0,35 "
Nedre avvik	- 0,45 "
Største mål	40,35 "
Minste mål	39,55 "
Toleranse	0,80 "

Basismål	Ø 40 mm
Øvre avvik	+ 0,08 "
Nedre avvik	- 0,06 "
Største mål	40,08 "
Minste mål	39,94 "
Toleranse	0,14 "

Hvor stor er klaringen eventuelt pressmonnet mellom akselen og boringen?



Største klaring SK = $0,45 + 0,08 = 0,53$ mm

Dette er en mellompasning som gir mulighet for både klaringspasning og presspasning.

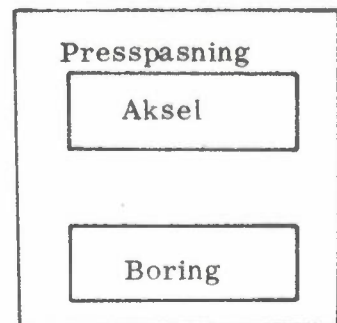
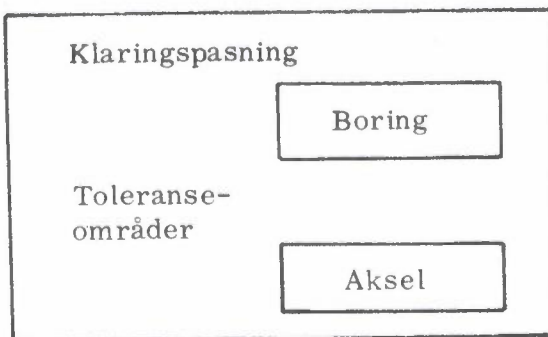
Største pressmonn SP = $0,35 + 0,06 = 0,41$ mm, d. v. s. aksel og boring må til- sammen deformeres 0,41 mm for å passe sammen.

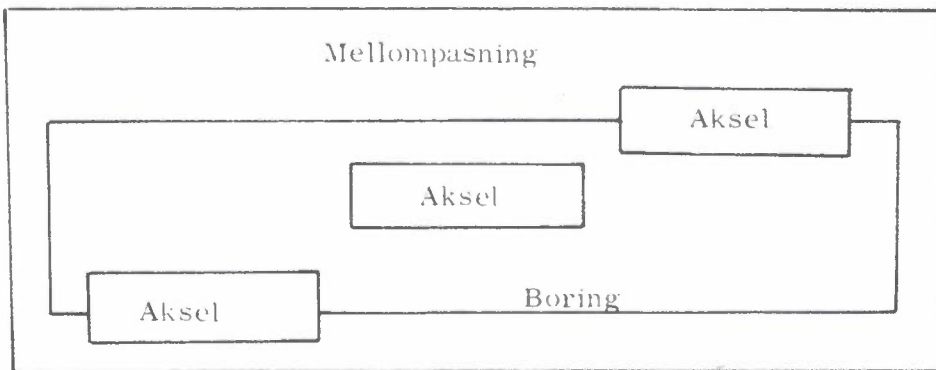
Avhengig av beliggenheten av toleranserområdene for boring og aksel kan pasningen bli

klaringspasning

mellompasning (ved sammensetning fås enten klaring eller press)

presspasning

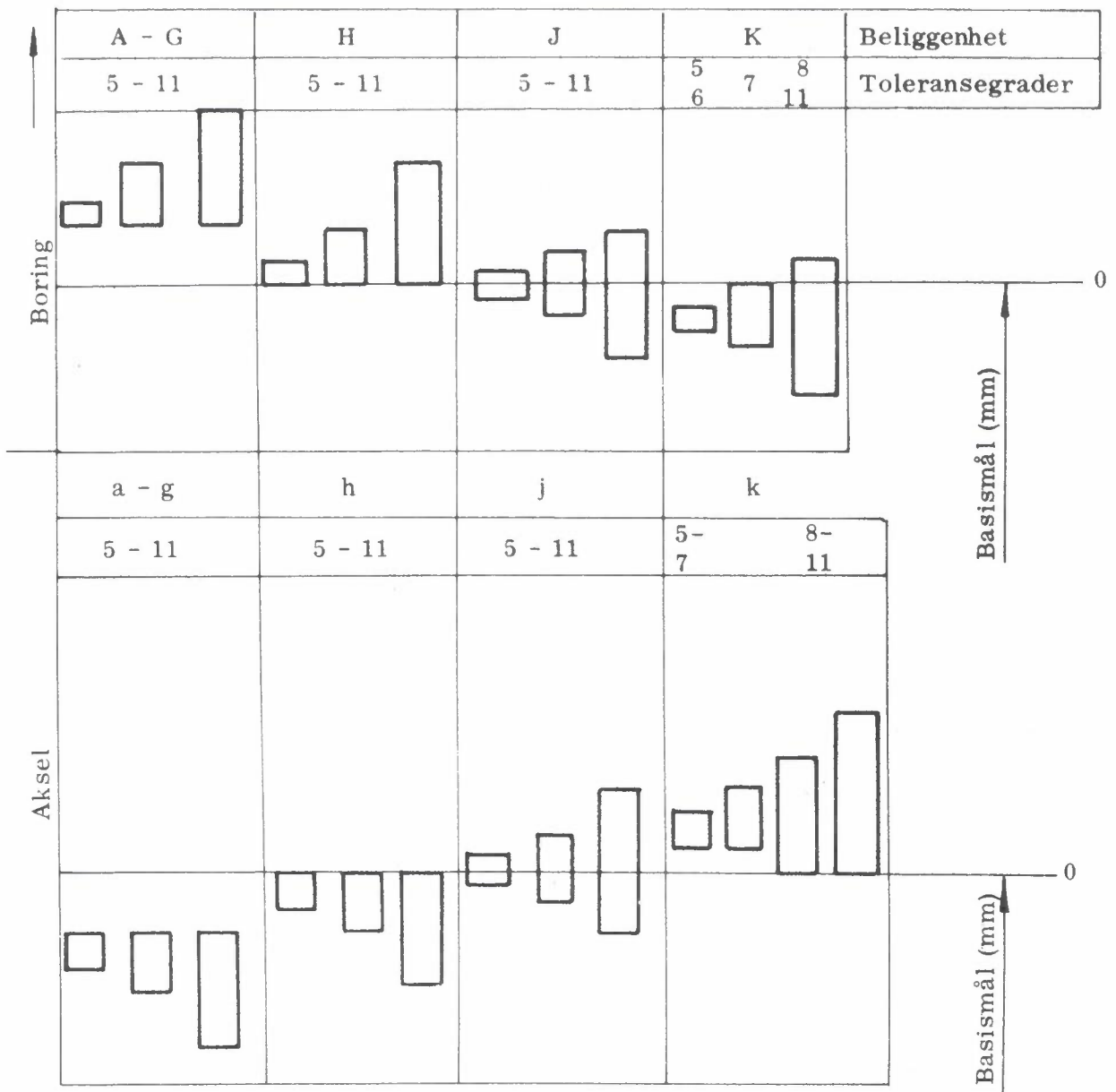




2. Toleransenes prinsipielle beliggenhet og størrelse (14)

ISO-systemet gir for et hvert basismål en serie toleranser med forskjellige beliggenheter i forhold til basismålet. Beliggenheten er en funksjon av basismålet og angis ved et bokstavsymbol med stor bokstav for boring og liten bokstav for aksel. Toleranseområdets størrelse, som angir nøyaktigheten i utførelsen bestemmes av tallet etter bokstaven. Det finnes i alt 18 toleransegrader til angivelse av nøyaktigheten for et arbeidsstykke. Nr. 1 er fineste og nr. 18 er grovste kvalitet. Bare gradene 5 - 11 blir brukt for deler til maskinbygging.

Eksempler på toleranseområdenes prinsipielle beliggenhet er vist nedenfor.

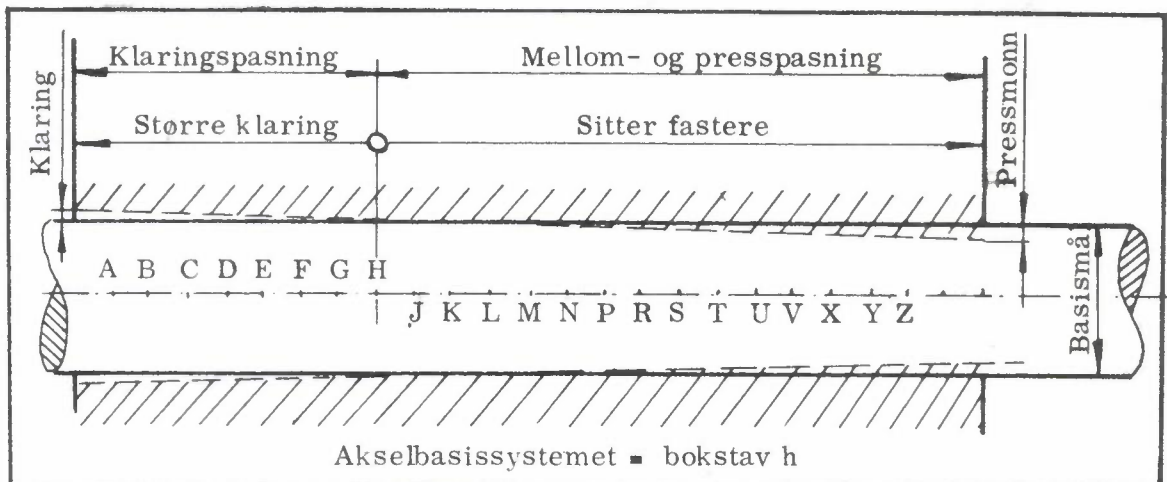


Eksempler på pasninger (1)

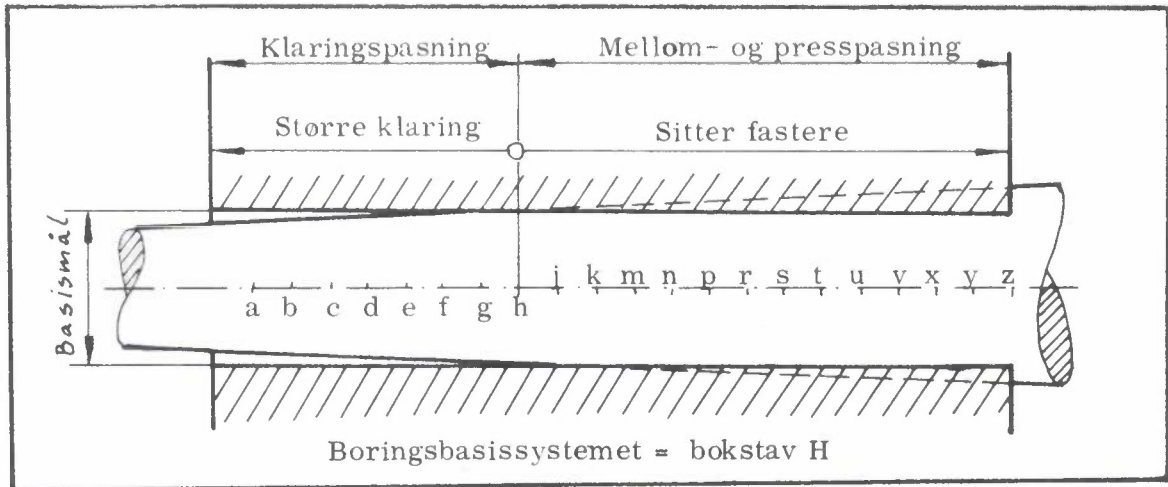
	Boringsbasis
Presspasning H7/r6	Foringer i lagerhus. Tannhjul, koblinger og bremse- skiver. Monteres med presse eller oppvarming.
Lett drivpasning H7/k6	Tannhjul, koplinger, remskiver kan bankes på med hammer.
Skyvepasning H7/h9	Ved lett løsbare forbindelser kan forskyves med hand.
Løpepasning H7/f7	Nøyaktig lagring for drivaksler. Aksler for pumper og vifter
	Akselbasis
Lett løpepasning E9/h8	Tannhjul, tannskiver. Fettsmurte lager
Grov løpepasning med stor klaring A11/h11	Opphengning av fjærer og bremser

3. ISO-benevninger for pasninger

Pasningen blir angitt på tegningen med ISO-benevningene som i maskinbygging består av 25 store og 25 små bokstaver. En boring med H-toleranse ligger med sitt nedre avvik ved basismålet. Tilsvarende har en aksel med h-toleranse sitt øvre avvik ved basismålet. Jo større avviket er fra basismålet, desto lenger ligger bokstaven fra H henholdsvis h.



Boringene fra G til A øker i størrelse og boringene I til Z avtar i størrelse. Toleransene J til N kan enten gi klaring eller pressmonn.



Akslene med toleranser a til g vil få klaring, mens toleransene p til z vil gi pressmonn. Akslene j til n får enten klaring eller pressmonn.

4. Borings- og akselbasissystem

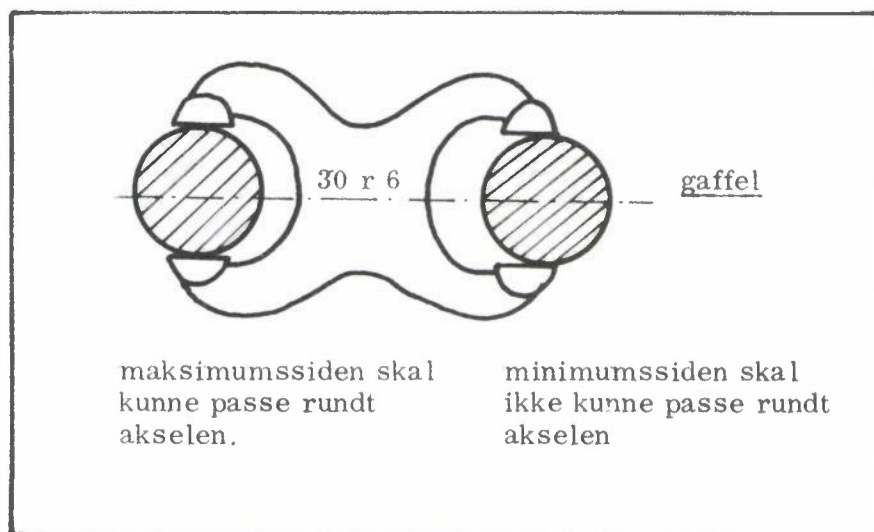
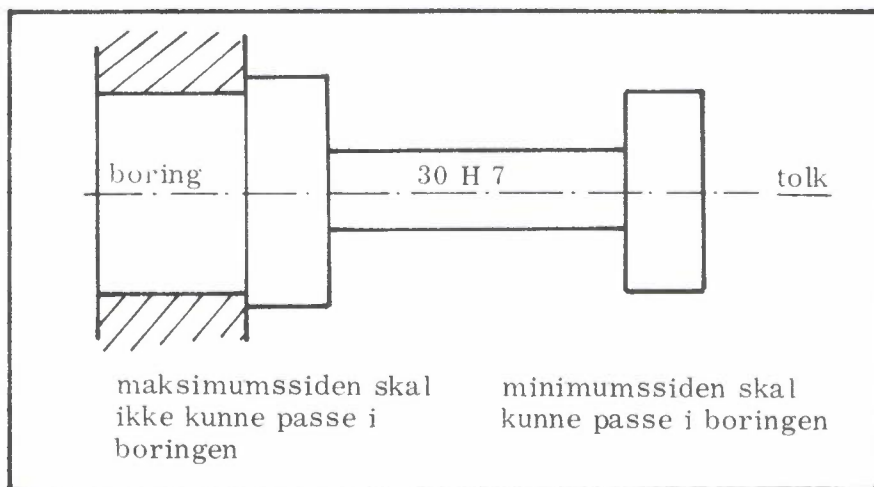
Pasningssystem der H-toleranser benyttes kalles boringsbasissystemet, hvor nedre avvik for toleransen er lik 0. Dette systemet foretrekkes ved boringer for korte aksler, da en lett kan brosj opp boringen til en H-toleranse ved hjelp av en brosj som en vet gir en ønsket toleranse. Korte aksler er lettere å bearbeide (dreining, sliping) til en bestemt toleranse enn en boring.

På denne måte kan en nøye seg med noen få brosjer og bestemme pasningen ved bearbeidelsen av akselen. Ved lange aksler foretrekkes akselbasissystemet, hvor det benyttes h-toleranser der øvre avvik er lik 0. Akselstål kan leveres bearbeidet til forskjellige h-toleranser fra fabrikk. Pasningen blir da bestemt ved bearbeidelse av boringen.

5. Toleranseverktøy (grenselærer)

Ved bearbeidelse av boringer og aksler benyttes skyvelærer eller mikrometer til kontroll av målene. Denslags måleverktøy vil bli for tidskrevende ved serieproduksjon. Det er da mer rasjonelt å benytte grenselærerene tolk og gaffel. Tolken brukes til kontroll av boringer og gaffelen til kontroll av aksler.

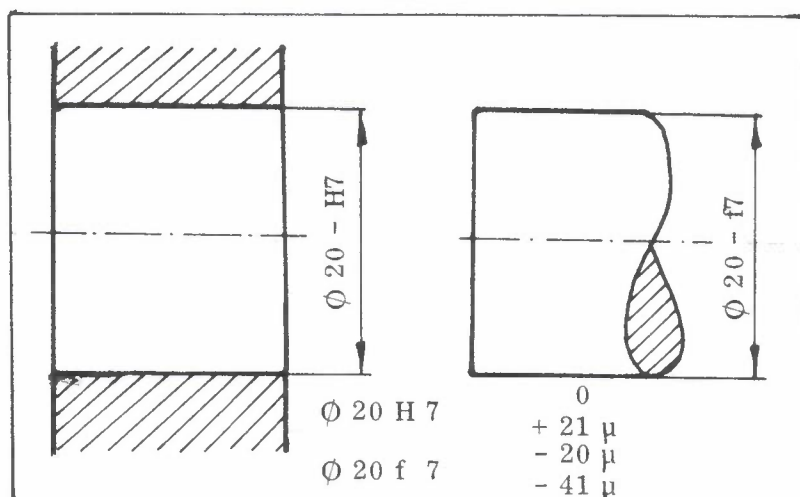
Eksempler på toleranseverktøy:

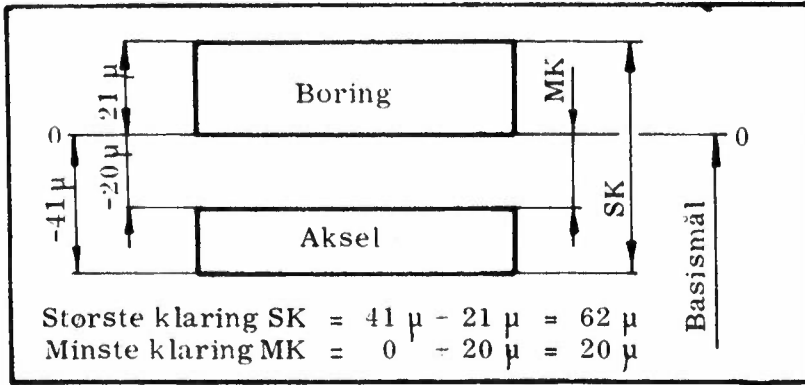


6. Eksempler på pasninger

$1 \mu = 1/1000 \text{ mm}$

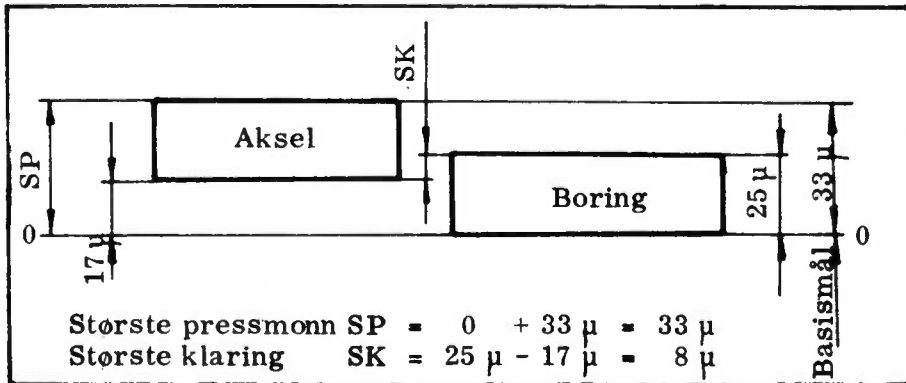
$\text{\O} 20 \text{ H}7/\text{f}7$ løpepasning





Eksempel $\varnothing 40$ H7/n6 Hård drivpasning

H7	0
	+ 25 μ
n6	+ 33 μ
	+ 17 μ



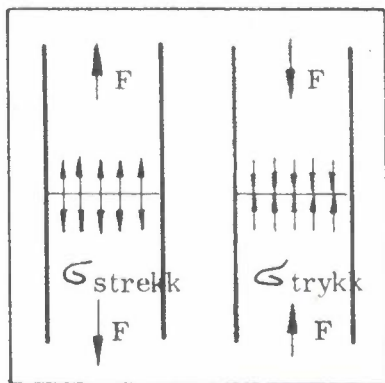
IV Konstruksjonsgrunnlag og spenningsberegning

A	= areal (mm^2)
E	= elastisitetsmodul (N/mm^2)
F	= belastning (N)
G	= skjærmodul (N/mm^2)
I_a	= aksialt treghetsmoment (mm^4), se tabeller
I_p	= polart treghetsmoment (mm^4), se tabeller
l	= lengde (mm)
M_b	= bøyningsmoment (Nmm)
M_t	= dreiemoment (Nmm)
S	= sikkerhetsfaktor
s	= største nedbøying (mm)
W_b	= motstandsmoment ved bøyning (mm^3), se tabeller
W_t	= motstandsmoment ved vridning (mm^3), se tabeller
α_k	= formfaktor
β_k	= kjervfaktor
γ	= skjærvinkel
δ	= bruddforlengelse
ϵ	= relativ forlengelse
σ	= spenning (N/mm^2) ¹⁾
$\sigma_{0,2}$	0,2-grense (spenning ved 0,2 % forlengelse)
σ_{bB}	bøyefasthet
σ_{bF}	bøyegrense
σ_{bW}	bøyeveksselfasthet
σ_D	utmatningsfasthet
σ_B	strekkfasthet
σ_S	strekkgrense
σ_W	veksselfasthet (strekk/trykk)
τ	= skjærspenning (N/mm^2)
τ_B	vridningsfasthet
τ_F	vridningsgrense
τ_W	vridningsveksselfasthet

1) Formeltegnet for spenning, forlengelse osv. kommer til å bli forandret, f.eks. σ_B til R_m , $\sigma_{0,2}$ til R_p osv.

1. Strekk og trykk

Strekk-(trykk-)spenning $\sigma = \frac{F}{A}$ = strekk-(trykk-)belastning pr. flateenhet av et legemes tverrsnitt. Spenningen virker loddrett på flateenheten.



Relativ forlengelse (sammentrykning)

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\text{forlengelse}}{\text{opprinnelig lengde}}$$

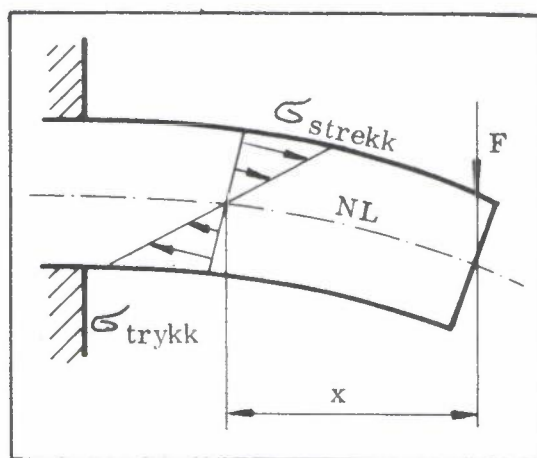
= forlengelse pr. lengdeenhet el. tøying.

Elastisitetsmodul $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$

For stål er $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

2. Bøying

Bøyenspenning $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$. Bøyemoment $M_b = \sum F \cdot x$ = summen av alle momenter som virker på høyre eller venstre side av et betraktet tverrsnitt. Høyre-



dreierende moment (med urviseren) regnes for positive, venstredreierende (mot urviseren) for negative. Bøyemoment utsetter et tverrsnitt dels for strekk-, dels for trykkspenninger. Grenseområdet mellom begge belastningene kalles den nøytrale sone hvor nøytralaksen (NL) ligger.

Skjærkraft $Q = \sum F$ = summen av alle krefter som virker til høyre eller venstre for et betraktet tverrsnitt. Skjærkraften belaster tverrsnittet med skjæring.

Snittkrefter - snittmoment. Kraftene som virker loddrett på bjelkeaksen (se s. 16).

$$\sum y = 0$$

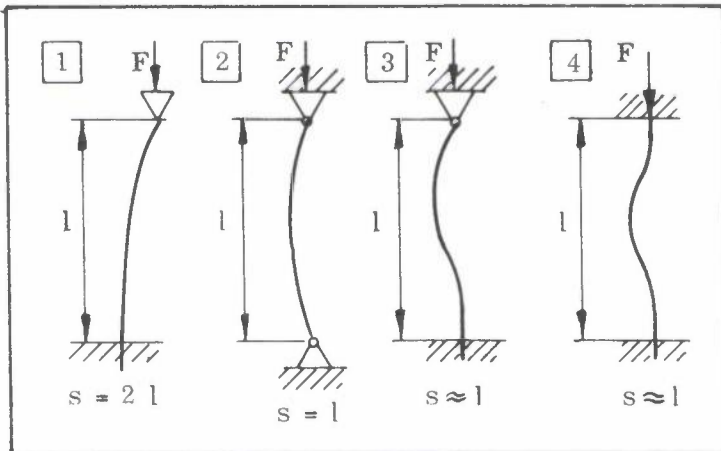
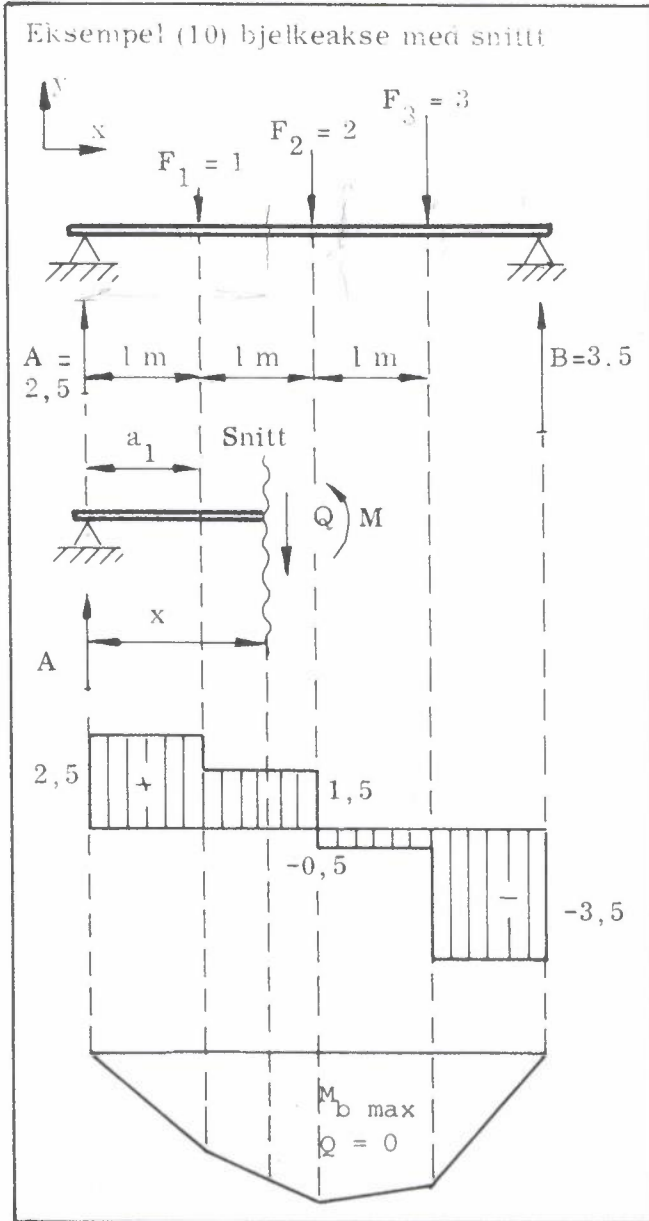
$$A - F_1 - Q = 0$$

$$Q = A - F_1 \text{ i snittet}$$

$$\sum M = 0$$

$$Ax - F_1(x - a_1) - M = 0$$

$$M = Ax - F_1(x - a_1) \text{ i snittet}$$



Skjærspenningene er vanligvis så små i forhold til bøyespenningsene at en kan se bort fra de ved bøyestaver over en viss lengde (se s.33).

3. Knekking

Ved staver utsatt for trykk må trykkspenningen $\sigma = F/A$ alltid være mindre enn den tillatte knekkspenningen $\sigma_{Ktill} = \frac{\sigma_k}{S}$ ellers vil staven knekke ut til siden. Sikkerhetsfaktoren S velges $\geq 3,5$ ved stempel- og veivstenger

Knekkspenning $\sigma_k = 10 \frac{E}{\lambda^2}$

Slankhetsgrad $\lambda = \sqrt{\frac{s}{Ia/A}}$, der s er den frie knekk lengde, se fig.

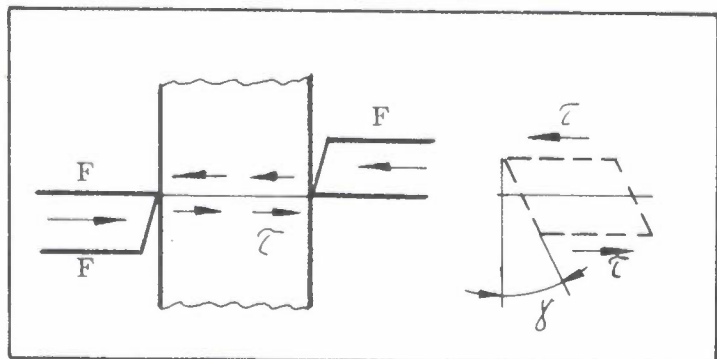
Formelen for σ_k (Euler-formel) gjelder bare for slanke staver med $\lambda \geq 100$ ved stål, $\lambda \geq 80$ ved støpejern og $\lambda \geq 100$ ved tre.

For mindre λ -verdier gjelder ifølge Tetmajer:

- for stål $\sigma_k = (284 - 0,8\lambda)N/mm^2$
- " støpejern $\sigma_k = (760 - 12\lambda + 0,05\lambda^2)N/mm^2$
- " tre $\sigma_k = (29 - 0,19\lambda)N/mm^2$

(Se eksempel s. 45)

4. Skjæring

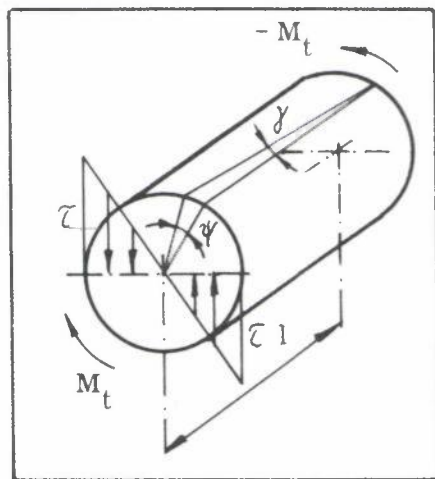


Skjærspenning $\tau = F/A$ = skjærbelastningen pr. flateenhet i et snitt gjennom legemet. Spenningen virker i flateelementets retning. Deformasjonen γ = vinkelendringen i elementet som følge av skjærspenningen.

Glidemodul $G = \tau/\gamma$ = $\frac{\text{skjærspenning}}{\text{elastisk vinkelendring}}$. Kan sammenlignes med formelen $E = \sigma/\epsilon$. For metalliske materialer er $G \approx 0,385 E$.

5. Torsjon

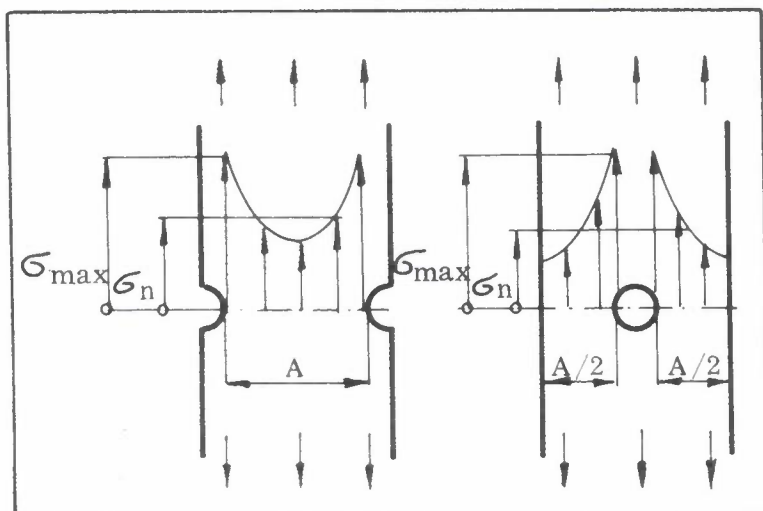
Torsjonsspenning $\tau = \frac{M_t}{W_t}$. Torsjonsmoment M_t = vridningskraft x arm. I et betraktet snitt vil torsjonsmomentet forårsake skjærspenninger.



Vridningsvinkel

$$\psi = \frac{l}{G} \cdot \frac{M_t}{I_p} = l \frac{W_t}{I_p} \cdot \frac{\tau}{G}$$

6. Kjervvirkning



Kjervvirkning = spenningsspisser på steder med tverrsnittsforandringer (spor, forsenkninger, hull, kanter o.l.)

I formelene for nominelspanningene σ_n , τ_n blir det ikke tatt hensyn til kjervvirkningen: $\sigma_n = F/A$ for strekkbelastning, $\sigma_n = M_b/W_b$ for bøyebelastning, $\tau_n = M_t/W_t$ for torsjonsbelastning. Spenningsspissen σ_{max} kan utgjøre det mangedobbelte av nominell spanning.

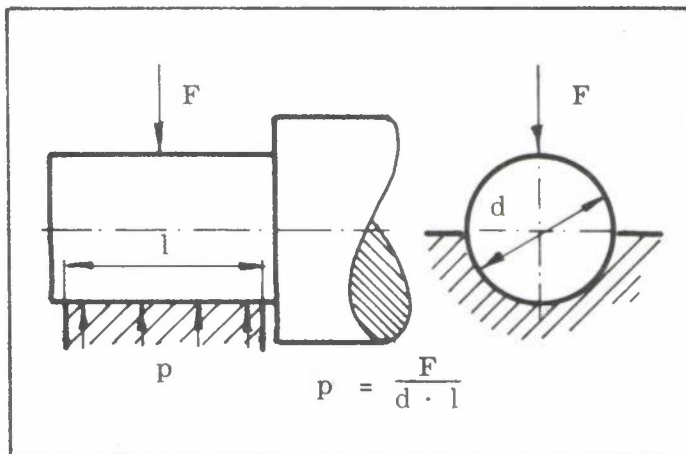
$$\sigma_{max} = \alpha_k \cdot \sigma_n \text{ (formfaktoren } \alpha_k \text{ for forskjellige kjervformer finnes i}$$

tabeller). Kjerver øker i første rekke faren for utmatningsbrudd (s.27). Kjervvirkningen er større desto skarpere kjerven er. Like farlig er overganger som er skarpe og dårlig avrundet.

7. Flatetrykk

Dersom to flater A berører hverandre under en trykkraft F, oppstår det et flatetrykk

$$p = \frac{F}{A} \text{ mellom flatene.}$$



Er flatene krummet i forhold til kraftretningen, regnes det med projeksjonen av flatene i kraftretningen.

Eksempler: lager, kjeder, bolter, m.m.

8. Tillatt belastning

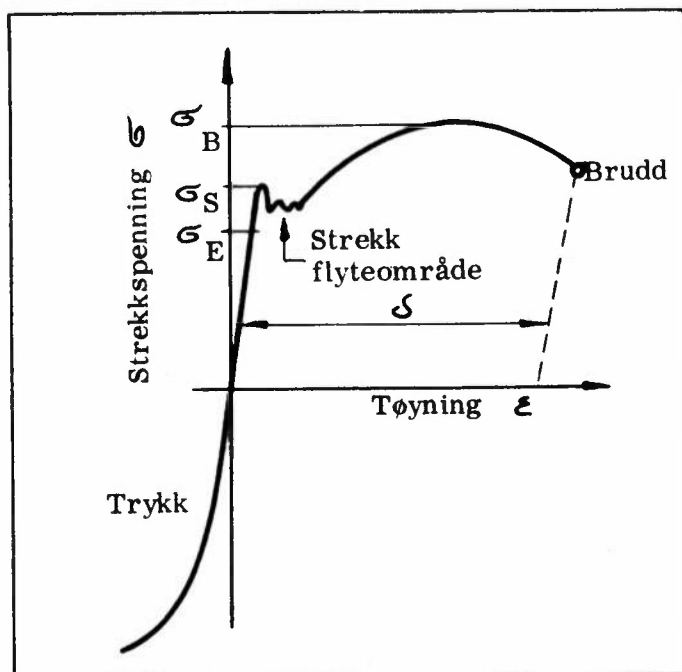
Ligningene i avsnittene 1 til 6 gjelder bare i det elastiske området. I praksis kan det regnes med spenningsverdier utover elastisitetsgrensen, til den såkalte flytegrense, henholdsvis 0,2-grensen (se s. 19). Grensene for de tillatte belastningene blir bestemt ved materialprøvning og avhengig av material, materialstruktur (seigt, sprøtt) og belastningstype (hvilende, vekslende).

Seige material: Ved stigende belastning oppstår først en ren elastisk (fjærende) formendring, deretter inntreer en mer eller mindre plutselig blivende (plastisk formendring). Etterat formendringsevnen er overskredet inntreer brudd. Ved voldsom overbelastning (eksplosjon, støt) oppstår plastisk formendring, seige materialer lar seg deformere kalde (trekk, valse, bøye, stanse osv.)

Sprøtt material (f. eks. glass, porselen, glasshardt stål, støpejern osv.): Ved belastning oppstår det først ren elastisk formendring og så plutselig brudd. Sprøtt material kan derfor ikke tåle kald formendring.

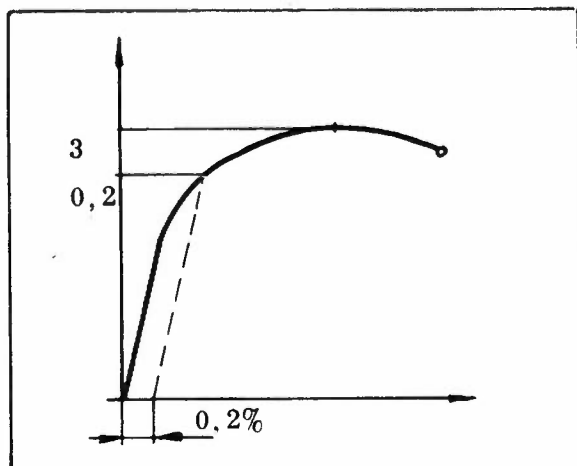
Grensespenningene σ_{gr} der det inntreer større formendring eller brudd, må i praksis ikke forekomme. Sikkerhetsfaktoren $S = \sigma_{gr} / \sigma_{max}$ må velges i samsvar med nøyaktigheten i belastningsberegningene, material, belastningstype og de mulige skadelig følger i tilfelle en materialsvikt (σ_{max} = største spenning under belastning). Ved seigt material velges $S = 1,2$ til 2 (opptil 4) og ved sprøtt material $S = 2$ til 4 (opptil 10).

9. Statisk påkjenning



Seigt stål ved strekkforsøk av glatte prøvestaver.

σ_B = bruddfasthet (ved strekk:
 σ_B = strekkfasthet).
 $\sigma_S = \sigma_F$ = Spenning ved flytegrensen (ved strekk er σ_S = strekkgrense). I Tyskland brukes øverste flytegrense hvor flyting inntreffer, mens det i de nordiske land brukes nederste flytegrense (se diagram).



Forskjellen kan være av størrelsesorden 10% og er av interesse ved vurdering av materialdata. σ_E = største spenning der det ikke inntreer noen blivende tøyning (elastisitetensgrensen).

δ = bruddforlengelse er den blivende forlengelse før brudd. δ er et mål for materialets seighet.

For materialer som ikke har en utpreget flytegrense (f. eks. st. j., Cu, Al) bestemmer man 0,2-grensen ($\sigma_{0,2}$), dvs. den spenning som medfører 0,2% blivende tøyning etter avlastning. Ved fasthetsberegninger blir 0,2-grensen likestillet med flytegrensen.

Grensespenninger.	Sikkerhet = $\frac{\text{Grensespenning}}{\text{Beregnet spenning}}$
Seige materialer	Sprø materialer.

Grensespenninger ved strekk

Flytegrensen σ_S (tilsvarer omtrent elastisitetsgrensen σ_E) = største uskadelige belastning. Ved kaldvalsete metaller er $\sigma_S = 0,6 \dots 0,8 \sigma_{SB}$

Strekkfasthet σ_{SB} = største uskadelige belastning.

Grensespenninger ved trykk

Sammentrykningsgrense (elastisk sammentrykning) = største uskadelige belastning. Er omtrent av samme størrelse som strekkgrensen σ_S .

Trykkfasthet σ_{dB} = største uskadelige belastning.

Grensespenninger ved bøying

Bøyegrense σ_{bF} (grense for fjærende nedbøying) = største uskadelige spenning på det stedet med størst påkjenning. Den er avhengig av material og tverrsnittsform og er normalt større enn σ_S (ved strekk). Når bøyegrensen overskrides, oppstår det en blivende krumming.

Bøyefasthet σ_{bB} = største uskadelige belastning på det stedet med størst påkjenning. $\sigma_{bB} \approx \sigma_B$, ved grått støpejern er $\sigma_{bB} \approx 2\sigma_B$ fordi $\epsilon = \frac{\sigma}{E}$ ikke gjelder p. g. a. forskyvning av de nøytrale fasene.

Grensespenninger ved torsjon

Torsjonsgrense τ_F (grense for elastisk torsjon) = største uskadelige spenning på det stedet med størst påkjenning. Torsjonsgrense = 0,5 ... 0,6 x flytegrensen. Når torsjonsgrensen overskrides, oppstår det en blivende fordreining.

Torsjonsfasthet τ_B = største uskadelige spenning på det stedet med størst påkjenning. $\tau_B = 0,5 \dots 0,8 \sigma_B$ (for grått støpejern er unntaksvis $\tau_B = 1 \dots 1,3 \sigma_B$).

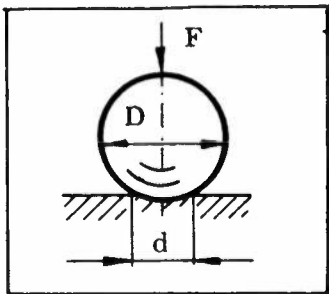
Grensespenninger ved skjærbelastning av avskjæring

Avskjæringsfasthet τ_{aB} viser den belastning materialet kan tåle før avskjæring inntreffer. $\tau_{aB} \approx 0,8 \cdot \sigma_B$

Hårdhet

Hårdhet er et mål for den motstand et legeme møter når det blir trykket inn i et annet legeme. Ved hårdhetsprøving blir en herdet kule med diameter D (10,5 eller 2,5 mm) trykket inn i et material med en kraft F i løpet av en tid t (s). Brinellhårdheten HB er forholdet mellom prøvekraften F i kp eller N og inntrykksoverflaten A (d = inntrykksdiameter i mm).

$$HB = 0,102 \frac{F}{A} = \frac{2F}{\pi D \cdot (D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad (\text{N/mm}^2)$$

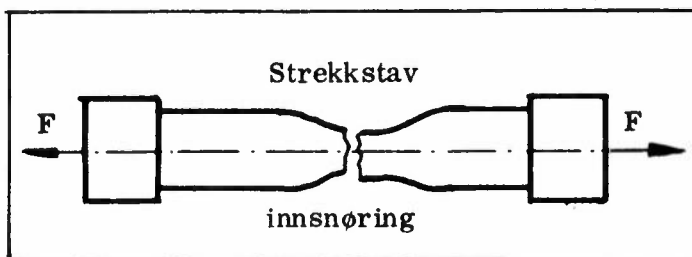


Vanlig belastning: for stål $F = 30 D^2$, for ikkejernmetaller $F = 10 D^2$. Virketiden for prøvelasten ved alle metalliske materialer $t = 10$ til 15 s (unntatt materialer som bly, sink o. a. hvor tiden minst bør være 30 s).

Hårdhetsprøving er av interesse ved beregning av maskindeler når bruddfastheten for materialet ikke er kjent. Ved hjelp av hårdhetsprøving, som er en forholdsvis enkel prøvemethode, kan HB bestemmes. Tilnærmet kan man da sette $\sigma_B \approx 0,35 HB$ for ulegert og lavt legert stål i glødd og og seigherdet tilstand. For glødet Cr-Ni-stål $\sigma_B \approx 0,34 HB$. For grått støpejern $\sigma_B \approx 0,1 HB$.

Hårdheten kan også uttrykkes i Vickers (HV), Rockwell (HR) og Skleroskop. Prøvetodene er noe forskjellig fra HB-metoden.

Statisk brudd (slitebrudd)



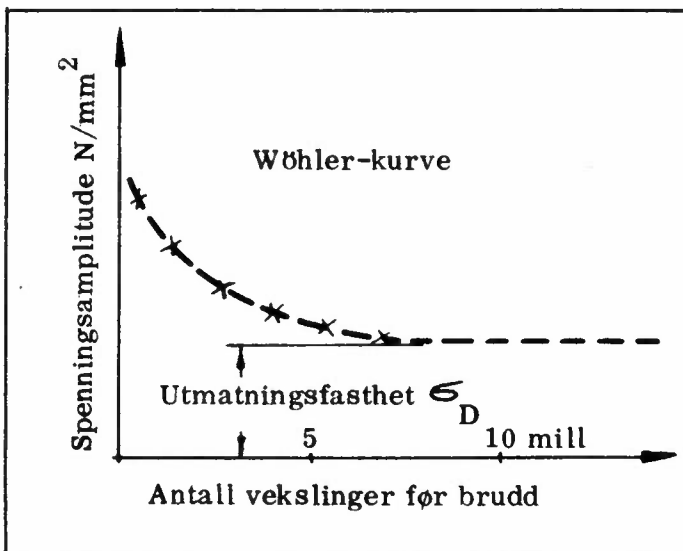
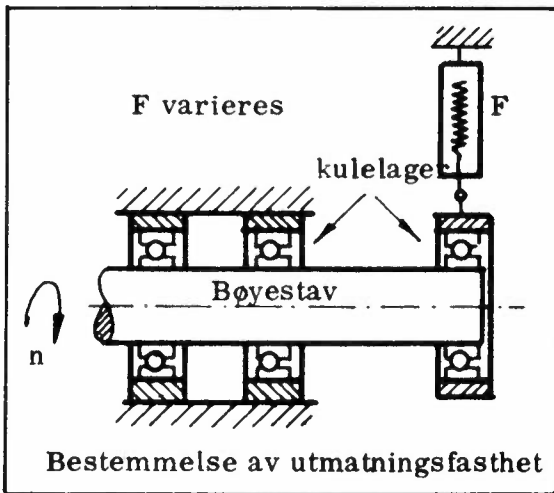
Ved jevnt stigende statisk belastning i en strekkstav av seigt materiale vil det til å begynne med oppstå store spenninger der det er uregelmessigheter i materialet. Materialet vil begynne å flyte lokalt, og spenningene vil bli utlignet. Dermed vil

faren for brudd bli forskjøvet. På grunn av flyting vil svake steder i materialstrukturen bli utjevnet, og materialets fasthet og motstandsegenskaper vil stige. Først når det oppstår store spenninger i større områder, vil staven få en innsnøring, og det vil inntreffe brudd, såkalt statisk brudd ved σ_B . Det karakteristiske ved bruddet er innsnøringen og den krystallinske bruddoverflaten.

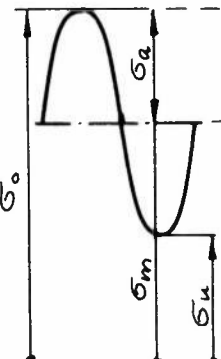
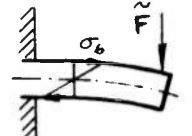
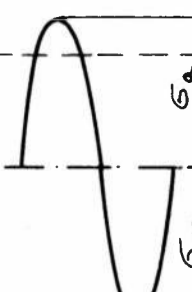
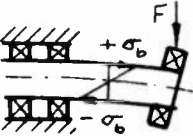
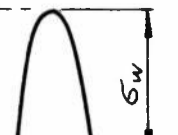
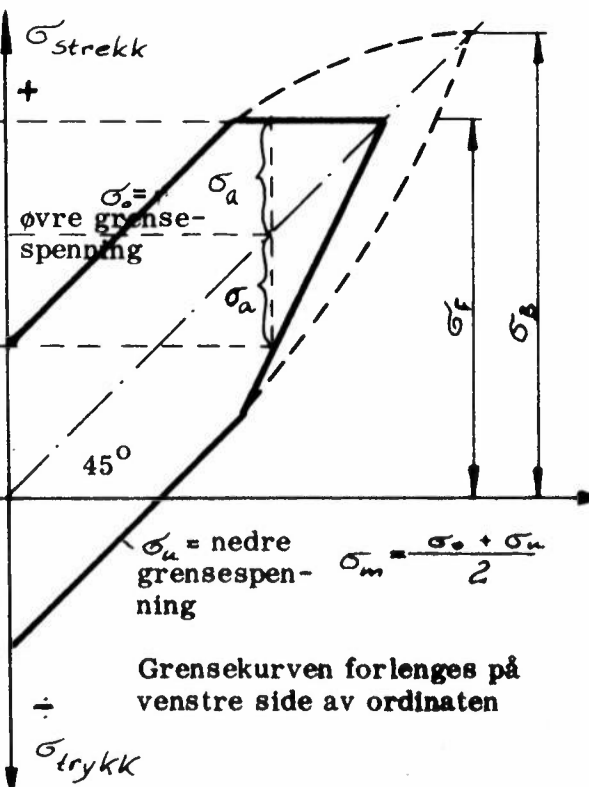
10. Dynamisk påkjenning

Dersom påkjenningen varierer mellom to spenningsverdier, vil grensespenningene σ_{gr} ligge lavere: Den største spennings: som kan svinge uendelig mange ganger omkring en middelspenning uten at det oppstår brudd eller uønsket formendring, kalles utmatningsfasthet σ_D . σ_D blir bestemt ved forsøk med staver uten kjerv. Flere staver utsettes for forskjellige belastning, og det blir registrert antall belastnings-

vekslinger før brudd inntreffer. Resultatet av forsøket gir den såkalte Wöhlerkurve. For stål ligger kurven vannrett etter ≈ 10 mill vekslinger, og for ikkejernmetaller etter 100 mill. vekslinger. Hvis det under drift ikke skjer noen vesentlige forandringer ved maskindeler (slitasje, korrosjon, gjentatte overbelastninger o.l.), vil det ved en varierende påkjenning $\leq \sigma_D$ ikke oppstå noe brudd.



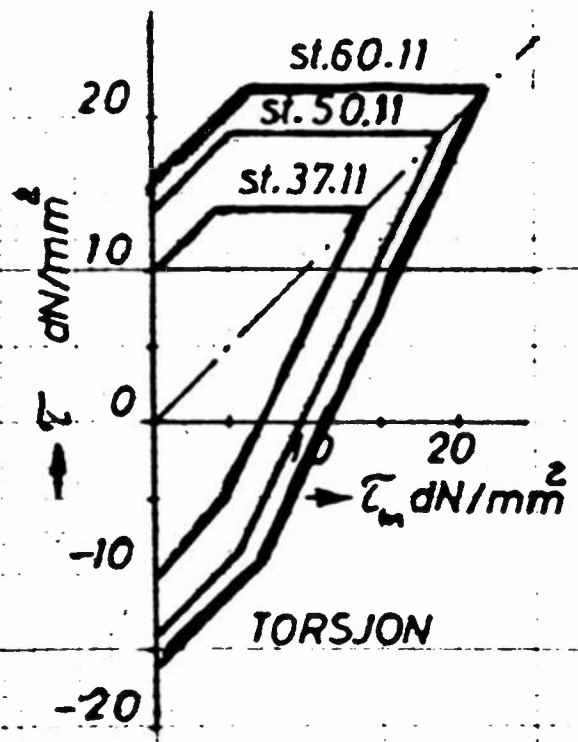
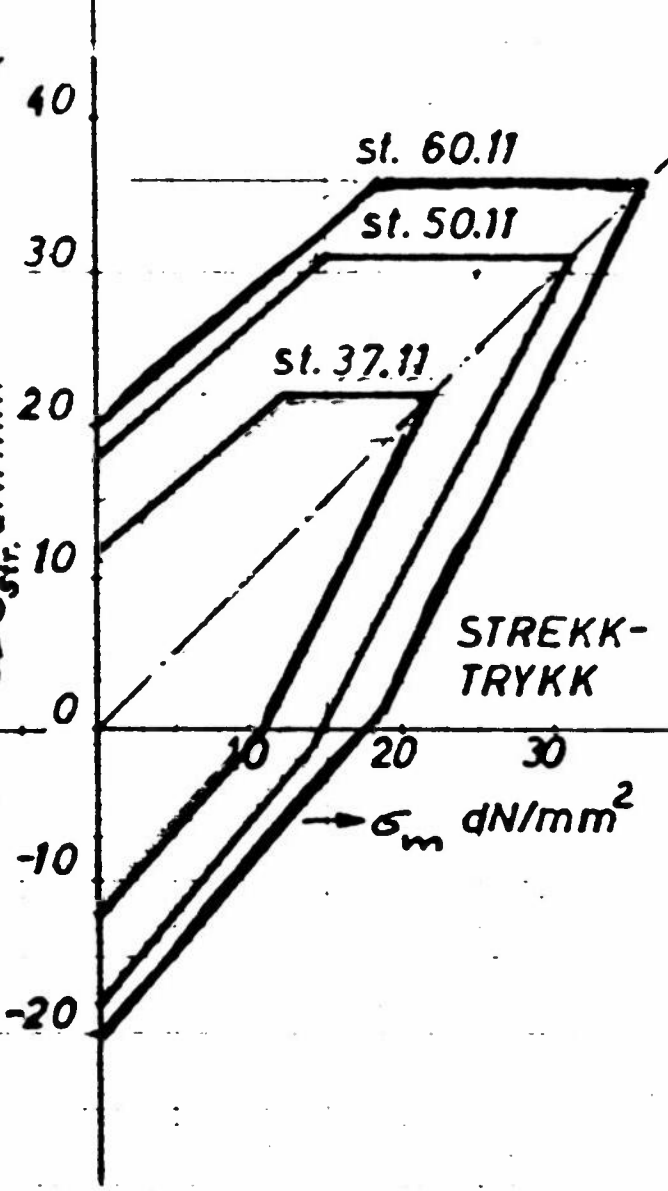
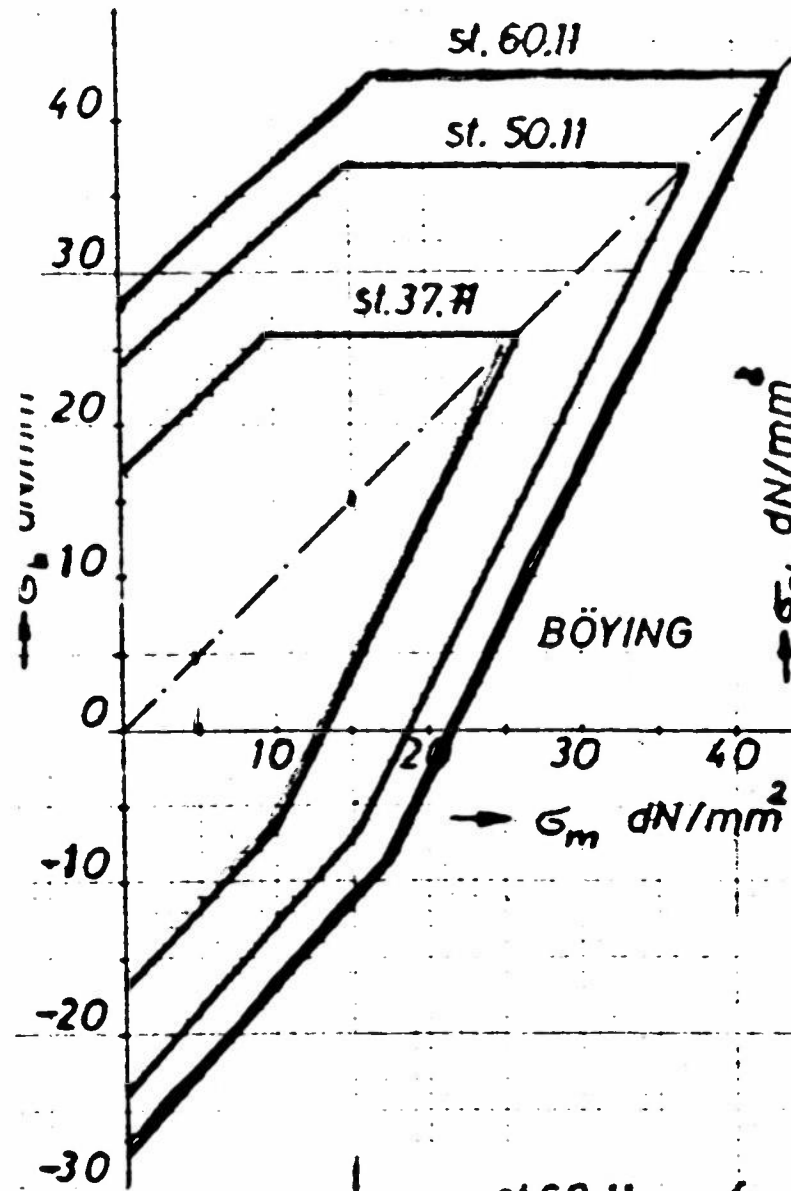
Belastningstilfeller ved dynamisk påkjenning

Generelt	Eks. fjærstav n	Eks. roterende aksel	Utmatningsdiagram etter Smith
	 	 	
<p> σ_0 = øvre spenning σ_u = nedre spenning σ_a = amplitude-spenning σ_m = middel-spenning $\sigma_D = \sigma_m + \sigma_a$ </p>	<p> $\sigma_u = 0$ $\sigma_a = \sigma_m$ Utsvingende eller pulserende belastning Utsvingingsfasthet = $\sigma_m + \sigma_a$ </p>	<p> $\sigma_m = 0$ Vekslende belastning </p>	<p> σ_u = nedre grensespenning $\sigma_m = \frac{\sigma_0 + \sigma_u}{2}$ Grensekurven forlenges på venstre side av ordinaten </p>
<p>Utmatningsfasthet $\sigma_D = \sigma_m \pm \sigma_a$</p>			

Vekselfasthet σ_W : Spenningen varierer mellom to motsatt like store grenseverdier. Middelspenningen er lik null.

Forholdet mellom vekselfastheten σ_W og den statiske bruddfasthet σ_B er: for strekktrykk: ved stål $\sigma_W \approx 0,30 - 0,45 \sigma_B$, ved ikkejernmetaller $\sigma_W \approx 0,2 - 0,4 \sigma_B$, for bøyning: ved stål $\sigma_{bW} \approx 0,40 - 0,55 \sigma_B$, ved ikkejernmetaller $\sigma_{bW} \approx 0,3 - 0,5 \sigma_B$.

UTMATNINGSDIAGRAM



Forhold som innvirker på utmatningsfastheten

- a. Kjerver reduserer utmatningsfastheten, særlig ved skarpe tverrsnittsoverganger og kjervømfintlige materiale. Særlig farlig er mikroskopisk små kjerver (f. eks. dreie- og slipespor, skader o.l.).
- b. Overflatens betydning. Det forlanges glatt bearbeidelse (polering o.l.) av overflaten, særlig på de mest utsatte stedene. Grovere bearbeidning reduserer utmatningsfastheten ned til 30%. Trykkrulling, hamring, haglblåsing o.l. forhøyer utmatningsfastheten ved at det innebygges trykkspenninger i overflateskiktet.
- c. Korrosjon. Særlig under varierende påkjenning må korrosjon unngåes. (Ved korrosjon avtar Wöhlerkurven allerede ved 10 og 100 mill. vekslinger.)
- d. Høye temperaturer. Vekselfastheten synker nesten ikke for stål før ved 400°C , ved temperaturer under 0°C stiger vekselfastheten i alminnelighet noe.
- e. Varmebehandling. Ved seigherding stiger vekselfastheten, men samtidig stiger for det meste også kjervfølsomheten. Settherding og nitrering forbedrer vekselfastheten på glatte deler og deler med kjerver.
- f. Antall vekslinger pr. min har opptil 10 000 vekslinger pr. min liten innflytelse.

Tiltak for å forhøye utmatningsfastheten

Gunstig formgivning. (Kraftlinjene bør så vidt mulig ikke forstyrres.) Det kan nyttes avlastningskjerver og overganger. Riktig materialvalg, nitrering, settherding, kaldbearbeidning (trykkrulling, haglblåsing o.l.)

Tillatt spenning ved tverrsnitt med kjerv

Utmatningsfastheten for maskindeler med kjerv finner man ikke ved å dividere med formfaktoren α_K . I stedet for α_K gjelder den såkalte kjervfaktoren β_K ved vekslende påkjenning, og den tillatte spenning kan skrives

$$\sigma_{\text{till}} = \sigma_D / \beta_K \quad \text{henholdsvis} \quad \sigma_{\text{till}} = \frac{\sigma_W}{\beta_K}.$$

(β_K er alltid mindre enn α_K .) Man har forsøkt å finne en forbindelse mellom β_K og α_K :

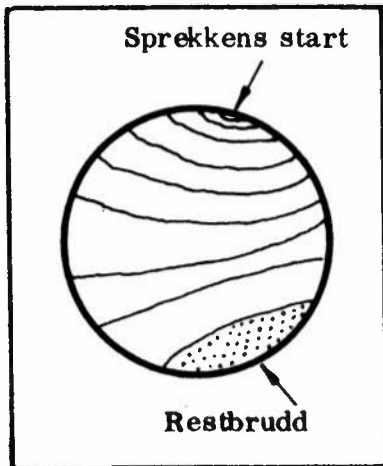
$$\beta_K = 1 + (\alpha_K - 1) \eta_K \quad \text{der } \eta_K \text{ blir kalt kjervfølsomhetsfaktoren.}$$

Ved ulegerte og lavt legerte stål er η_K ca. 0,7, ved lettmetall 0,4 til 0,8. η_K er ikke å betrakte som noen materialkonstant. Materialer er forskjellig ømfintlig overfor kjervvirkning ved vekslende påkjenning. Fjærstål, seigherdet stål, og bronse av høy fasthet er f.eks. mer ømfintlig enn støpejern, rustfritt stål og utherdet aluminiumlegeringer. Ømfintligheten er også ved strekk/trykk- eller bøyevekslinger større enn ved torsjonsvekslinger.

Utmatningsbrudd (tretthetsbrudd)

Undersøkelser i Europa og USA har vist at mellom 80 og 95 % av alle brudd i maskinkomponenter under normal drift er utmatningsbrudd. Den viktigste årsaken til dette er at det ofte er vanskelig å ha full kontroll over alle de faktorer som innvirker på utmatningsrisikoen. Spesielt gjelder dette spenningskonsentrasjonene, som av forskjellige grunner lett kan bli større enn forutsatt.

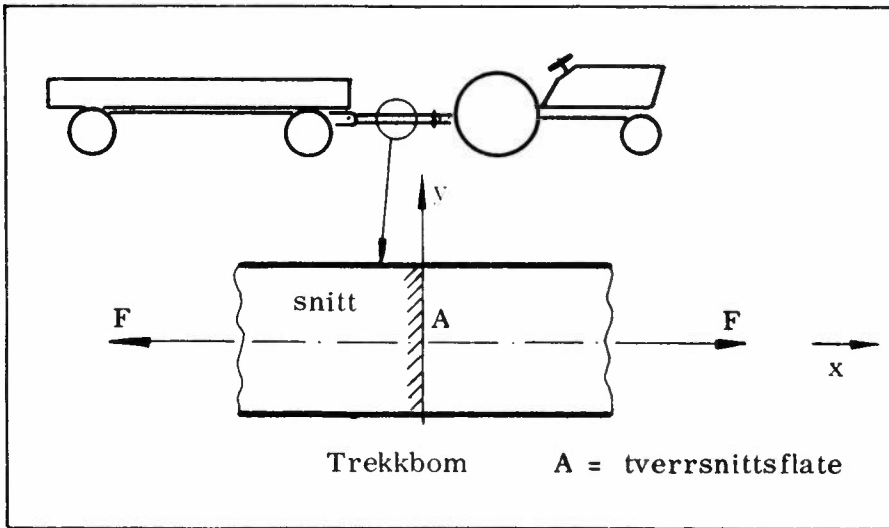
Ved utmatningsbrudd skjer det ingen innsnøring. Maskindelen beholder samme tverrsnitt som før belastningen begynte, og bruddflatene har som regel en glatt sone med fine riller og en ru, krystallinsk sone. Bruddet starter alltid med en sprekk, som nesten alltid begynner ved overflaten, helst ved en uregelmessig-



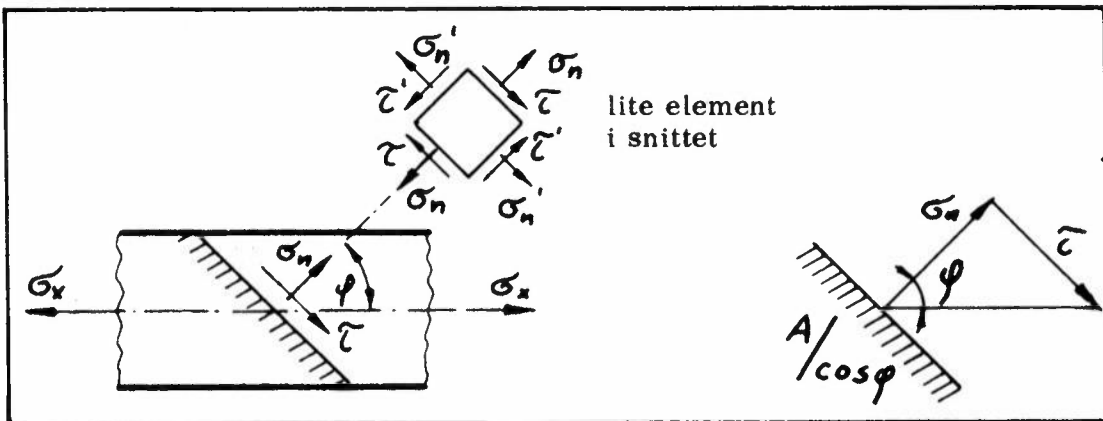
het i overflaten. Sprekken eter seg innover i materialet. Til slutt blir tverrsnittet som skal overføre kraften, så lite at det oppstår et plutselig statisk brudd som kjennetegnes ved en ru krystallinsk overflate. Den øvrige bruddflaten får et karakteristisk utseende med riller som minner om årringene på et tre. De dannes i driftspauser og ligger tett der sprekken starter og med større avstand etterhvert

som sprekken forplanter seg. Bruddflatens utseende kan fortelle en hel del om hva som er årsak til bruddet, f.eks. belastningstype, kjerver, overbelastning o.l.

11. Enakset spenningstilstand



Hva slags spenninger hersker det i trekkbommen? Spenningen i snittet vinkelrett på kraftretningen, normalspenningen $\sigma_n = \sigma_x = \frac{F}{A}$. Normalspenningene σ_n i et snitt som danner en vinkel på φ med kraftretningen:



I dette snittet vil det også herske skjærspenninger τ . Dette kan man lettere forstå ved å tenke seg bommen skåret over og limt sammen igjen. Ved belastning vil det oppstå skjærkrefter i limfugen.

Vi stiller oss oppgaven å uttrykke σ_n og τ ved hjelp av σ_x og φ .

φ er den vinkelen normalspenningen σ_n danner med hovedspenningen σ_x (vanligvis betegnet med σ_1).

Elementet er i ro dvs. likevekt:

$$\Sigma F_x = 0, \quad \Sigma F_y = 0, \quad \text{Moment } \Sigma M = 0$$

$$\sigma \cdot A = \text{kraft}, \quad \tau \cdot A = \text{kraft}.$$

$$\Sigma F_x = 0: \quad \sigma_x \cdot A - \sigma_n \cdot \frac{A}{\cos \varphi} \cdot \cos \varphi - \tau \frac{A}{\cos \varphi} \cdot \sin \varphi = 0 \quad 1)$$

$$\Sigma F_y = 0: \quad \sigma_n \cdot \frac{A}{\cos \varphi} \cdot \sin \varphi - \tau \frac{A}{\cos \varphi} \cdot \cos \varphi = 0 \quad 2)$$

$$\text{Av 1) får vi: } \sigma_x \cos \varphi - \sigma_n \cos \varphi - \tau \sin \varphi = 0 \quad 3)$$

$$\text{Av 2) får vi: } \sigma_n \cdot \sin \varphi - \tau \cos \varphi = 0, \quad \sigma_n = \frac{\tau \cos \varphi}{\sin \varphi} \quad 4)$$

$$\text{Innsatt i 3) gir dette: } \sigma_x \cos \varphi - \frac{\tau \cos^2 \varphi}{\sin \varphi} - \tau \sin \varphi = 0$$

Dividert med $\cos \varphi$ og multiplisert med $\sin \varphi$

$$\sigma_x \sin \varphi - \tau \left(\cos \varphi + \frac{\sin^2 \varphi}{\cos \varphi} \right) = 0 \quad \tau = \frac{\sigma_x \cdot \sin \varphi}{\cos \varphi + \frac{\sin^2 \varphi}{\cos \varphi}}$$

$$\tau = \frac{\sigma_x \cdot \sin \varphi \cos \varphi}{\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi}$$

$$\text{Hjelpeformel: } \cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi = 1$$

$$\text{" " : } \sin 2\varphi = 2 \sin \varphi \cdot \cos \varphi$$

$$\tau = \frac{\sigma_x}{2} \cdot \sin 2\varphi \quad \text{eller} \quad \tau = \frac{\sigma_x \cdot \tan \varphi}{1 + \tan^2 \varphi} \quad 5)$$

Av 4) og 5) får vi

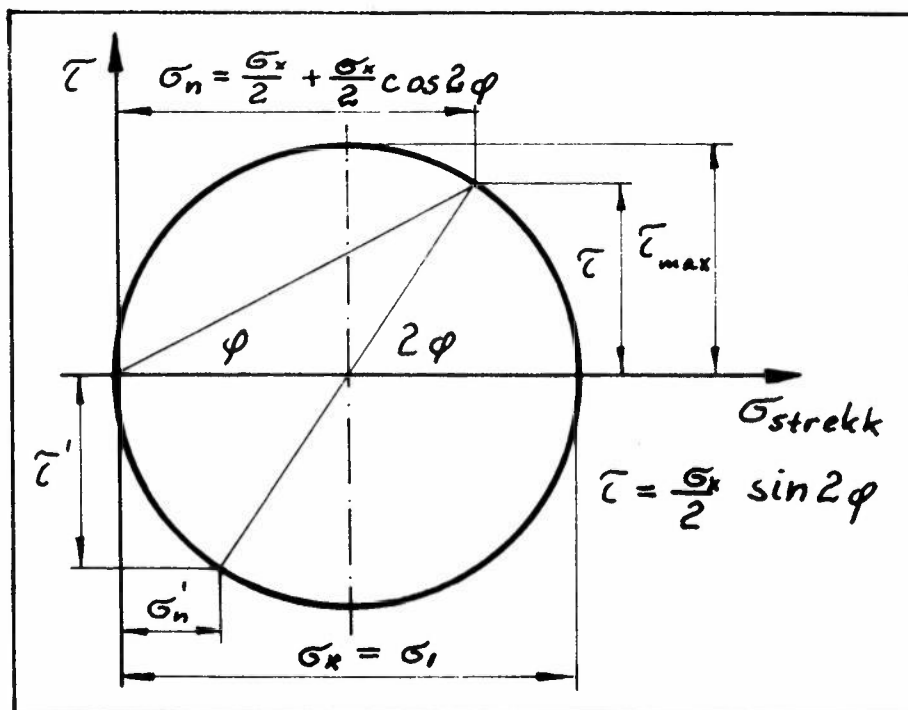
$$\sigma_n = \frac{\tau}{\tan \varphi} = \frac{\sigma_x}{1 + \tan^2 \varphi} = \frac{\sigma_x}{1 + \frac{\sin^2 \varphi}{\cos^2 \varphi}} = \frac{\sigma_x \cdot \cos^2 \varphi}{\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi}$$

$$\sigma_n = \sigma_x \cdot \cos^2 \varphi \quad \text{Hjelpeformel: } \cos 2\varphi = \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi$$

$$\begin{aligned} \sigma_n &= \sigma_x (1 - \cos^2 \varphi + \cos 2\varphi) = \frac{\sigma_x}{2} (2 - \cos^2 \varphi - \cos^2 \varphi + \cos 2\varphi + \cos 2\varphi) \\ &= \frac{\sigma_x}{2} (2 - 1 + \cos 2\varphi) = \frac{\sigma_x}{2} (1 + 2\varphi) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{\sigma_x}{2} \sin 2\varphi \\ \sigma_n &= \frac{\sigma_x}{2} + \frac{\sigma_x}{2} \cos 2\varphi \end{aligned}$$

Forholdet mellom spenningene i et valgt snitt gjennom trekkbommen kan uttrykkes i et diagram med den såkalte Mohrs spennings sirkel:



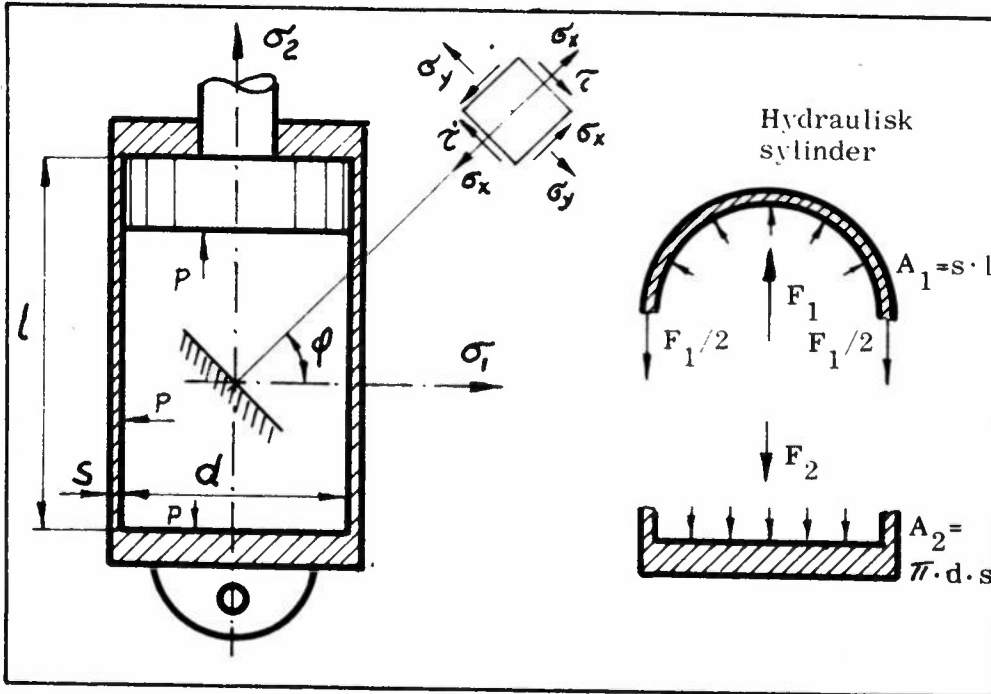
τ^1 og σ_n^1 er spenningene som opptrer i et snitt som står vinkelrett på det valgte snitt.

I det valgte tilfelle virker det bare en ytre kraft F i en retning (x -retning), og vi har en såkalt enakset spenningstilstand. Av spennings sirkelen ser vi at når $\varphi = 0$ er $\sigma_n = \sigma_x$ og skjærspenningen $\tau = 0$. Da har strekkspenningen sin maksimalverdi som benevnes med hovedspenning σ_1 .

Hovedspenningene opptrer i snitt der $\tau = 0$.

12. Toakset spenningstilstand

Vi betrakter f. eks. den hydrauliske tippesylinder på en tilhenger. I sylinderveggen eksisterer det under belastning en såkalt toakset spenningstilstand. Det samme er tilfelle for en lukket beholder under trykk.



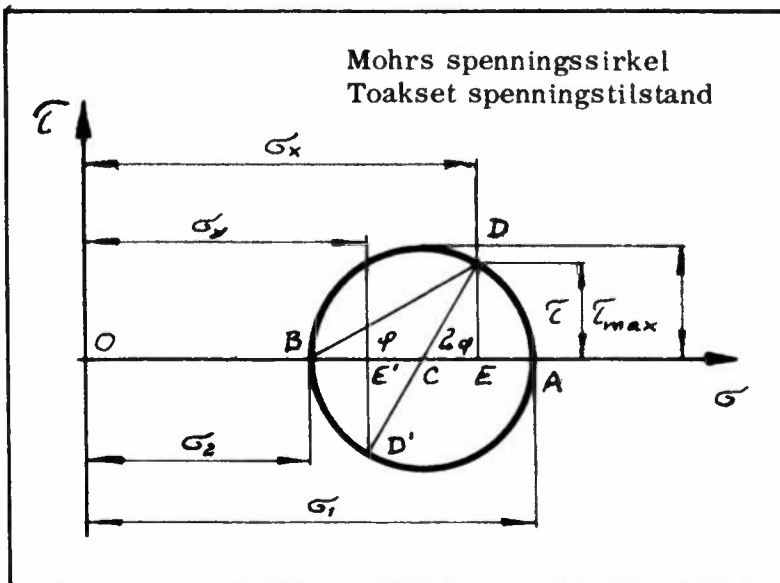
Oljetrykket vil forårsake en kraft $F_1/2$ i sylinderveggen normalt på sylinderens lengderetning $F_1 = p \cdot d \cdot l$.

$$\sigma_1 = \frac{F_1/2}{A_1} = \frac{p \cdot d \cdot l}{2 \cdot s \cdot l} = \frac{p \cdot d}{2s}$$

$$F_1 = p \cdot d \cdot l$$

$$F_2 = p \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A_2} = \frac{p \cdot \frac{\pi d^2}{4}}{\pi \cdot d \cdot s} = \frac{p \cdot d}{4s}$$

Denne spenningstilstand kan også illustreres v.h.a. Mohrs spennings sirkel. σ_1 og σ_2 er hovedspenninger



Hovedspenningene kan uttrykkes med normalspenningene σ_x og σ_y i et snitt der normalen danner en vinkel φ med største hovedspenning σ_1 . Diagrammet viser følgende forhold:

$$\overline{DC} = \sigma_y + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

\overline{CD} er hypotenusen i trekanten CED og er radien i sirkelen.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_2 = \overline{OB} = \overline{OC} - \overline{CD}$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

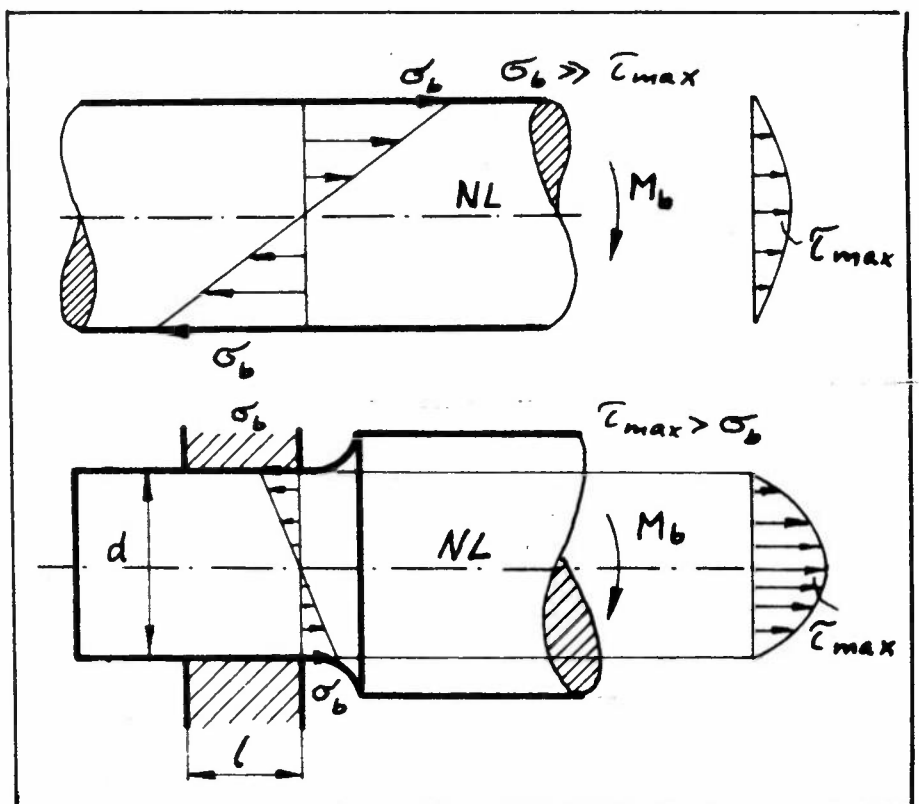
$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$$

σ_1 og σ_2 er hovedspenninger som opptrer i hovedplan hvor $\tau = 0$ τ_{\max} når $\varphi = 45^\circ$! $\text{tg } 2\varphi = \frac{2\tau}{\sigma_x - \sigma_y}$

Retningen for det snitt som hovedspenningen opptrer i kan en finne av vinkelen φ i Mohrs spennings sirkel. Denne vinkel er lik den vinkel som σ_x danner med den retning i hvilken den største spenning opptrer.

13. Spenningsfordeling

Bøyespenningsfordeling:



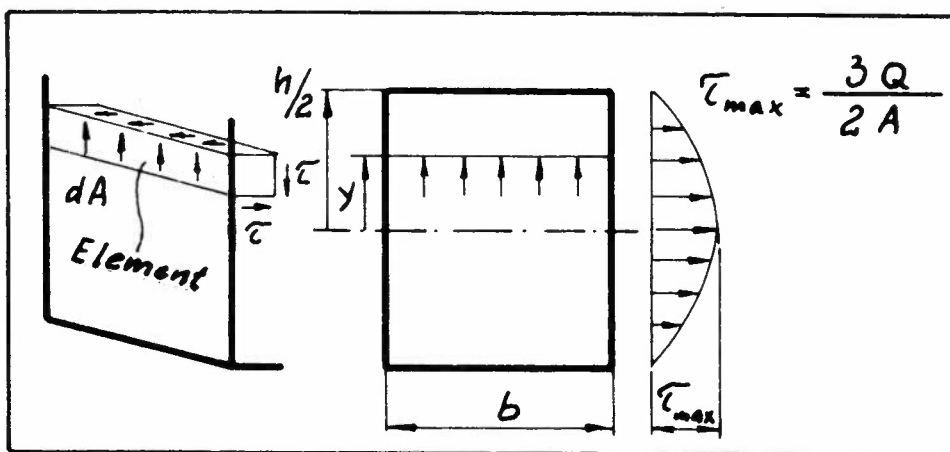
Ved $d > 1,8 l$ må akseltappen vanligvis styrkeberegnes på grunnlag av de tillatte skjærspenninger.

Skjærspenningsfordeling :

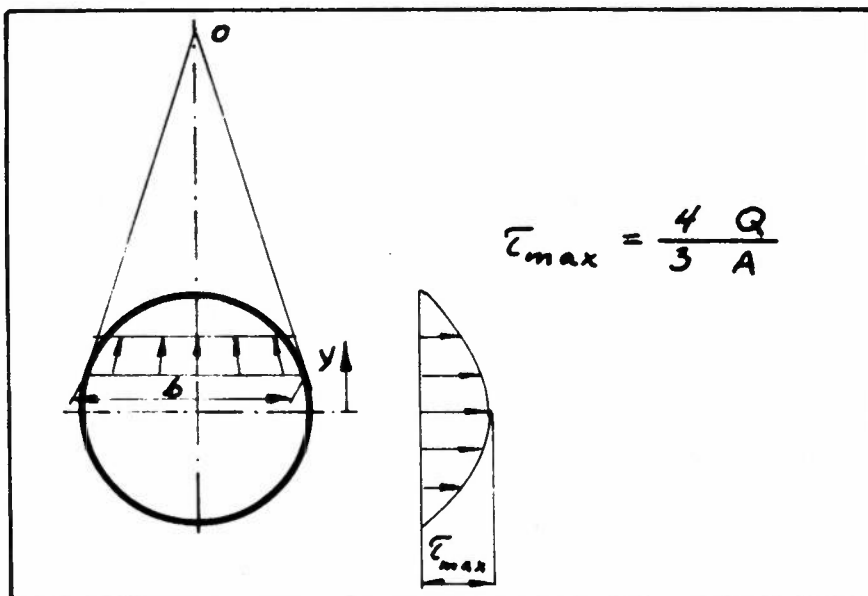
Bjelke utsatt for en skjærkraft Q .

Skjærspenning $\bar{\tau} = \frac{QT}{I \cdot b}$ der $T = \int_y^{h/2} y \cdot dA$
 $dA =$ elementets tverrsnitt.

Spenningsfordelingen ved rektangulært tverrsnitt:

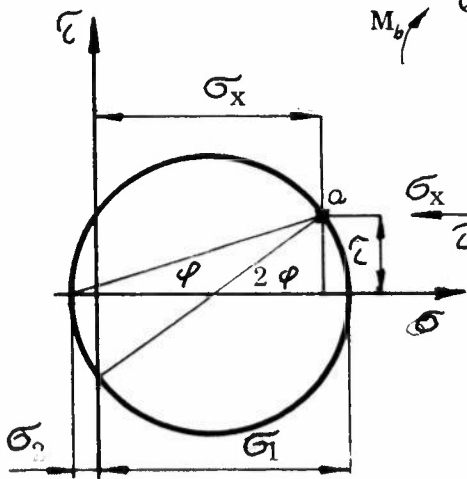
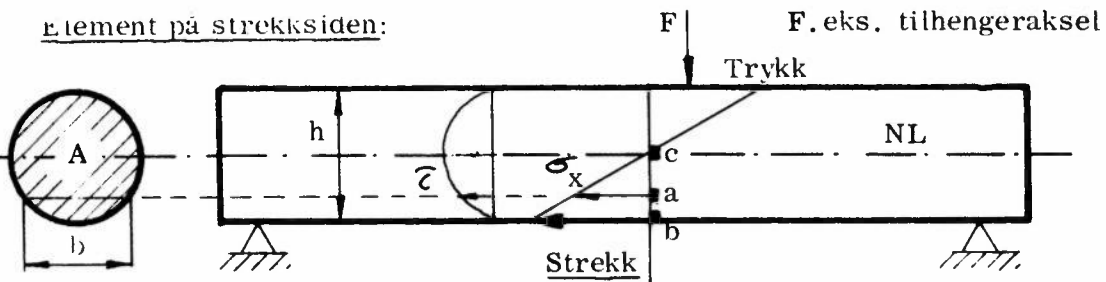


Ved Sirkulært tverrsnitt :

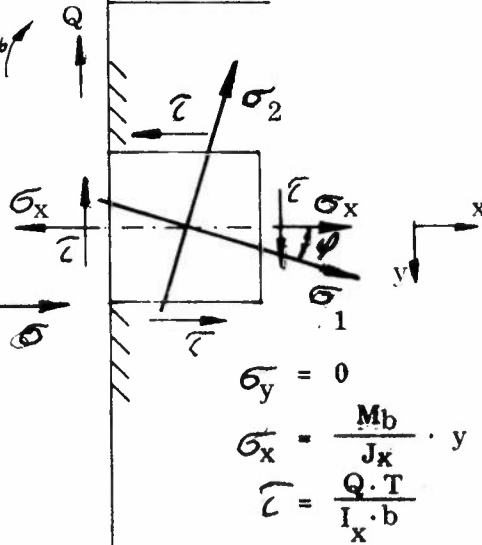


14. Hovedspenninger ved bjelkeboying

Element på strekksiden:



Element a

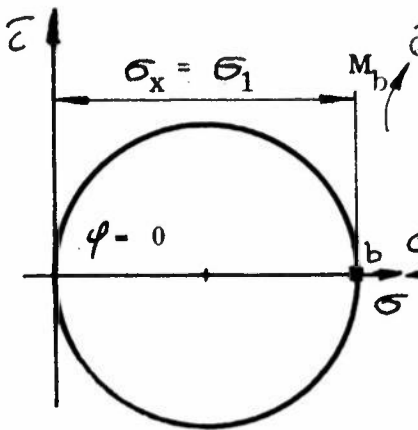


$$\sigma_y = 0$$

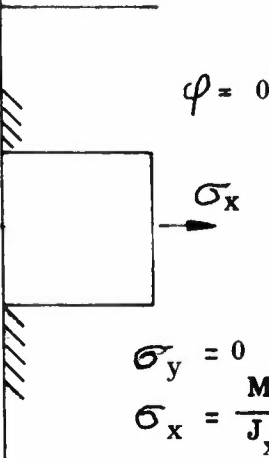
$$\sigma_x = \frac{M_b}{J_x} \cdot y$$

$$\tau = \frac{Q \cdot T}{I_x \cdot b}$$

Element på strekkoverflaten:



Element b

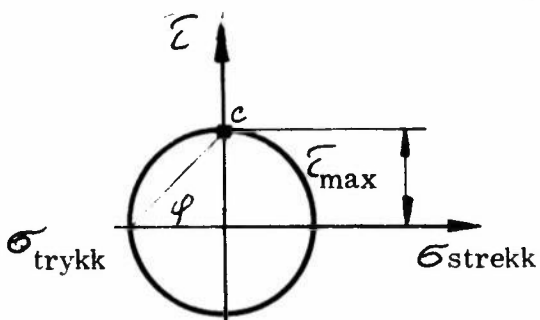


$$\phi = 0$$

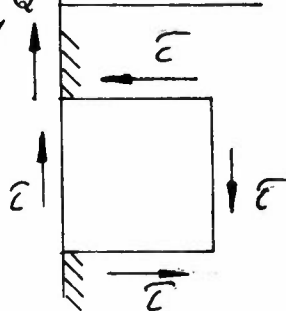
$$\sigma_y = 0 \quad \tau = 0$$

$$\sigma_x = \frac{M_b \cdot h}{J_x \cdot 2}$$

Element i nøytral sone:



Element c



$$\phi = 45^\circ$$

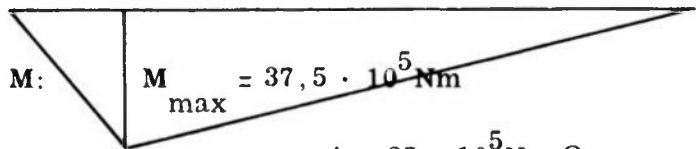
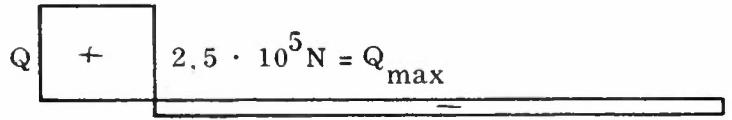
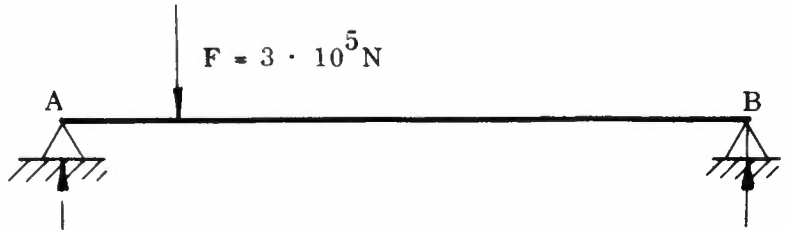
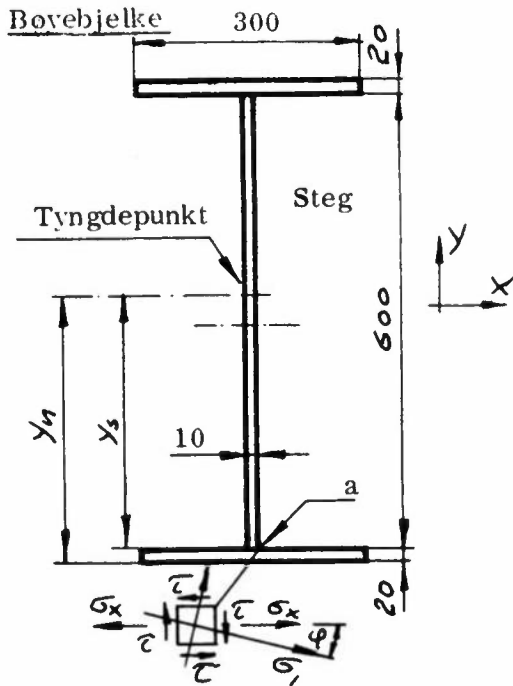
$$\sigma_y = 0$$

$$\sigma_x = 0$$

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{Q}{A}$$

i x-retning

Eksempel :



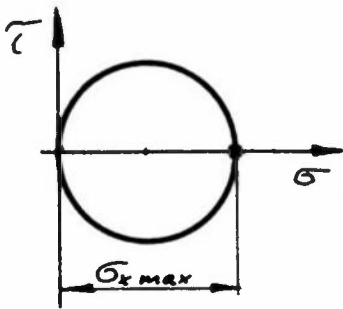
$$A = 25 \cdot 10^5 \text{ N} = Q_{\max}$$

$$B = 5 \cdot 10^5 \text{ N}$$

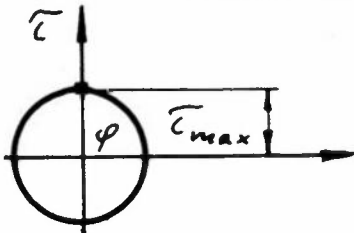
y_n = avstand fra underkant av bjelken til tverrsnittets tyngdepunkt

I = treghetsmoment

Største bøyespennning fås ved underkanten av bjelken



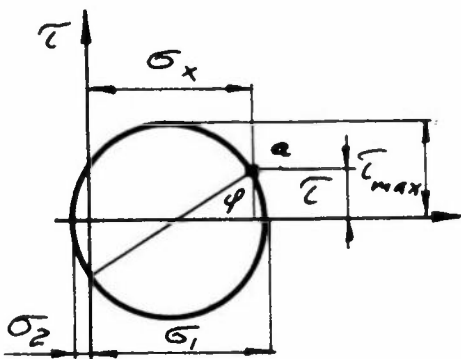
$$\sigma_{x \max} = \frac{M_{\max} \cdot y_n}{I} = 12,05 \text{ kN/cm}^2$$



Største skjærspenning i aksial retning fås ved nøytralaksen til venstre for lasten. T_2 = statisk moment ved nøytralaksen der bredden $b = 1 \text{ cm}$.

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot T_2}{I \cdot b} = 4,41 \text{ kN/cm}^2$$

Spennningene i stegets underkant a)



$$\sigma_x = \sigma_{x \max} \cdot \frac{y_s}{y_n} = 11,38 \text{ kN/cm}^2$$

T_1 = statisk moment i underkant av steg

$$\tau = \frac{Q_{\max} \cdot T_1}{I \cdot b} = 3,12 \text{ kN/cm}^2$$

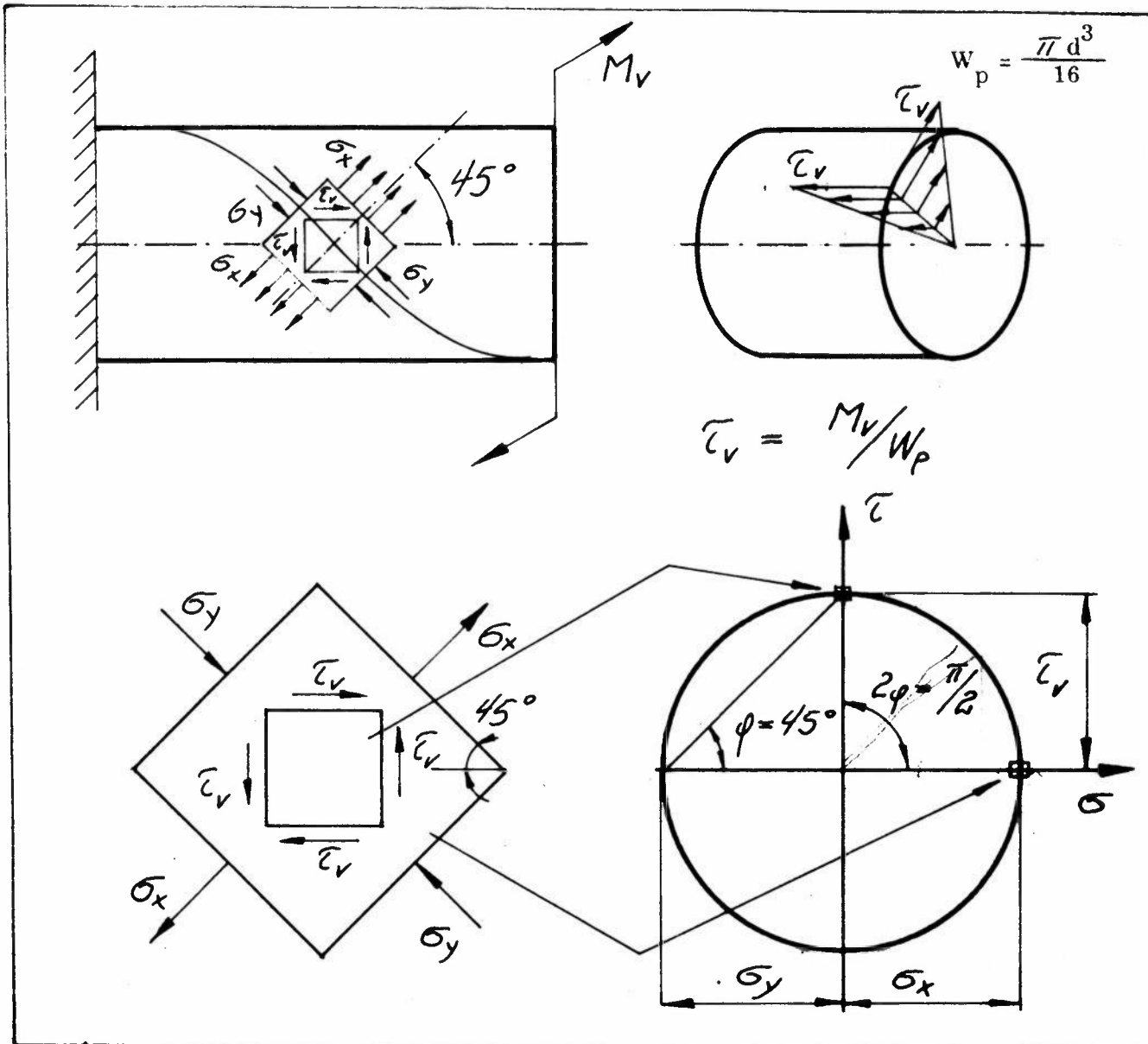
$$\text{tg } 2\varphi = \frac{2\tau}{\sigma_x} \quad \varphi = 14,4^\circ$$

$$\sigma_1 = 12,19 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_2 = -8,1 \text{ "}$$

$$\tau_{\max} = 6,5 \text{ "}$$

15. Hovedspenninger ved vridning



For et materiale som har mindre skjærefasthet i stavens lengderetning enn i tverretningen, vil skjærspenningene i lengderetningen være avgjørende og brudd vil inntre ved spalting i lengderetningen, f.eks. ved tremateriale.

Er materialet svakere for strekk enn for skjærspenning vil en få brudd etter en linje som danner 45° med stavens lengderetning som f.eks. ved et krittstykke utsatt for torsjon.



16. Hovedspenninger ved bøyning og vridning.

Samtidig vridning og bøyning er vanlig belastning for drivaksler.

Skjærspenningshypotesen $\sigma_{smd} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$

$M_b = F \cdot x$
 $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$
 $M_v = F \cdot a$
 $\tau_v = \frac{M_v}{W_t}$

$\sigma_1 = \frac{\sigma_b}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_v^2}$
 $\sigma_2 = \frac{\sigma_b}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_v^2}$
 $\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_v^2} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau_v^2}$

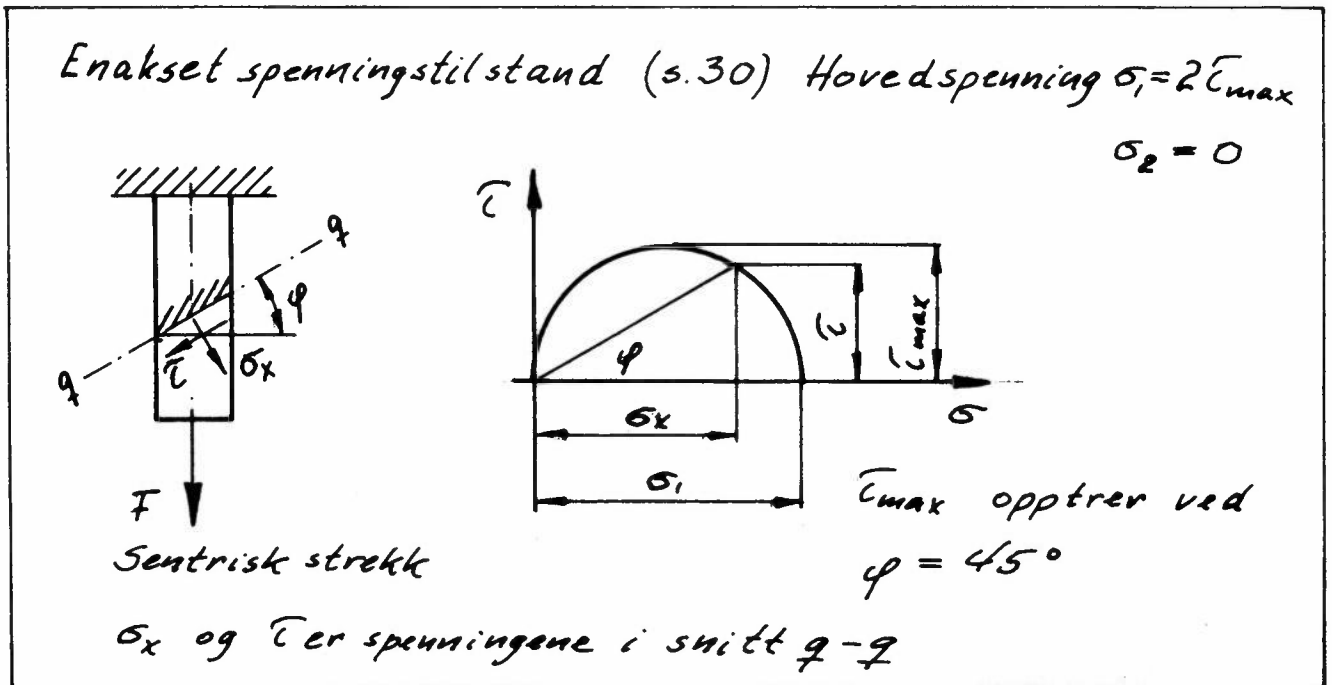
Akselen vil også være utsatt for skjærkrefter p.g.a. bøyepåkjenningen. Skjærspenninger forårsaket av disse skjærkreftene vil ha sitt maximum i akselens senter hvor bøyings- og vridnings-spenningene er null, og er null i de ytre fibre hvor bøyings- og vridnings-spenningene har sitt maximum. En ser derfor i dette tilfelle bort i fra skjærspenningene forårsaket av bøyepåkjenningen.

Deviasjonshypotesen

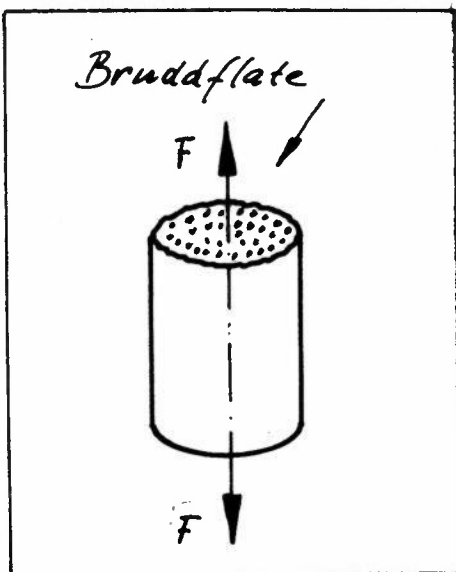
$\sigma_{smd} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$

7. Bruddhypoteser

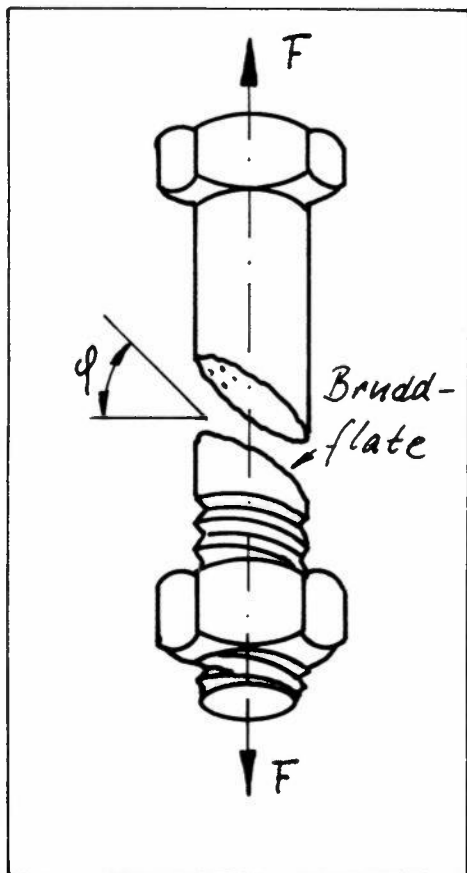
Det kan være av interesse å se på hvilke spenninger som er farligst for materialet. Dette kan vi få et bilde av ved å utsette prøvestaver av forskjellig materiale for sentrisk strekk inntil det inntreffer brudd.



Bruddtyper:

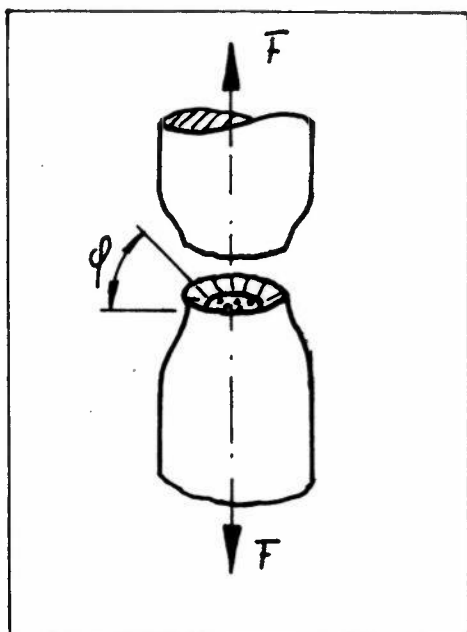


$\varphi = 0^\circ$. Ingen innsnøring, grovkornet bruddflate.
 σ_1 forårsaker brudd da σ_1 virker i snittet normalt på kraftretningen. Oppstår ved sprøtt materiale f.eks. støpejern, glass, stein, betong.



$\varphi = 45^\circ$. Glidning langs de plan der skjærspenningen er størst.

τ_{\max} forårsaker brudd. Et slikt glidebrudd oppstår ved fullstendig seige materialer, som sjelden blir brukt i maskinkonstruksjoner.



$\varphi = 45^\circ$ ytterst og $\varphi = 0^\circ$ innerst.

Bruddflaten er finkornet.

σ_1 og τ_{\max} forårsaker brudd. Bruddet er både glidebrudd og slitebrudd. Oppstår i strekkstaver av seigt materiale. Er den relative forlengelse δ (se s. 20) ved brudd større enn 0,5 % karakteriseres materialet som seigt.

I motsatt tilfelle karakteriseres materialet som sprøtt (11)

Ved St. 60 (konstruksjonsstål) er $\delta = 15\%$. Ved grått støpejern er $\delta < 0,5\%$. Konstruksjonsstål regnes som seigt materiale og benyttes mye i maskinkonstruksjoner. Største skjærspenning τ_{\max} er den farligste for dette materialet.

Bruddtypene viser at normalspenninger og skjærspenninger ikke har samme virkning. Seigt materiale tåler bare en skjærspenning som er ca. halvparten av strekkspenninger $\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sigma_1$ (se grensespenninger s. 20, $\tau_{\max} \approx 0,5 \sigma_s$).

En aksel som skal overføre et dreiemoment får vanligvis en sammensatt påkjenning bestående av normalspenninger og skjærspenninger.

For å forenkle beregningene ved sammensatt påkjenning innfører vi en spenning som alene anstrenger materialet like mye som den sammensatte skjær- og normalspenning. Denne spenning kaller vi for sammenligningsspenning σ_{sml} da den ved beregning av sikkerheten sammenlignes med de verdier for flytegrense og bruddgrense som finnes i tabeller for materialdata.

Ved f.eks. vridning og bøyning er

$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau^2}$ (s. 36) Bøyepressningen σ_x er her normalspenningen og vridningsspenningen τ skjærspenningen.

Vi innfører her sammenligningsspenningen

$$\sigma_{\text{sml}} = 2 \tau_{\max} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau^2}$$

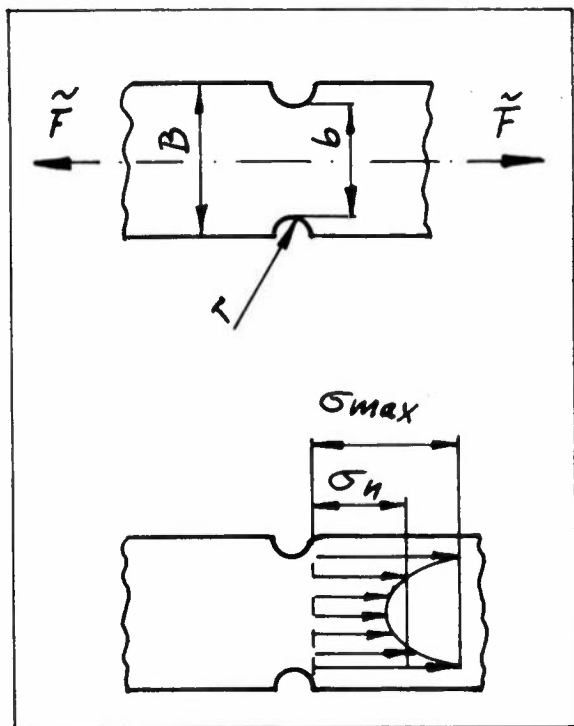
som kalles skjærspenningshypotesen og anvendes for seige materialer. Formelen gjelder for enakset spenningstilstand, d.v.s. ved normalspenninger i bare én akseretning. Ved toakset spenningstilstand er det vanlig å gjøre den forenkling å sette $\sigma_y = 0$ slik at vi kan bruke formelen for σ_{sml} også ved denne type påkjenning.

Grensetilfellet $\tau = 0$ gir $\sigma_{\text{sml}} = \sigma$ f.eks. ved ren bøyning eller strekk.

$\sigma = 0$ gir $\sigma_{\text{sml}} = 2 \tau$ f.eks. ved ren skjærspenningstilstand. I følge dette likestilles en skjærspenning på 100 N/mm^2 med en normalspenning på 200 N/mm^2 .

18. Beregningseksempler.

Trekkbom med kjerv utsatt for vekslende strekk - trykk (3).



Gitt:

$$F = \pm 6000 \text{ N stål 34}$$

$$B = 40 \text{ mm}, b = 30 \text{ mm}, r = 3 \text{ mm}$$

$$\text{Ståltykkelse} = 5 \text{ mm}$$

Finn:

Sikkerheten mot utmatningsbrudd

Løsning:

Tilnærmet spenningsberegning. Nominell spenning:

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{6000}{30 \cdot 5} = 40 \text{ N/mm}^2$$

$$b/B = 30/40 = 0,75 \quad r/b = 3/30 = 0,1$$

Kjervfaktoren $\beta_k = 1 + (\alpha_k - 1)\eta_k$ (s. 25)

Formfaktoren $\alpha_k \approx 2,6$ (se diagram for formfaktorer)

Kjervfølsomhetsfaktoren $\eta_k = 0,7$ (s. 26)

$$\beta_k = 1 + 1,6 \cdot 0,7 = 2,12$$
$$\sigma_{\max} \approx \beta_k \cdot \sigma_n = 2,12 \cdot 40 = 84,8 \text{ N/mm}^2$$

Vekselfasthet

$$\sigma_w = 0,30 - 0,45 \cdot \sigma_B \text{ (s. 23)}$$

Vi velger

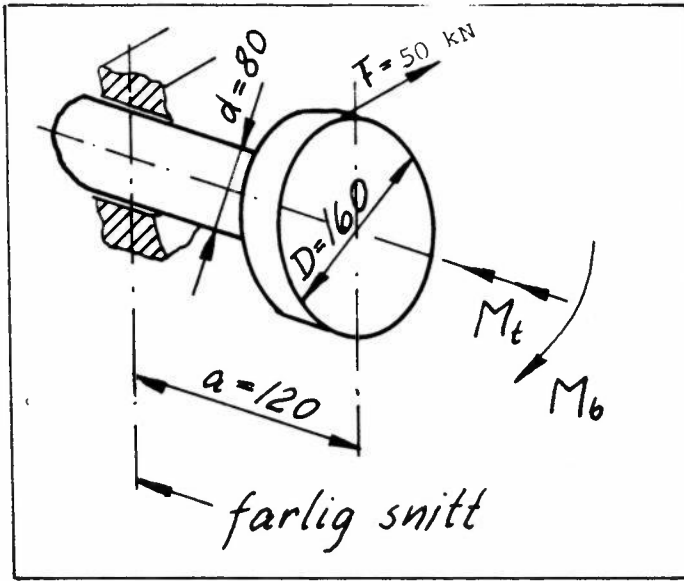
$$\sigma_w = 0,4 \sigma_B \text{ for st. 34 : } \sigma_B = 340 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_w = 0,4 \cdot 340 = 136 \text{ N/mm}^2$$

Sikkerhet mot utmatningsbrudd:

$$s = \frac{136}{84,8} = \underline{\underline{1,6}}$$

Et spill konstruert for traktor til oppdragning av stubber m.v. har en aksel med stålrommel som vist på skissen.



Gitt:

Malene på skissen.

Akselstålet er st. 60 - 1

Finn:

- Tilnærmet sikkerhet mot utmatningsbrudd.
- Skisser bøyings- og vridningsspenningfordelingen i akselen.

Løsning:

a) $M_t = F \cdot D/2 = 50 \cdot 8 = 400 \text{ kNcm}$

$$M_b = F \cdot a = 50 \cdot 12 = 600 \text{ kNcm}$$

$$\left. \begin{aligned} W_t &= 0,196 \cdot d^3 = 0,196 \cdot 8^3 = 100 \text{ cm}^3 \\ W_b &= 0,098 \cdot d^3 = 0,098 \cdot 8^3 = 50 \text{ cm}^3 \end{aligned} \right\} \text{ se tabeller}$$

$$\tau = M_t/W_t = 400/100 = 4 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_b = M_b/W_b = 600/50 = 12 \text{ kN/cm}^2$$

$$\text{Sammenligningsspenning (s. 39)} \sigma_{\text{sml}} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} = \sqrt{12^2 + 4 \cdot 4^2} = \underline{14,4 \text{ kN/cm}^2}$$

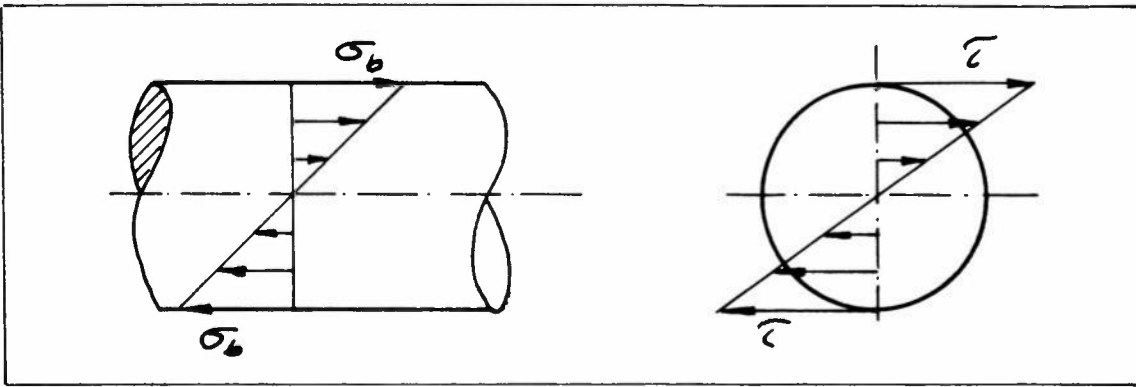
for st. 60 - 1 er vekselfastheten ved bøyning

$$\sigma_{bw} = 26,0 \text{ kN/cm}^2 \quad (\text{se tabell})$$

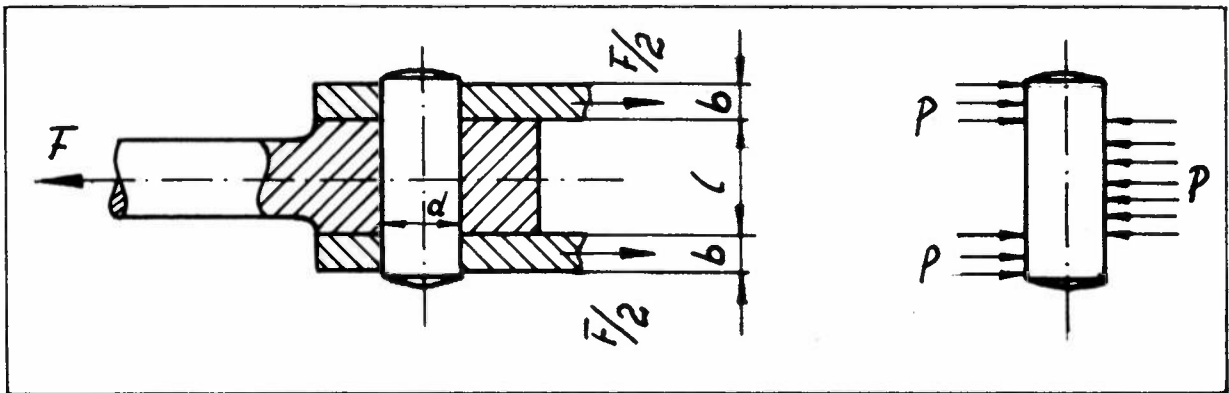
Sikkerhet mot utmatningsbrudd :

$$n \approx \frac{26,0}{14,4} = \underline{\underline{1,8}}$$

b)



Sylindrisk pinne til stangforbindelse



Gitt: $F = 20 \text{ kN}$, tillatt bøyespenning $\sigma_{btill} = 120 \text{ N/mm}^2$

$l = 50 \text{ mm}$, $b = 20 \text{ mm}$, tillatt flatetrykk $p_{till} = 100 \text{ N/mm}^2$

Finn: a) Nødvendige pinnediameter d , b) største skjærspenning τ_{max} .

Løsning: a) $M_{bmax} = \frac{F}{8} (l + 2b) = \frac{20 \cdot 10^3}{8} (50 + 40) = 225 \text{ kNm}$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad W_b = \frac{225 \cdot 10^3}{120} = 18,8 \cdot 10^2 \text{ mm}^3$$

$$W_b = 0,098 d^3 = 18,8 \cdot 10^2 \quad \underline{d = 26,5 \text{ mm}}$$

Vi velger $d = 27 \text{ mm}$

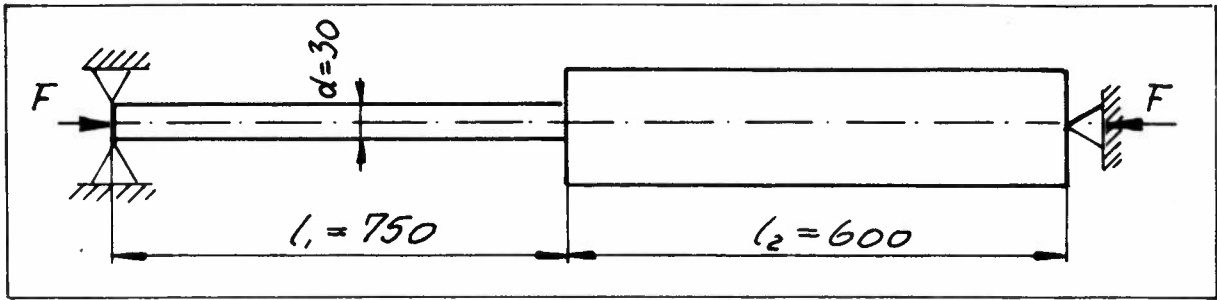
$$\text{Flatetrykk } p = \frac{F/2}{b \cdot d} = \frac{10 \cdot 10^3}{20 \cdot 27}$$

$$= 18,5 \text{ N/mm}^2 < 100 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{b) } \tau_{max} = \frac{4}{3} \frac{Q}{A} = \frac{4}{3} \frac{10 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{4} \cdot 27^2} = \underline{\underline{23,3 \text{ N/mm}^2}}$$

Eksempel på knekning

Gitt: Hydraulikksylinder med følgende mål:



(se s. 16)

Finn: Største tillatte stempelkraft F_{till}

Løsning: Ved hydraulikksylindrene regnes knekningslengde $l = l_1 + l_2$ (4)

Knekkspenning $\sigma_k = 10 \frac{E}{\lambda^2}$ gjelder for $\lambda \geq 100$ for stål

$$\lambda = \frac{s}{\sqrt{I_a/A}} \quad \text{fri knekklengde } s = l = 750 + 600 = 1350 \text{ mm}$$

$$E \approx 2,0 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \quad I_a = 0,049 d^4 = 3,97 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

$$A = \pi d^2 / 4 = \frac{\pi \cdot 9 \cdot 10^2}{4} = 7,1 \cdot 10^2 \text{ mm}^2$$

$$\lambda = \frac{1350}{\sqrt{39,7 \cdot 10^3 / 7,1 \cdot 10^2}} = 180 > 100 \quad \text{d.v.s. beregning etter Euler}$$

$$\sigma_k = 10 \frac{2 \cdot 10^5}{18^2 \cdot 10^2} = 62 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Tillatt knekkspenning } \sigma_{k,till} = \sigma_k / S$$

I Dubbel (3) og Mejer (7) er det for stempelstenger regnet med $S = 3,5$.

$$\sigma_{k,till} = \frac{62}{3,5} = 17,7 \quad F_{till} = \sigma_{k,till} \cdot A = 17,7 \cdot 7,1 \cdot 10^2 \text{ N}$$

$$\underline{\underline{\approx 12\,500 \text{ N}}}$$

19. Vurdering av spenningsberegningenes pålitelighet

Hensikten med spenningsberegningen er å få opplysning om en maskindels holdbarhet. I uttrykket holdbarhet inkluderes maskindelens egenskaper i forbindelse med slitasje, korrosjon, deformasjon og brudd. Her skal bare deformasjon og brudd behandles. Man skiller mellom elastisk og plastisk deformasjon, og angående brudd skiller man mellom slitebrudd, skjørhetsbrudd og utmattingsbrudd (trettetsbrudd).

Hele fasthetsforholdet blir bestemt av de mekaniske spenningene som hersker i materialet. Summen av de mekaniske spenningene på overflaten danner spenningsfeltet. Spenningene er forskjellige når det gjelder art, størrelse, retning og fleraksighet (en-, to- og treakset spenningstilstand).

På grunn av alle disse variable kan man virkelig snakke om problemer med å forutsi en maskindels fasthet og holdbarhet. Man blir nødt til å benytte seg av meget forenklete antakelser.

Spenningsfelt

Bare i en sylindrisk strekkstav er spenningene jevnt fordelt, og i en bøyestav er de fordelt som reglene for bøyning tilsier. Så snart det imidlertid foreligger en uregelmessighet i tverrsnittet, vil det oppstå en uregelmessighet i spenningene. Desto skarpere uregelmessigheten eller overgangen er, desto høyere blir spenningene.

Vi vet at kjerver forårsaker spenningsøkninger som også oppstår alle de steder hvor det er uregelmessigheter i tverrsnittet, så som fortykkelser, fortynnelser, utsparinger, lasker, porer, sveisesømmer og lignende. Spørsmålet er hvilken form som er den gunstigste.

De gunstigste spenningsfelt

De regelmessige spenningsfelt er alltid de gunstigste. Når alle materialpartiklene blir utsatt for en like høy spenning, kan man si at materialet er best utnyttet. Dette er det dessverre ikke mulig å oppnå i praksis.

I praksis må man avgjøre hvilket sted på maskindelen man ønsker en elastisk deformasjon. Man ønsker f.eks. ved kjøretøy og landbruksmaskiner en stor elastisk bevegelse i konstruksjonen. Da må man samtidig forlange at det ikke oppstår noen spenningsspisser, da disse kan forårsake utmatningsbrudd.

Når man vil hindre plastisk deformasjon (flytegrense), er det skjærspenningene man må forsøke å redusere.

Ved labile konstruksjoner, så som maskindeler utsatt for knekning og bulking, må man likeledes tenke på en jevn spenningsfordeling. Ved økende belastning forandrer imidlertid armene seg og deformasjonen øker hurtig til den når en viss form eller går over i plastisk deformasjon. Også her er skjærspenningskonsentrasjonen avgjørende for maskindelens holdbarhet.

Slitebrudd

blir innledet ved mer eller mindre store deformasjoner. Årsaken er høye spenninger, men når de bare oppstår i små områder, vil materialet flyte lokalt, og spenningene vil bli utlignet, så faren for brudd dermed vil bli forskjøvet. På grunn av flytning vil svake steder i materialstrukturen bli utjevnet, og materialets fasthet og motstandsegenskaper vil stige. Det skal derfor herske store spenninger i større områder dersom det skal oppstå slitebrudd.

Skjørhetsbrudd

Man har gjort seg opp mange meninger om den slags brudd, da de oppstår meget overraskende og uten forvarsel ved deformasjoner. De blir begunstiget ved fleraksige strekkspenninger ved lave temperaturer og ved støtbelastning.

Egenspenninger

Det ble sagt at en maskindels holdbarhet er avhengig av spenningen som hersker i materialet, dvs. av de belastninger maskindelen blir utsatt for.

Forsøkene som ble utført for å finne de tillatte spenninger for de forskjellige materialer, ble utført med glatte strekkstaver og blankpolerte roterende aksler, mens formen på de fleste maskindeler ofte har uregelmessigheter som kan forårsake spenningstopper.

Dertil kommer det andre spenningsfelt som er oppstått allerede før maskindelen blir belastet med en ytre kraft. Slike felt kan være oppstått på grunn av egenpenninger som stammer fra fremstillingen, varme- og kaldbearbeidingen, sveising og lyder derfor helt andre lover.

Det endelige spenningsfelt blir det resulterende felt av egenspenningene og spenningene som oppstår på grunn av ytre krefter.

Begge spenningsfelt er vanligvis treakset, og da man bare kan måle spenningene på overflaten, dvs. den toaksede spenningstilstand, kan man ikke med sikkerhet avgjøre om visse komponenter overskrider flytegrensen. Egenspenningene ligger mange ganger i samme størrelsesorden som de ytre spenningene, og de er absolutt ikke å se bort fra. De blir tillagt særlig stor vekt ved bedømmelsen av faren for skjøre brudd.

Utmatningsbrudd

De elastiske og plastiske deformasjonene er avhengig av elastisitetsmodulen og flytespenninger. Slitebruddet er avhengig av materialets bruddfasthet, og skjørhetsbruddet oppstår ved høye treaksede strekkspenninger.

Ved utmatningsbrudd er det helt anderledes. Ved slitebrudd kan spenningene utlignes ved flyting i små områder, mens utmatningsbruddet oppstår ved at materialet lokalt til stadighet utsettes for en tilbakevendende belastning, så spenningene ikke når å bli utjevnet ved flyting. Det oppstår riss som brer seg over hele tverrsnittet i form av et brudd. Å forhøye materialfastheten vil det ikke være særlig hjelp i. Å forhindre at det oppstår spenningsspisser, selv i de minste områder, vil derimot være av stor viktighet. Derfor bør man kjenne til reglene for spenningsfeltene. Det er ikke bare de grove og skarpe overgangene ved tverrsnittene som det må tas hensyn til, men også sveisesømmer, porer, osv.









En spenningsberegning for å finne utmatningsfastheten er betenkelig. Man oppnår mer ved å søke å unngå spenningsspissene

V Formgivning og spenningskonsentrasjoner

1. Profiler

En viktig og vanskelig oppgave er å gjøre konstruksjonene så lette som mulig. Innsparing av materiale har stor økonomisk betydning, særlig ved serieproduksjon. Av transportmessige grunner er det også en stor fordel at maskiner og utstyr har liten vekt.

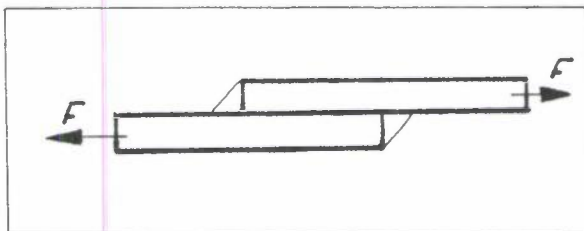
Til sveiseforbindelser har vi et stort antall forskjellige STÅLPROFILER til disposisjon. I tabellen nedenfor finner vi en oversikt over vekt pr. m, bøyetreghetsmoment og polare treghetsmoment for noen av de mest brukte profiler.

								
PROFIL	63 x 63	100 x 25	NP 10 (100 x 50)	100 x 100 x 4	120 x 4	140 x 60 x 3	150 x 50 x 5	200 x 40 x 3
Vekt/m	2,94	1,85	1	0,87	1,08	0,86	0,888	0,615
			fallende →					
Bøye- reghets- moment	0,64	1,01	1	1,03	1,15	1,40	1,82	2,02
			stigende →					
Polare reghets- moment	91,30	18	1	0,26	201,00	75,3	0,40	0,10
			← svært forskjellig →					

Profilene er sammenlignet med U-stål. For å kunne velge riktig profil må vi kjenne til hva slags belastning profilet vil bli utsatt for, strekk, trykk, bøyning eller vridning. Av formlene for strekk og trykk (s. 15) fremgår det at spenningene blir minst ved store tverrsnitt, d.v.s. firkantstål, flatstål eller rundstål er velegnet til å oppta belastningen. Formelen for bøyepressingen (s. 15) viser at spenningene blir minst ved stort bøyetreghetsmoment, d.v.s. ved høye profil (f.eks. U-profil 200 x 40 x 3). Torsjonsspenningen (s. 17) reduseres ved å øke det polare treghetsmoment, som er størst ved lukkede profiler. Av tabellen fremgår det at vanlig sirkulære rør er best egnet til å oppta vridningsbelastninger.

2. Regler for å unngå spenningskonsentrasjoner

Som omtalt er det meget vanskelig eksakt å beregne de spenninger som oppstår i maskindeler under belastning. Ugunstig formgivning kan føre til betydelig høyere spenninger enn de som kan beregnes. For å avgjøre hvorvidt en forbindelse har en riktig formgivning må en finne spenningsfeltene v. h. a. eksperimentell spenningsanalyse. De stedene der de maksimale spenninger hersker kan finnes ved å lakke maskindelen med en sprø spesiallakk. Ved belastning vil det oppstå riss i lakken som skyldes hovedspenninger i overflaten. Rissene står loddrett på største spenning d. v. s. loddrett på en hovedretning. Spenningene er størst der rissene ligger tettest. Til måling av spenningenes størrelse kan en bruke såkalte strekkklapper som registrerer tøyningen eller sammentrykningen på overflaten. I strekkklappene er det motstandstråder som forandrer motstand ved bevegelser i det materialet de er klebet fast på. Forandringen av motstanden kan måles over ei målebru. Slike målemetoder gir oss mulighet til å komme fram til bestemte formgivingsregler som er nyttige for konstruktører og de som skal vurdere eksisterende maskiner:

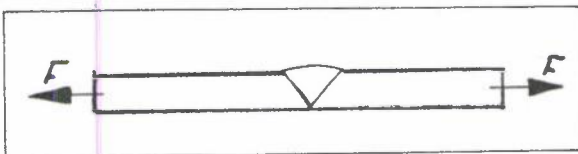


STREKK

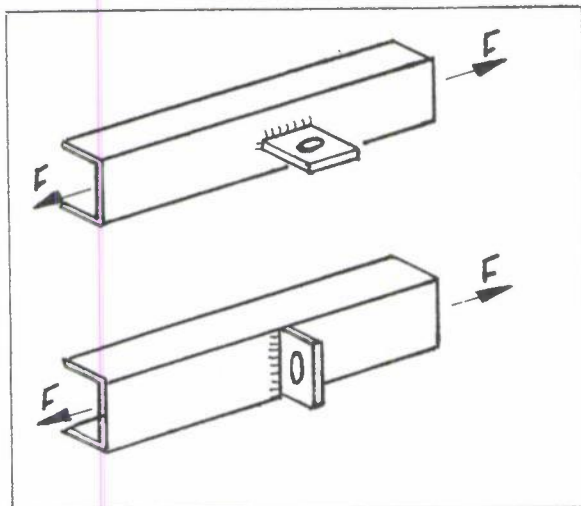
Fra nagleforbindelser gikk en over til overlapp-sveis. Målinger viser spennings-spisser i overgangene.

REGEL:

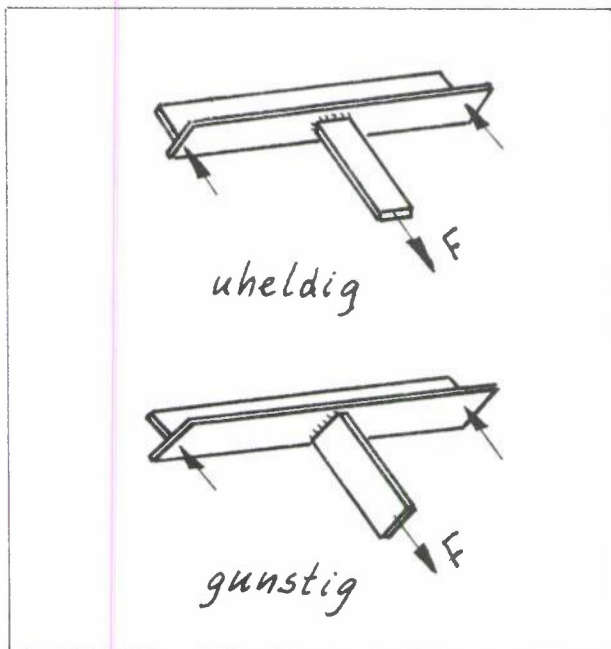
Deforrasjonshindringer og stivhetsoverganger forårsaker spenningspisser.



Dette er den beste løsning forutsatt at sveisefugen er god.



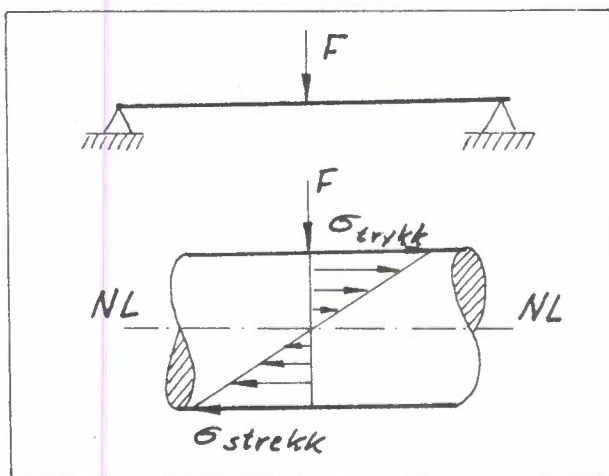
Feste på U-profil som belastes med strekk. Ved den øvre forbindelsen hindres profilet i å forlenge seg over en lengde som tilsvarer festets bredde. Nederste løsning er bedre da profilet bare hindres over et stykke som som tilsvarer festets tykkelse.



BØYING

Ved bøyning må muligheten for en nedbøyning i minst mulig grad forhindres. Den øverste forbindelsen mellom stålene er uheldig da en nedbøyning forhindres i hele flatstålets bredde.

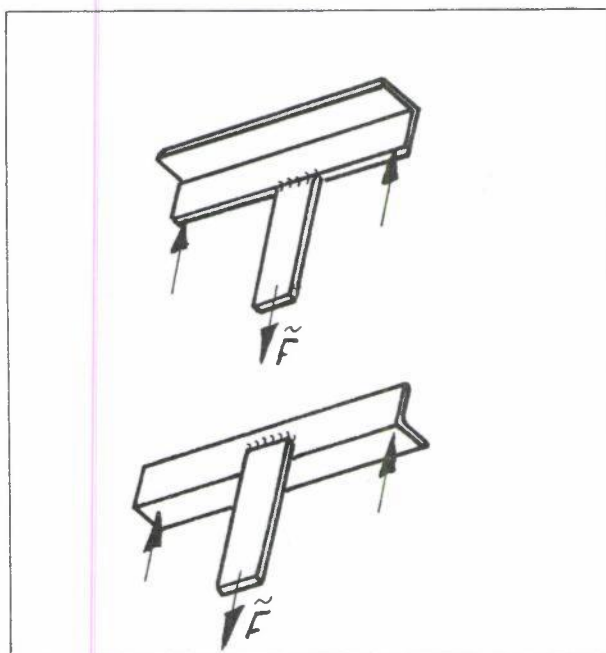
Den nederste løsning er bedre. Her forhindres nedbøyningen bare over et område som tilsvarer flatstålets tykkelse.



Ved bøyning vil spenningsfordelingen være som vist på tegningen. I den nøytrale sone NL er spenningsene tilnærmet lik null. De største spenningsene er på oversiden og undersiden av bjelken. Her vil derfor deformasjonen være størst.

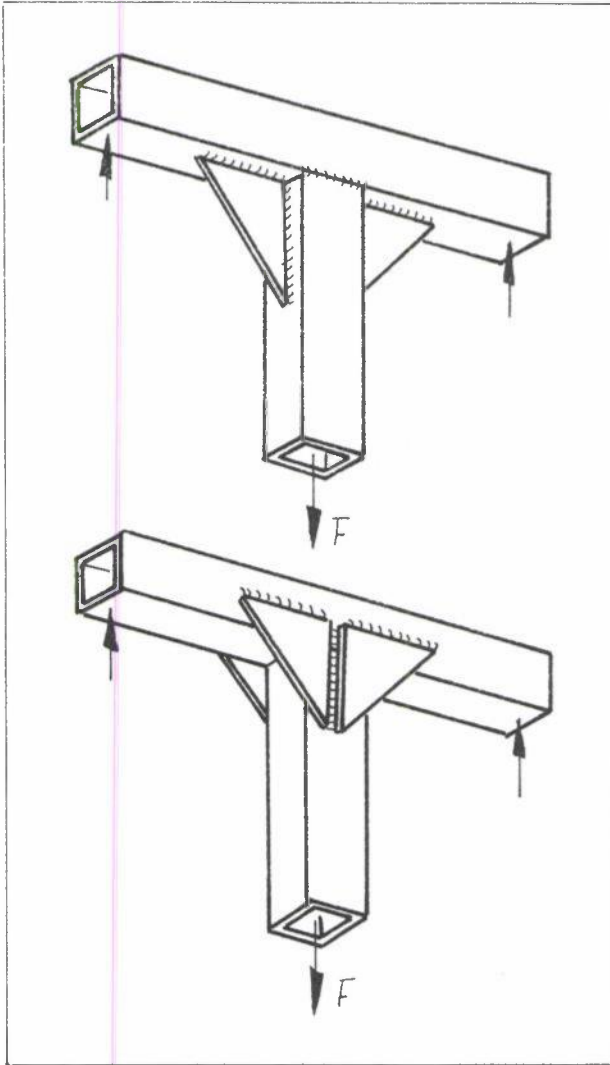
REGEL:

Forandringer i bjelkens form bør derfor skje omkring den nøytrale sone.



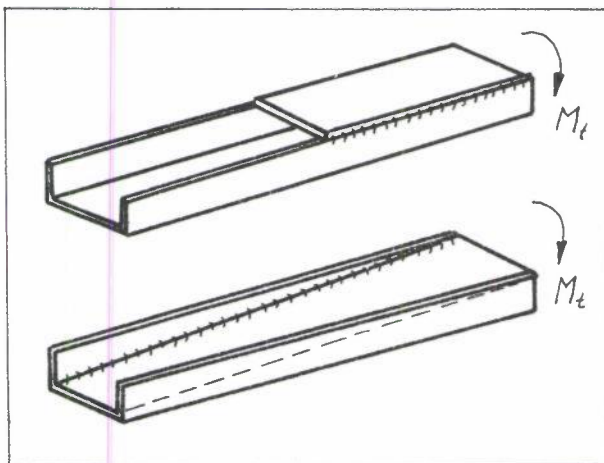
FORSØK:

Et vinkelstål blir bøyepåkjent gjennom en strekkstav. Påkjeningen er vekslende. Ved den øvre sveiseforbindelsen oppstår det utmatningsbrudd etter 118 000 vekslinger. Den nedre sveiseforbindelse mellom de samme profiler kunne belastes med over 2 millioner vekslinger uten at det oppsto noe brudd.



Illustrasjonen viser to måter å innlede en kraft i en bøyebjelke. Øverst blir kraften innledet i nedre randfaser der strekkspenningen er størst. Målinger viser store spenninger i overgangene.

I forbindelsen nedenfor innledes kraften i bjelkens nøytrale sone der bøyepeningene er minst. Målinger av spenningene i denne type forbindelse viser ingen spennings-spisser i overgangene. Spenningene vi beregner på grunnlag av formelen for bøyepening vil være i noenlunde overensstemmelse med de virkelige spenninger.



VRIDNING

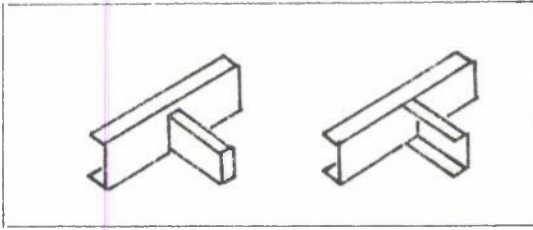
Overgangen fra et åpent profil til et lukket profil betyr en stivhetsovergang og spenningskonsentrasjoner i overgangen.

REGEL:

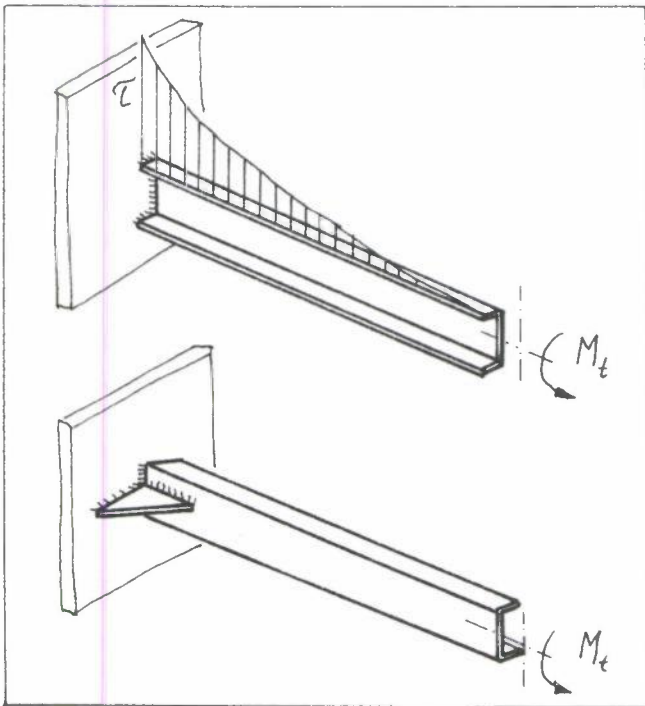
Bedre er det med en jevn overgang fra åpent til lukket profil.

REGEL:

Et rør er stivere enn et åpent profil, og det er derfor gunstigere å forbinde to åpne profiler enn et åpent og et lukket profil. To lukkede profiler kan også danne en gunstig forbindelse.



Ved øverste forbindelse vil det oppstå spenningskonsentrasjoner i sveiseforbindelsen mellom profilstålet og vegg. Dette skyldes stivhetsovergangen. Spenningsforløpet på profilets overflate er vist på tegningen. Teoretisk skulle det p. g. a. M_t herske en konstant vridningsspennings langs hele bjelken. Dette kan oppnås ved den nederste løsning, der bjelken er fritt bevegelig helt inn til vegg. Målinger viser at det da ikke blir noen spenningskonsentrasjoner i overgangen.



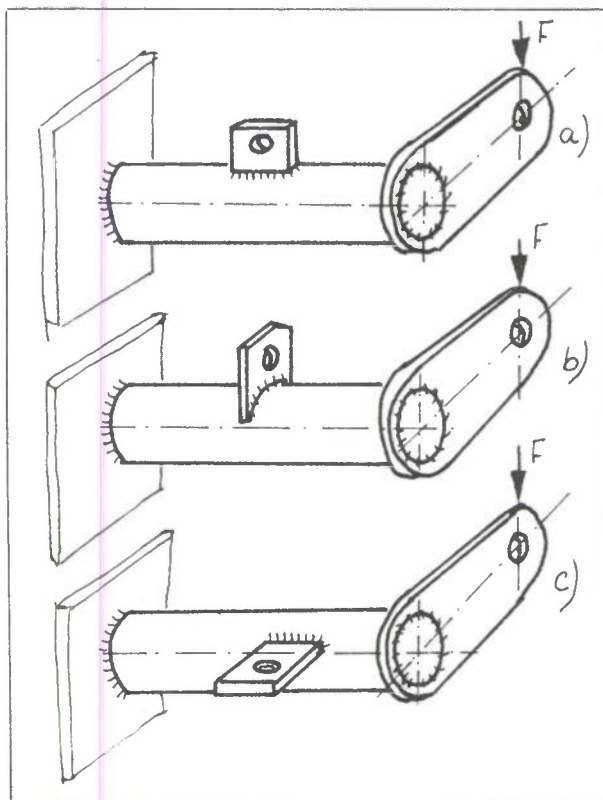
BØYING OG VRIDNING

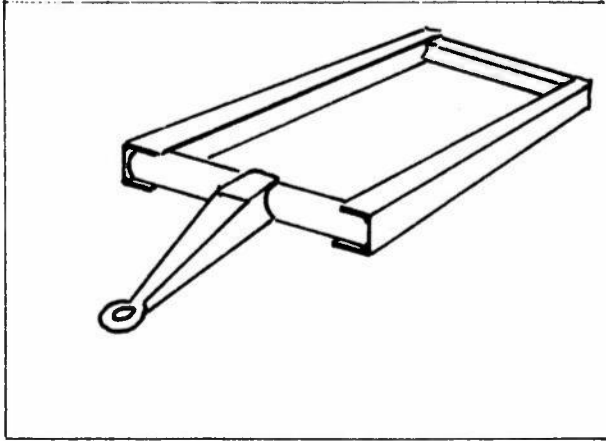
Dette er et vanlig belastningstilfelle.

REGEL:

Vridningsmomentet bør innledes over så stort tverrsnitt av røret som mulig.

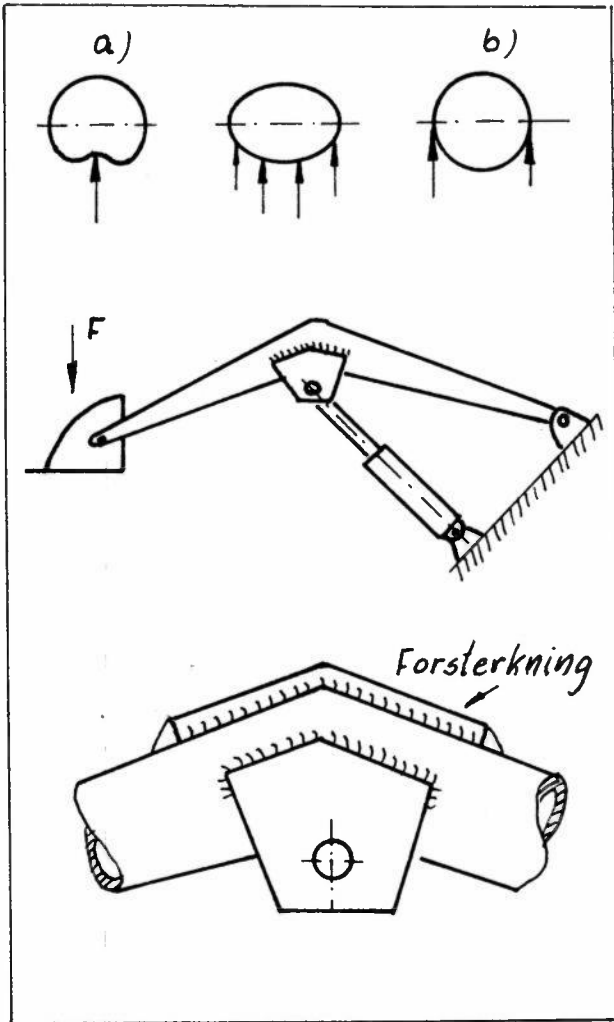
Røret blir utsatt for bøyning og vridning samtidig. Hovedspenningene og maksimale skjærspenning kan beregnes v. h. a. Mohrs spennings sirkel, og vil være minst i nøytralsonen der bare vridningsspenningen vil være av betydning. Ut fra tidligere betraktninger vil vi kunne bedømme hvordan vi best sveiser et feste på røret: a) er en dårlig løsning, b) er bedre, mens c) er den riktige løsning.





Tohjulstilhenger.

Rammebjelkene blir i første rekke bøyebelastet. Fra disse skal kreftene overføres til trekkbommen. Dette bør gjøres via et rør, da det her vil kunne oppstå store vridningsspenninger. Selve trekkbommen blir bøypåkjent og bør være høy der bøyemomentet er størst.



INNLEDNING AV KREFTER I STÅL-PROFILER

Tynne stålprofiler blir mer og mer brukt i landbruksmaskiner.

REGEL:

Det gjelder å lede kreftene inn i profilene slik at de ikke blir plastisk deformert.

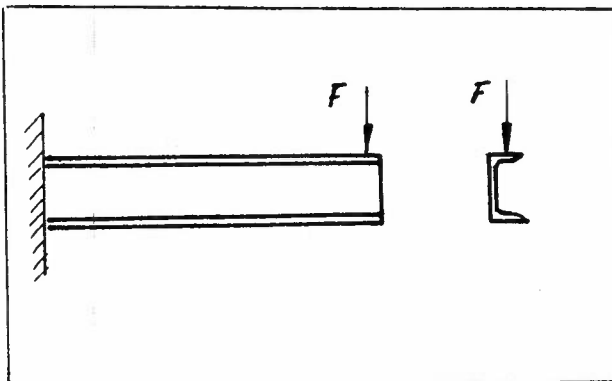
a) Enkeltkraft loddrett på røroverflaten vil kunne deformere røret, b) mindre deformasjon ved tangentiell innledning av kreftene. Et eksempel på dette finner vi ved angrepspunktet for løftesynderen på et lesseapparat. Her vil naturligvis nøytralsonens beliggenhet også være bestemmende for hvor angrepspunktet bør være. Forsterkning av løftearmen vil føre til spenningspisser i overgangene og svekke konstruksjonen.

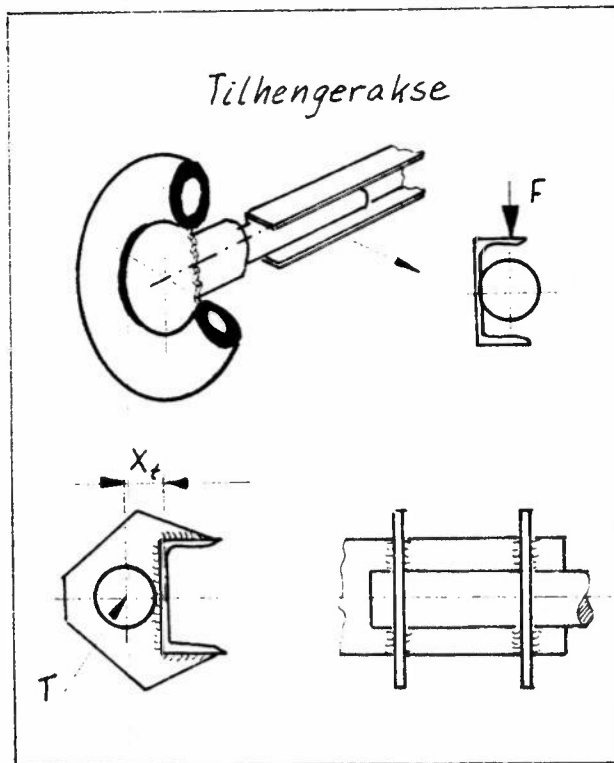
SKJÆRSENTER

Alle profiler har et skjærcenter. Skjærcenterets beliggenhet kan beregnes når profilets form er kjent.

REGEL:

Dersom bøyekraften F angriper utenfor skjærcenteret vil bjelken i tillegg til bøyemomentet også bli belastet med et vridningsmoment.





Skjærcentret for rørprofilen går igjennom senterlinjen. Ved endel åpne profiler vil skjærcentret ligge utenfor profilet f. eks. ved U-profil. Det hender at hjulaksler legges inne i U-profiler. Profilet blir da også belastet med vridning. Dette kan unngås ved å bygge ut angrepspunktet i skjærcentret T. Skjærcentrets beliggenhet er bestemt av x_t .

$$x_t = \left(\frac{h_t}{2} \right)^2 \cdot \frac{A}{J_x} \cdot x_s \quad \text{der}$$

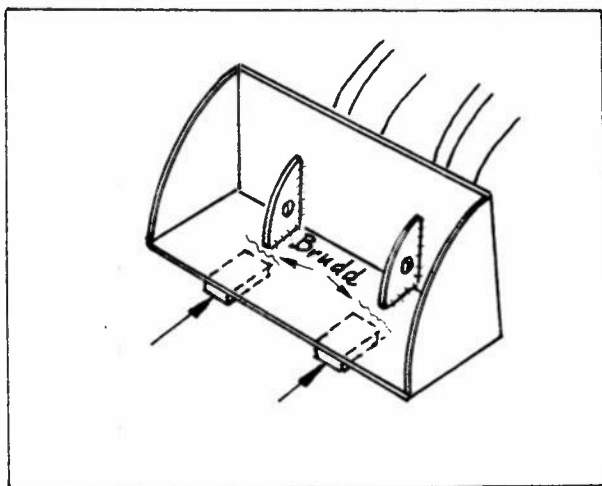
h_t = profilets høyde

A = " tverrsnitt

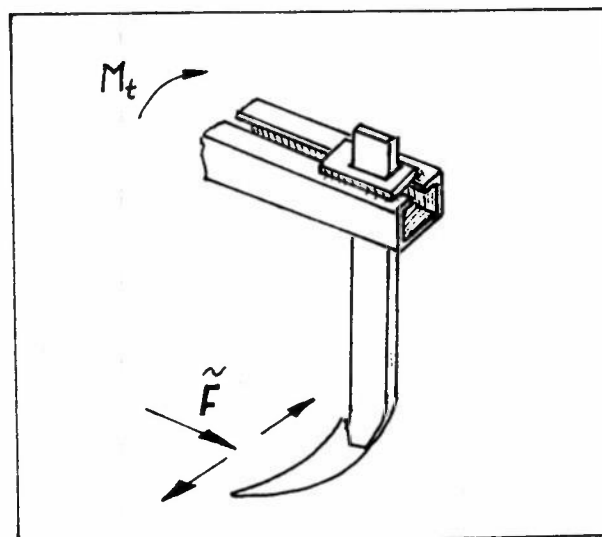
J_x = " treghetsmoment

x_s = tyngdepunktets avstand fra steg.

3. Eksempler

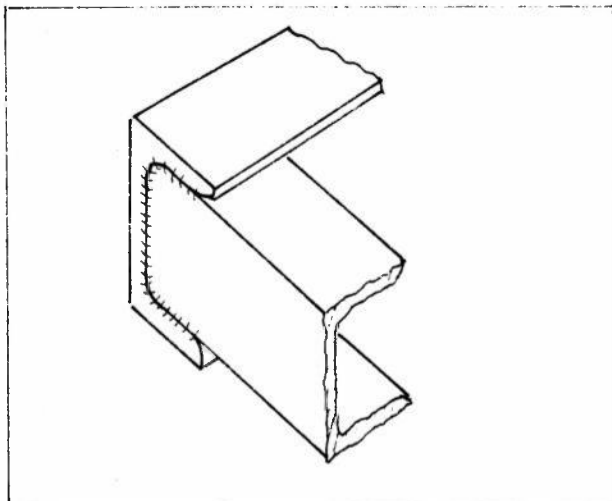


Snøskuffe for lesseapparat. Det oppsto brudd mellom forsterkningsskinnene og trekantavstivningen. På grunn av stivhetsovergangen vil det her bli store spenninger under belastning. Bruddene kunne sannsynligvis vært unngått dersom skinnene hadde vært forlengt inn under trekantavstivningen.



Feste for harvetind.

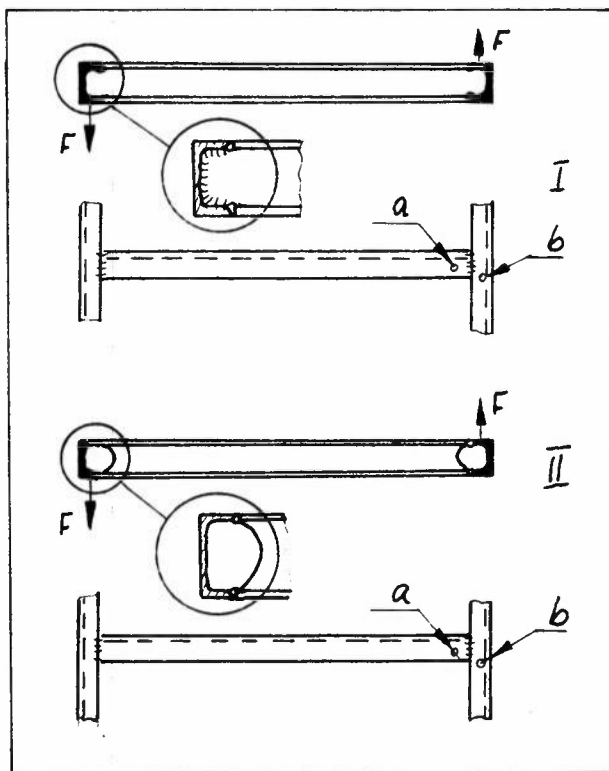
Det er uheldig å lukke et åpent profil i områder der det hersker større vridningsspenninger. Det lukkede profil er mye stivere enn det åpne, og det vil bli spenningspisser i overgangen. Profilet burde ha vært lukket i hele sin lengde.



Hjørne av vognramme.

En forbindelse mellom åpne profiler vil lett resultere i knutepunkter med spenningskonsentrasjoner. Dette kommer av at forbindelsesstedet ofte blir stivere enn de enkelte profiler.

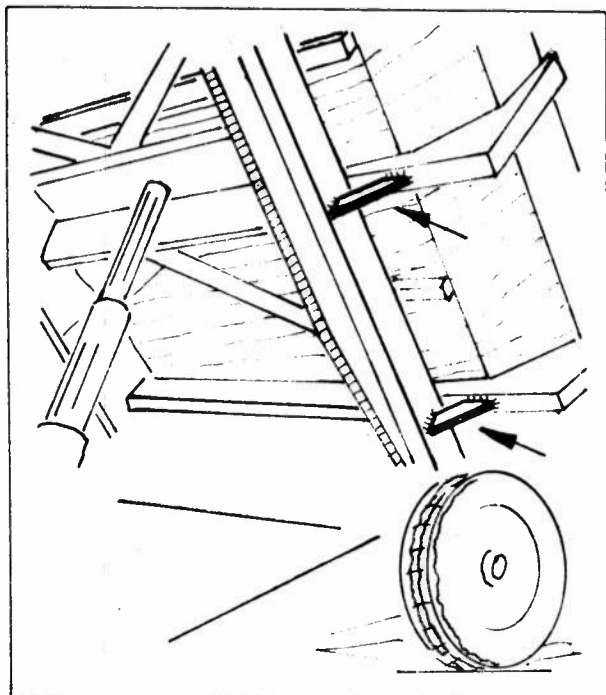
Mer bevegelse i overgangen kan oppnås ved å unnlate å sveise støgene. Se eksempel nedenfor.



Tverrligger på vognramme.

Ramma blir utsatt for vridning. Målinger med strekklapper viser ved løsning I spenninger på ca. 16 kN/cm^2 ved a og ca. 8 kN/cm^2 ved b.

Ved løsning II er steget i tverrliggeren ikke sveist. Dette vil gi konstruksjonen mer bevegelse enn ved løsning I. Spenningene ble målt til ca. 8 kN/cm^2 ved a og ca. 4 kN/cm^2 ved b. Her har man med en lettere og billigere forbindelse redusert spenningene til det halve!

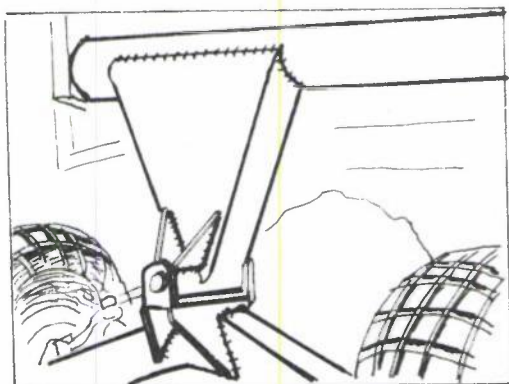


Avstivning til dumperkasse.

Skråstiverne er tilkjenegitt med piler på skissen. De er forbundet på undersiden av en bøyebjelke laget av plateprofil. Det er uheldig at angrepspunktet for skråstiveren er der profilet er svakest.

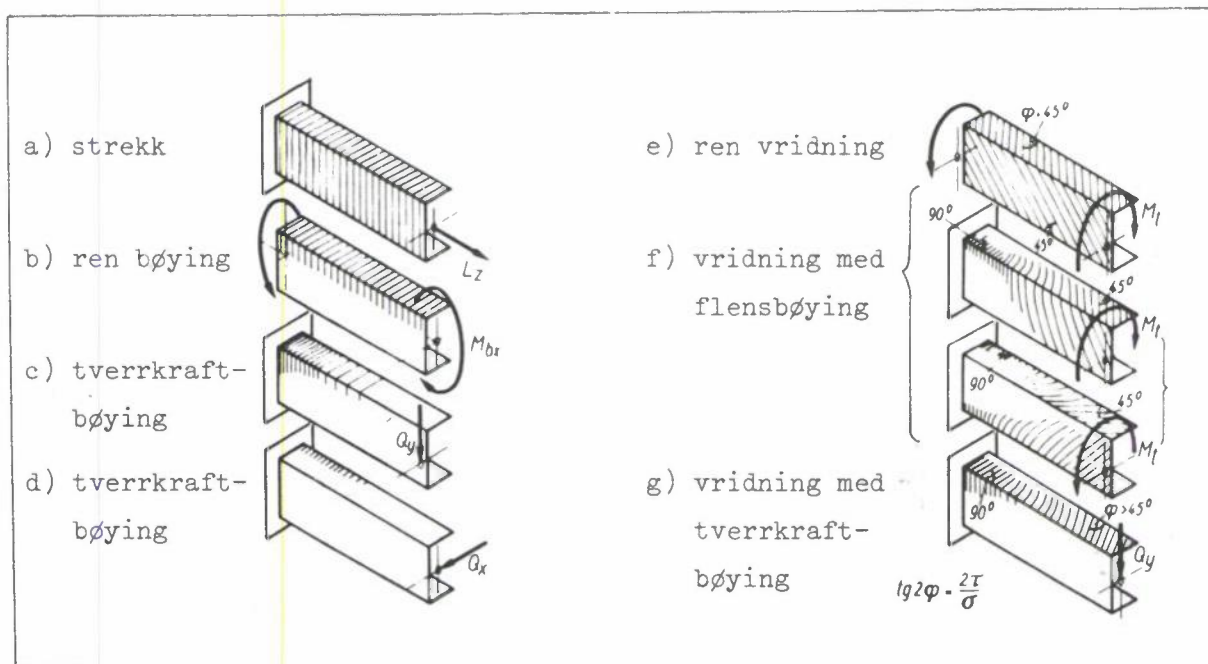
Den burde vært forbundet med bjelken i bjelkens nøytrale sone slik at kreftene ledes inn i de delene av bjelken som gir størst motstandsmoment.

Styrehjuloppheng for skurtresker. God innledning av kreftene i rørtverrsnittene. Nedbøyingen hindres bare i en utstrekning som tilsvarer platenes tykkelse, og platene i slike konstruksjoner er forholdsvis tynnvegget.



4. Strekkklakkforsøk. Oversikt over spenninger.

Ved hjelp av strekkklakk kan vi komme frem til bilder av spenningsfeltene ved forskjellige belastninger. Lakken brister der strekkspenningene er størst. Rissene står derfor vinkelrett på største hovedspenning.

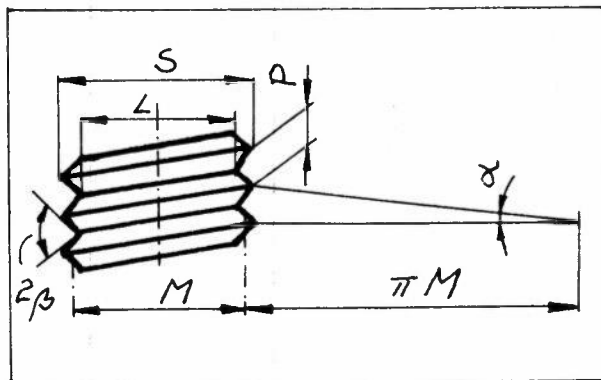


Ved en strekkstav vil rissene ligge i ring rundt staven. Ved trykk oppstår det enten ingen riss, eller det vil ved meget ømfintlig lakk bli riss i trykkspenningsretningen. På bildet ovenfor kan man betrakte strekkspenningene på overflaten ved strekk, bøyning, vridning og kombinert påkjenning. Av e) ser vi at rissene opptrer i 45° til dreieaksen (se s.36). Da profilene i f) er sveist fast i enden vil det p.g.a. bevegelseshindring for flensene oppstå bøyepenninger i tillegg til vridningsspenningene. I tilfellet g) angriper ikke kraften i skjærsentret, og profilet blir i tillegg til bøyepenninger belastet med vridningsspenninger (se s.53).

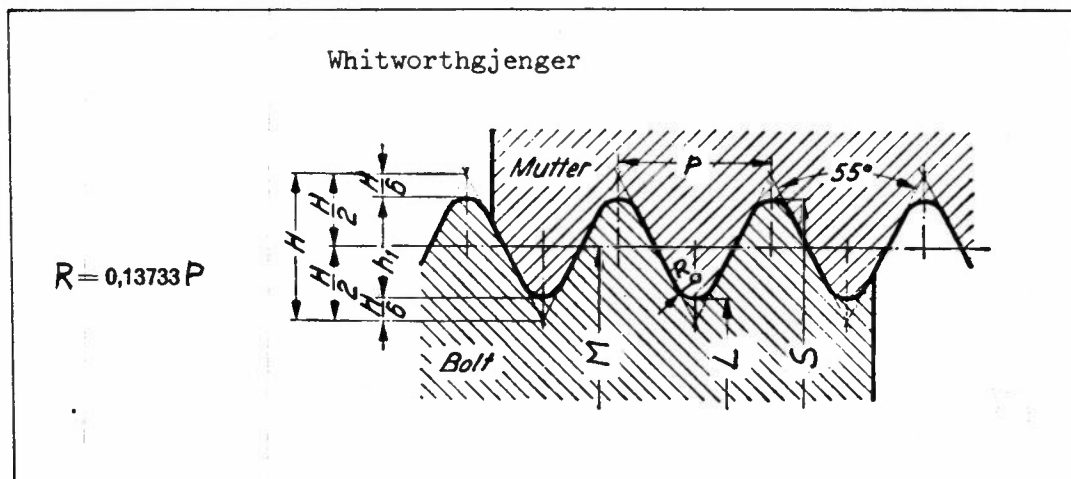
VI Skrueforbindelser.

Skrueene hører til de mest anvendte konstruksjonsdeler, og skrueforbindelsen er den vanligste av de løsbare forbindelser.

1. Gjenger og gjengesystem

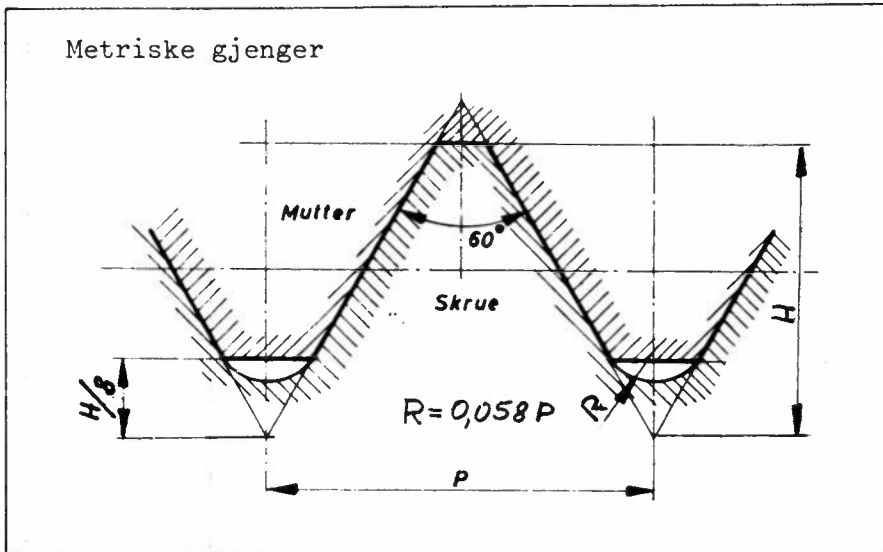


- M = midtdiameter som brukes i alle beregninger for bevegeskrue, også kalt middeldiameter.
- S = stordiameteren, også kalt gjengediameteren
- L = lillediameteren, tidligere kalt kjernediameteren.
- P = stigning
- α = stigningsvinkel
- 2β = flankevinkel

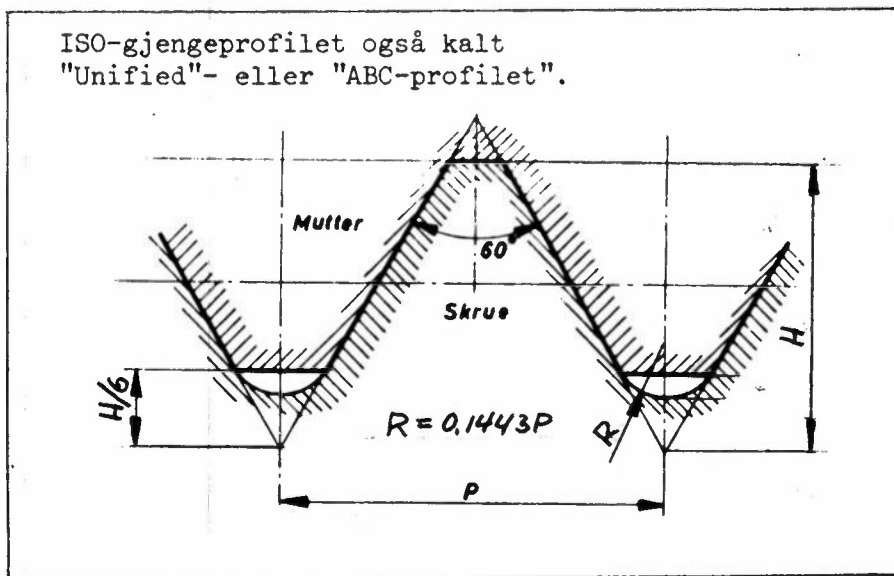


Gjengebunnen er godt avrundet, det er ingen spissklaring, og flankevinkelen er 55° . Whitworthgjengene opphørte å være Norsk Standard for skruer og muttere ved utgangen av 1966. I de fleste andre europeiske land vil Whitworthgjengene også utgå som standard i løpet av få år. I det praktiske liv vil imidlertid Whitworth-gjengene være i bruk i mange år selv om det ikke bør lages nye konstruksjoner med Whitworth-gjenger.

Whitworth-grovgjenger er for de fleste formål utskiftbare med UNC tomme-gjenger i området t.o.m. 2", unntatt dimensjonen $\frac{1}{2}$ ", til tross for forskjellen i profilvinkel. UNC har 60° profilvinkel og Whitworth 55° . Styrkemessig har imidlertid dette liten betydning.



Spissklaringen er $H/8$, og profilet er derfor lettere å fremstille. Det er også fordelaktig med 60° flankevinkel.



Profilet har Whitworthgjengens gode avrundingsradius i gjengebunnen som gir god utmatningsfasthet. Den har også fordelen med 60° flankevinkel. Spissklaringen er $H/6$.

ISO-metriske og ISO-tommegjenger har samme basisprofil, men har forskjellige diametre og stigninger. Unified-gjengene er identiske med ISO-tommegjengene. ISO-tommegjenger (Unified) betegnes ved nominell diameter (gjengediameteren S), stigning (antall gjenger pr. tomme) samt følgende bokstaver:

Grovgjenger, UNC

eks.: $\frac{1}{2}$ - 13 UNC

Fingjenger, UNF

eks.: $\frac{1}{2}$ - 20 UNF

ISO-metriske gjenger (ISO-M)

Metriske grovgjenger betegnes ved bokstaven M og den nominelle diameter, f.eks. M30. Metriske fingjenger betegnes ved bokstaven M samt nominell diameter multiplisert med stigning, f.eks. M24 x 1,5 (P = 1,5 mm).

Innføring av ISO-profilet

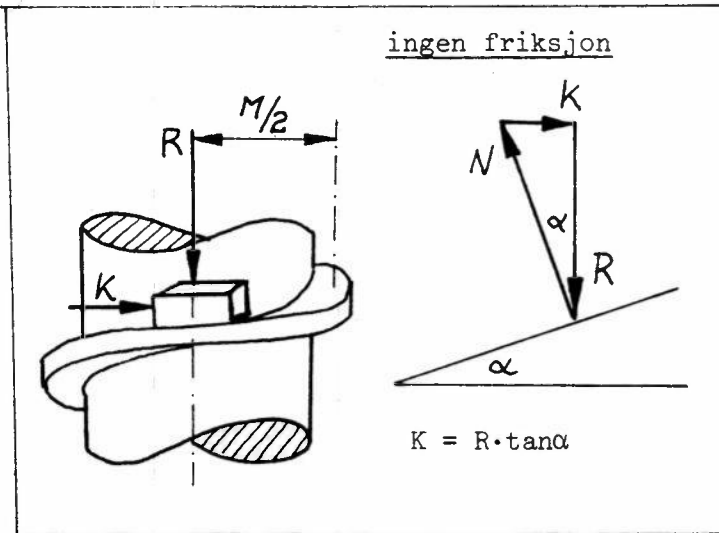
Storbritannia besluttet midt på 60-tallet å legge om til ISO-M gjengen og har nå fullført utgivelsen av de nødvendige standarder. Med britenes overgang til det metriske gjengesystem har ISO-M gjengen på papiret oppnådd maksimal utbredelse i Europa. Nå gjenstår den praktiske innføringen i industrien, og for britenes vedkommende ble en fullstendig overgang planlagt å være avsluttet i 1975.

I Storbritannias kjølvann har også industriland som Australia, Canada, Syd-Afrika og en rekke land i Asia og Afrika bekjent sin beslutning om en omlegging til ISO-M gjengen.

Kampen mellom de to gjengesystemene ser ut til å gå mot sin endelige og avgjørende fase: ISO-M eller -inch. Det gjenstår imidlertid å erobre USA for det metriske gjengesystem. Mange amerikanere mener at deres egne inch-pound standarder har fremragende egenskaper, og at produkter fremstilt etter deres egne gjenge- og produktstandarder teknisk sett er overlegne. I romfart og flyindustrien har amerikanerne tatt i bruk grunnere gjenger med større avrundingsradius i gjengebunnen ("Controlled root radius"). Den er bygget opp på Unified gjengeprofil der radien kan bli opptil 0,1804 p. Romfartens folk har vært forutseende nok til å standardisere. Deres gjenger, som må utformes med tanke på at konstruksjonene skal kunne oppta store påkjenninger av alle slag, vil sansynligvis raskt bli absorbert og tatt i bruk av industrien. Amerikanske eksperter mener at om 10 år vil gjengen med "controlled root radius" være den vanlige, i allefall på deres kontinent.

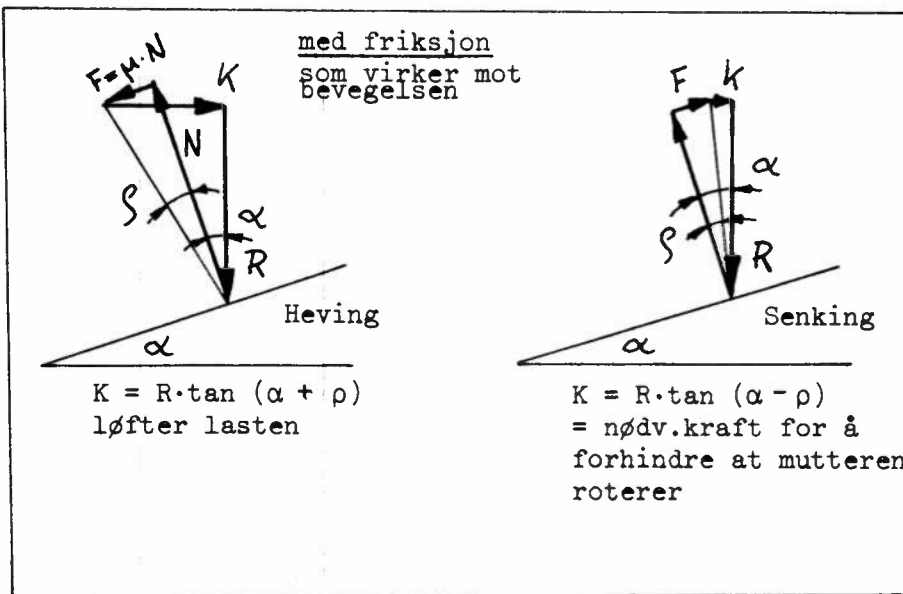
Situasjonen i 70-årene var derfor at det ikke blir lett å vinne USA for ISO-M gjengen. Spørsmålet er nå om fremtiden vil kreve en omarbeidelse av det systemet som nå er akseptert på kontinentet. Det foregår nå en hektisk prøvevirksomhet med dynamiske belastninger for å vise at de ISO-metriske grovgjenger ikke er de nye gjengene fra romfartsindustrien i USA underlegne.

2. Kraft- og bevegelsesforhold



Mutteren med last kan tenkes å være en last som skyves oppover et skråplan med kraften K

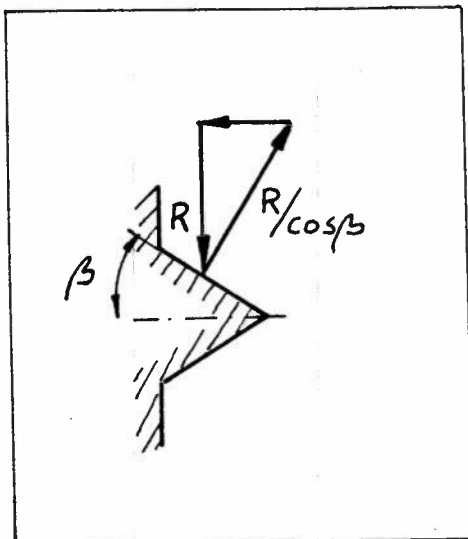
K = tangentialkraft
R = aksialkraft
N = normalkraft



F = Friksjonskraft
N = Normalkraft
 μ = Friksjonskoeffisient
 ρ = friksjonsvinkel

Dersom $\alpha \geq \rho$, d.v.s. $K \geq 0$, vil lasten forårsake at mutteren begynner å rotere.

Dersom $\alpha < \rho$ vil ikke lasten bevege seg nedover skråplanet og skruen er sjølsperrende.



Vi har 3 slags gjenger: firkantgjenger, trapesgjenger og spissgjenger. Vanligvis er gjengeflaten skråttliggende og det oppstår radielle krefter.

Normalkraften blir $N = R / \cos \beta$

Friksjonskraften blir $F = \mu R / \cos \beta$

I stedet for μ innføres $\mu' = \mu / \cos \beta$

$\mu' = \tan \rho' > \mu$ og tangential-kraften for spissgjenger:

$K = R \cdot \tan(\alpha + \rho')$ blir større enn for trapesgjenger. Spissgjenger brukes derfor til festekruer mens trapesgjenger brukes til bevegelseskruer f.eks. donkraft, presser, dreibenker osv.

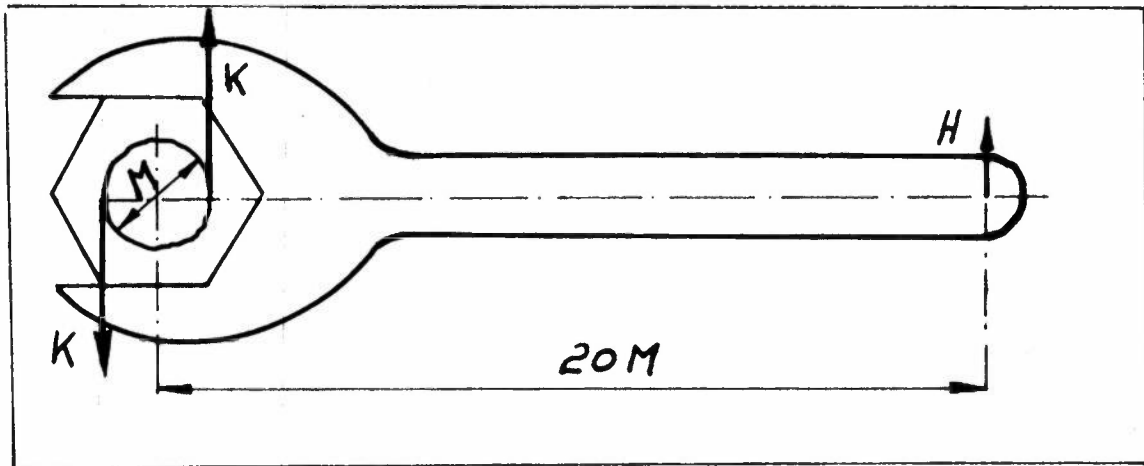
Vridemomentet ved løfting $M_V = R \tan(\alpha + \rho') \frac{M}{2}$ (I tillegg kommer anleggs-
flatefriksjon som kan ut-
gjøre opptil 50 % av M_V)

Bremsemomentet ved senking $M_V = R \tan(\alpha - \rho') \frac{M}{2}$

Når en skrur til en mutter eller skrue må en bruke et visst tilsettingsmoment M_V for å oppnå tilsettingskraften R . I tillegg må en også overvinne friksjonen mellom mutter og anlegg.

Ledd $\alpha + \rho'$ varierer meget etter forholdene p.g.a. friksjonens variable natur. (f.eks. ved smøring).

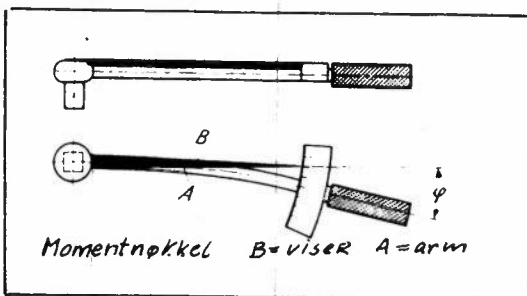
Ved å sette inn erfaringsverdier for ISO-M skruer kan vi få $K \approx 0,2R$ ved tilsetning.



Bruker vi en skruenøkkel med en arm lik 20M blir

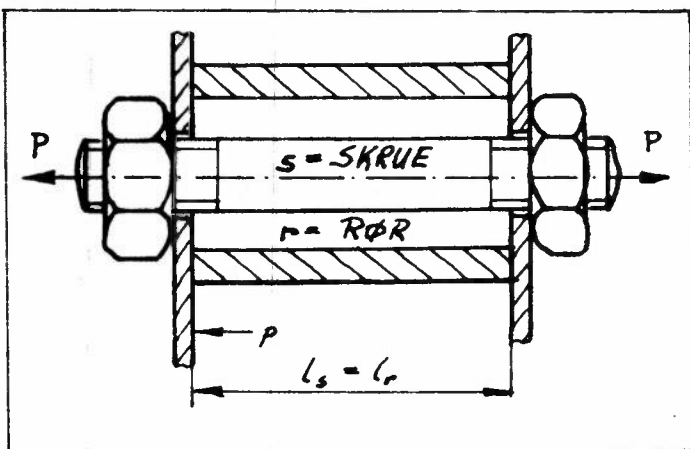
$$M_V = H \cdot 20M = K \cdot M = 0,20R \cdot M \text{ og } R = 100H$$

Dette illustrerer hvor lett små skruer har for å bli for hårdt påkjent, mens store helst blir for lite tilsatt.



For å få nøyaktig tilsetning av skruer er det nødvendig å bruke en momentnøkkel hvor tilsettingsmomentet M_V kan måles. Ved tilstramming av skruene til et topplokk på en motor bør det brukes en momentnøkkel.

Forspenning og deformasjoner

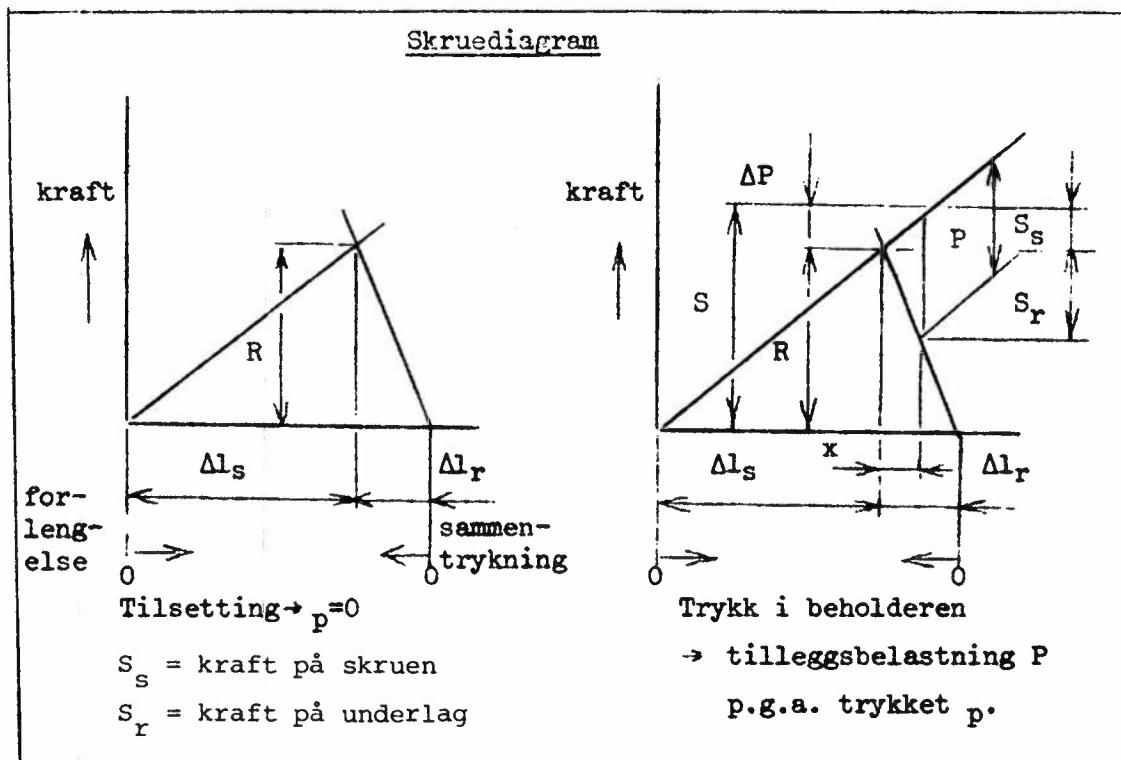


Eksempel: Strekkstag i en trykkbeholder med indre trykk p

Δl_s = forlengelse i skruen under tilsetning

Δl_r = sammentrykking av røret under tilsetning

Forlengelsen og sammentrykningen kan illustreres i det såkalte skruediagrammet.



Ved tilsettingen med kraften R strekkes skruetaget og røret trykkes sammen. Ved trykk i beholderen oppstår kraften P og skruen forlenges ytterligere mens sammentrykningen i røret avtar (x).

Av høyre diagram ser vi:

$$\frac{S}{R} = \frac{\Delta l_s + x}{\Delta l_s} \quad \text{og} \quad \frac{S - P}{R} = \frac{\Delta l_r - x}{\Delta l_r} \quad x \text{ elimineres}$$

Samlet skrukraft

$$S = R + \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}}$$

Diagrammet viser også at $\Delta P = \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}}$

Det er naturligvis ønskelig å holde samlet skrukraft S så liten som mulig.

Forholdet $\frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}$ bør være så stort som mulig

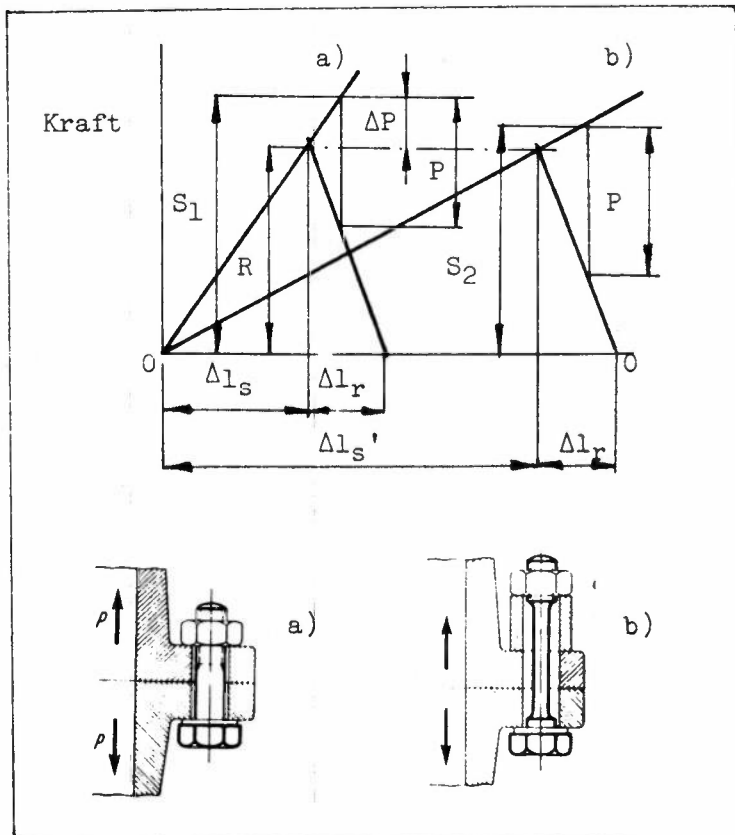
$$\Delta l_s = \frac{R \cdot l_s}{A_s \cdot E_s}$$

$$\Delta l_r = \frac{R \cdot l_r}{A_r \cdot E_r}$$

A_s = skruetverrsnitt

A_r = rørtverrsnitt

E = elastisitetsmodul



Av diagrammet ser vi at $S_2 < S_1$ ved samme ytre kraft P . Dette oppnår vi når vi øker Δl_s til $\Delta l'_s$. I Δl_s regner vi også deformasjonen av underlagsskiver og hylser.

Δl_s kan økes ved å velge lengre og slankere skruer.

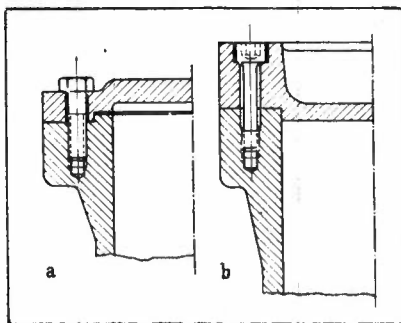
I en trykkbeholder vil tetningstrykket mellom flensene avta når P vokser i forhold til R . (Se diagram.) For at trykket ikke skal opphøre må:

$$S > P \text{ dvs. } R + \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_s}{\Delta l_r}} > P$$

$$S = R + \Delta P > P$$

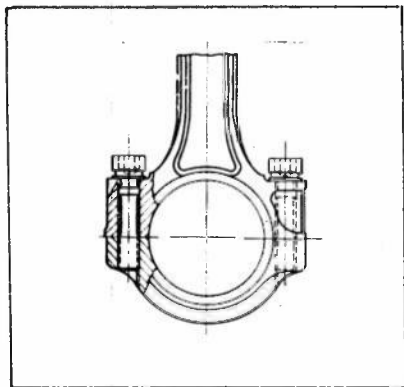
$$R > \frac{P}{1 + \frac{\Delta l_r}{\Delta l_s}}$$

Eksempler:



Skruen i konstruksjonen a ble utsatt for utmatningsbrudd. Konstruksjonen b holdt selv om skruedimensjonen var den samme.

Vanlig skrueforbindelse i topplokk.



Vanlig skrueforbindelse for veivstanga i en forbrenningsmotor. Denne form på skruene egner seg godt for vekslende påkjenning.

3. Statisk belastning av skruer

Skruene må kontrollberegnes når det gjelder a) belastning ved tilsetting,

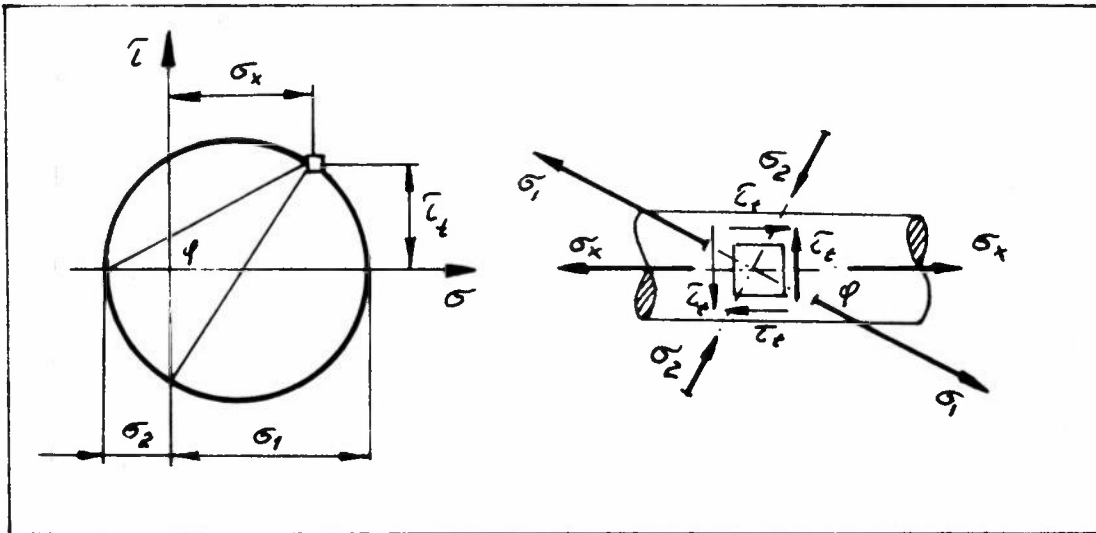
a) Belastning ved tilsetting:

Strekkspenning $\sigma_x = \frac{R}{A_K}$ $A_K = \text{skruens kjernetverrsnitt}$

Skjærspenning p.g.a. tilsetningsmomentet

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{R \cdot \tan(\alpha + \rho') \frac{M}{2}}{\frac{\pi \cdot L^3}{16}}$$

Spenningene kan vises v.h.a. Mohrs spennings sirkel

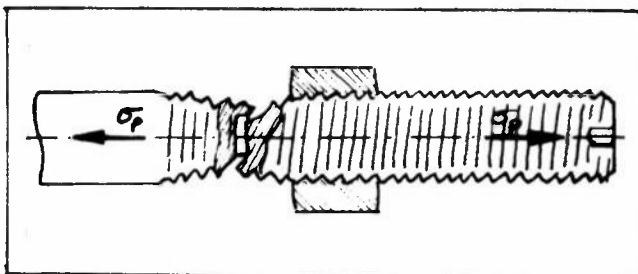


Brudd
p.g.a.
 σ_{sml}

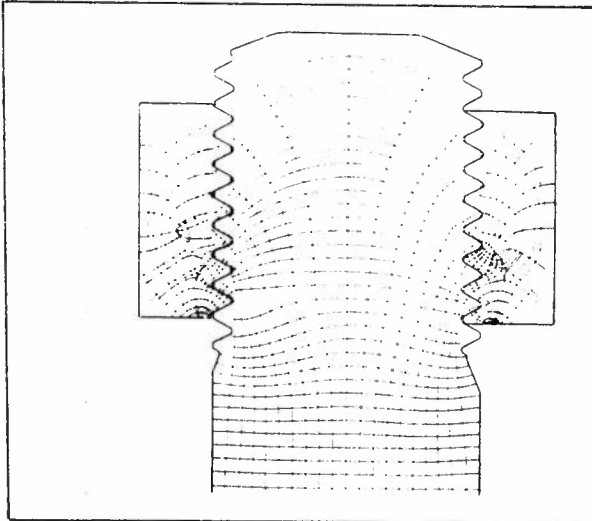
$$\sigma_{sml} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau_t^2} \leq \sigma_{till} \quad (\text{se s. 39})$$

b) Belastning av ytre kraft under drift:

Strekkspenning $\sigma_p = \frac{S}{A_K} = \frac{4 \cdot S}{\pi L^2} \leq \sigma_{till}$



Brudd p.g.a.
 σ_p
Merk bruddets form!

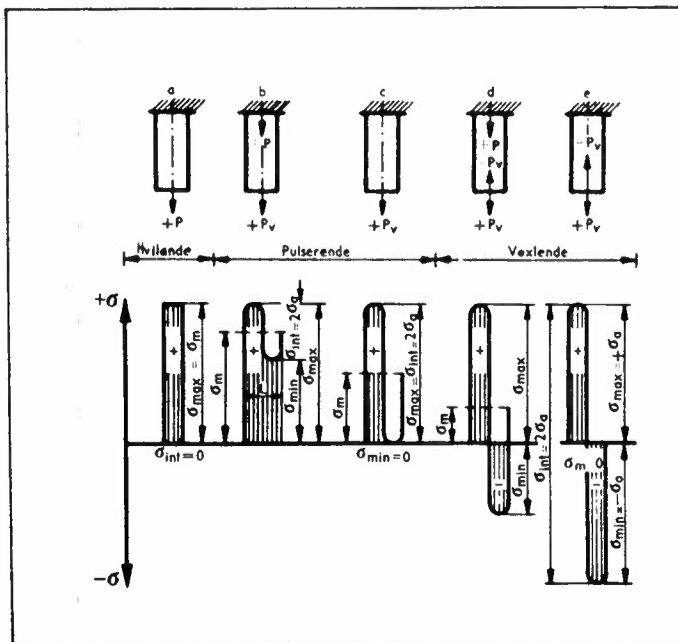


Hovedspenningslinjer i en skruerforbindelse under strekkbelastning. Bildet er tegnet på grunnlag av spenningsoptiske undersøkelser. Legg merke til at det er de første gjenhengene som blir utsatt for de største påkjenninger.

4. Dynamisk belastning av skruer

I kjøretøyer og redskap vil skruene normalt være utsatt for dynamisk belastning. Ved tilsetning får skruene en forspenning på grunn av tilsettingskraften R.

Under drift vil derfor spenningene normalt bli positive dvs. strekkspenninger, og skruene blir vanligvis utsatt for pulserende belastning (se s. 23).



Belastningstilfeller ved dynamisk belastning.

- a = hvilende belastning
- b = pulserende med forspenning, mest vanlig ved skruerforbindelser.
- c = rent pulserende
- d = vekslende med forspenning
- e = rent vekslende.

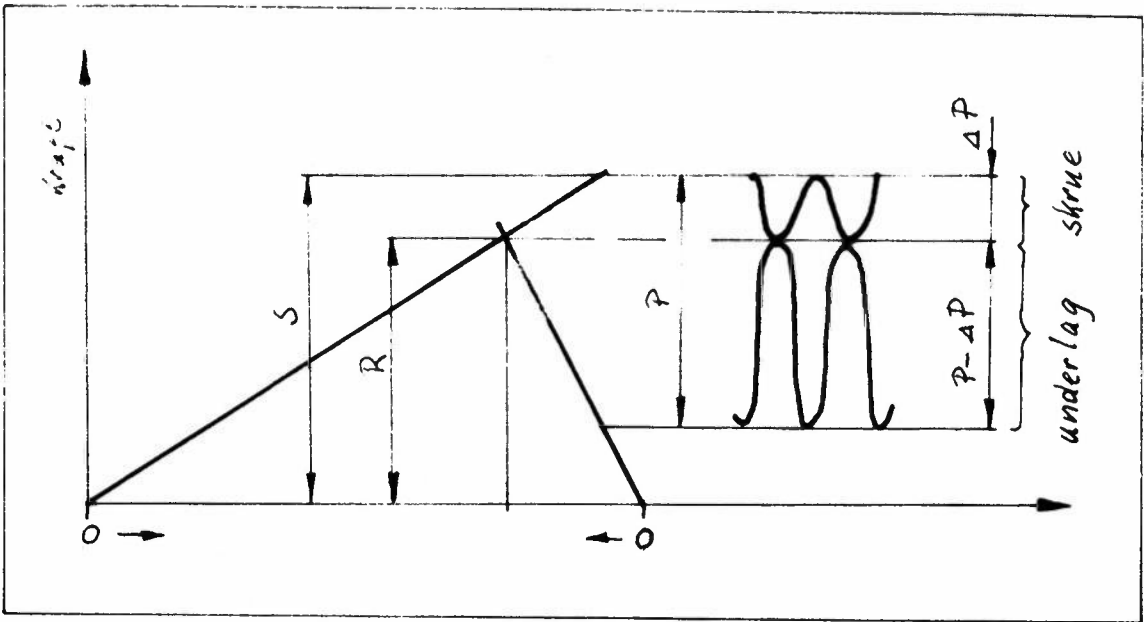
tilfelle d og e er ikke vanlig i skruerforbindelser.

Vi tar for oss belastningstilfelle b (se skruediagr. s. 61) der er

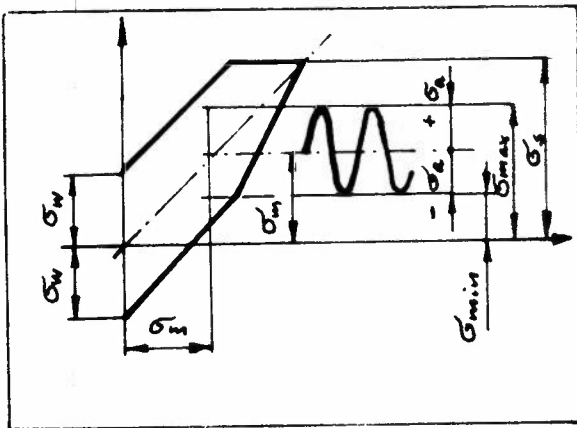
$$2 \sigma_a = \Delta P / A_s, \quad \sigma_{\max} = \frac{S}{A_s}, \quad \sigma_{\min} = \frac{R}{A_s}$$

Underlaget blir også belastet med pulserende krefter $S_r = P - \Delta P$.

Den pulserende belastning kan vises i skruediagrammet:

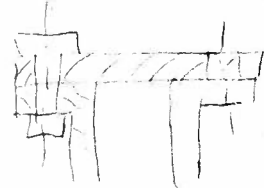


Utmatningsgrensen er $\sigma_D = \sigma_m \pm \sigma_a$.



Utmatningsdiagram for et skruemateriale under pulserende strekkbelastning (se s. 23). For å unngå utmatningsbrudd må $\sigma_{max} < \sigma_D$

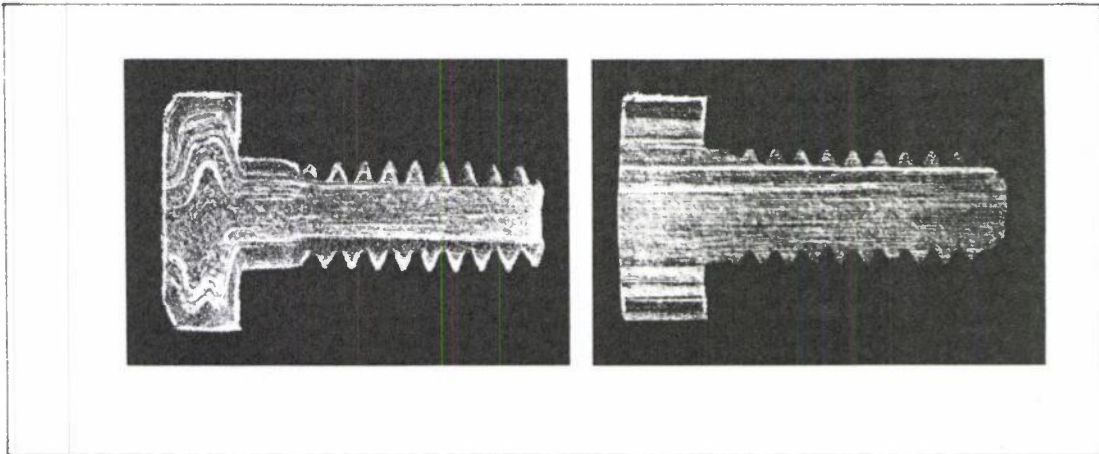
Vekselfastheten σ_w for skruer er funnet ved forsøk. På grunnlag av σ_w kan grensekurvene tilnærmet tegnes opp.



Vekselfastheten for skruer er relativt lav. Det må også taes hensyn til gjengenes kjervvirkning. For stålene av material st. 34.11, st. 38.13, st. 50.11 og st. 35.61 brukes $\sigma'_w \approx 50 \text{ N/mm}^2$, dvs. vekselfastheten for skruer med kjerv.

Utmatningsfastheten kan forbedres ved å velge lange slanke skruer (se eksemplene på s. 62). Avrundingsradien (root radius) i bunnen av gjengene er av stor betydning for σ'_w . Mykt underlagsmateriale (f.eks. gummipakninger) bør unngås. Det går tydelig fram av skruediagrammet.

5. Framstilling av skruer



Skruen til venstre er formet kald og gjengeprofilet er trykket inn i boltens overflate.

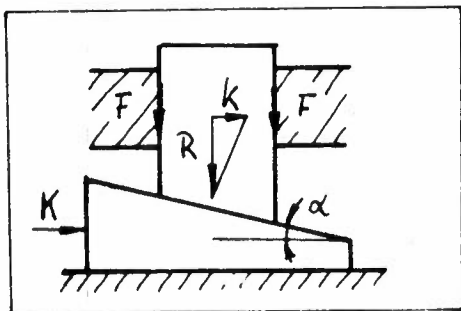
Skruen til høyre er framstilt med sponskjærende verktøy (dreibenk, gjengesnitt) og fibre i materialet er blitt skåret over.

Framstillingsmetoden for skruen til venstre er å foretrekke da skruens gjenger og hode tåler større påkjenninger.

VII Kileforbindelser, pinner og splinter.

Med disse kan man også danne løsbare forbindelser. Blant kileforbindelsene skiller vi mellom stillkiler, tverrkiler og langkiler. De fleste kilene er standardisert og målene kan finnes i Norsk Standard.

1. Stillkiler



Stillkilene brukes bl.a. til å feste lager slik at de lett kan justeres.

K = Kilekraft, R = reaksjonskraft

α = kilevinkel

Av formelen $R = \frac{K}{\tan \alpha}$ ser vi at det kan oppnås store reaksjonskrefter ved å velge kilevinkelen liten.

$K = R \tan \alpha$
uten friksjon

$R = F_N$

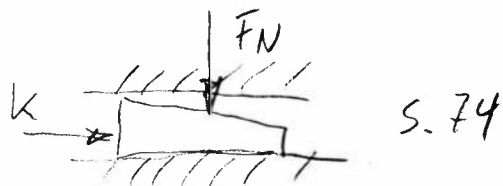
Ved friksjon kan reaksjonskraften uttrykkes på samme måten når friksjonskoeffisienten, som fører til friksjonskraften F, gjøres om til en friksjonsvinkel ρ:

$R = \frac{K}{\tan(\alpha \pm 2\rho)}$

Minus ved løsning av kilen.

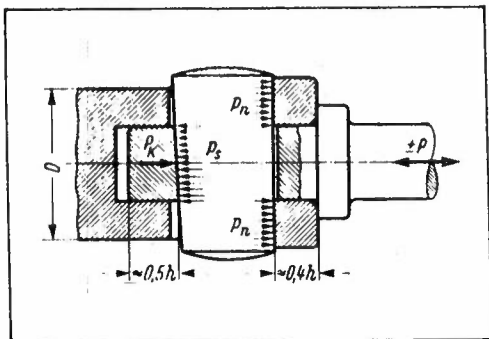
Kileforbindelsen er selvsperrende når

$\alpha < 2\rho$



$K = F_N \cdot \tan(\alpha + 2\rho)$

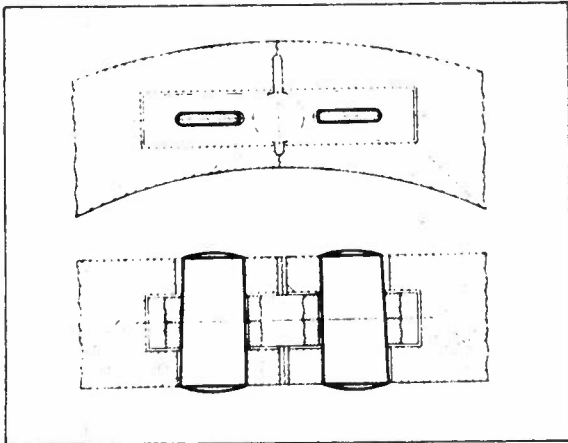
2. Tverrkiler



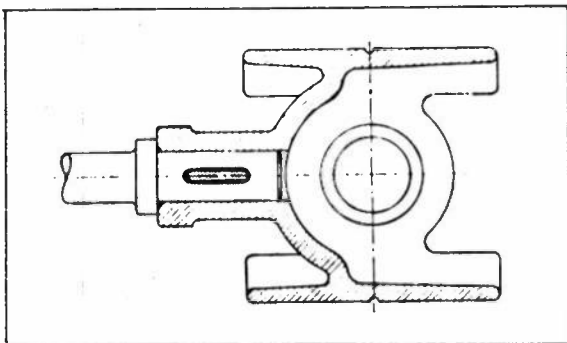
Disse brukes der det er nødvendig med en løsbare forbindelse mellom to maskindeler f.eks. ved en krysshodeforbindelse.

Kilen blir utsatt for både flatetrykk og bøyning.

Eksempler på tverrkiler:



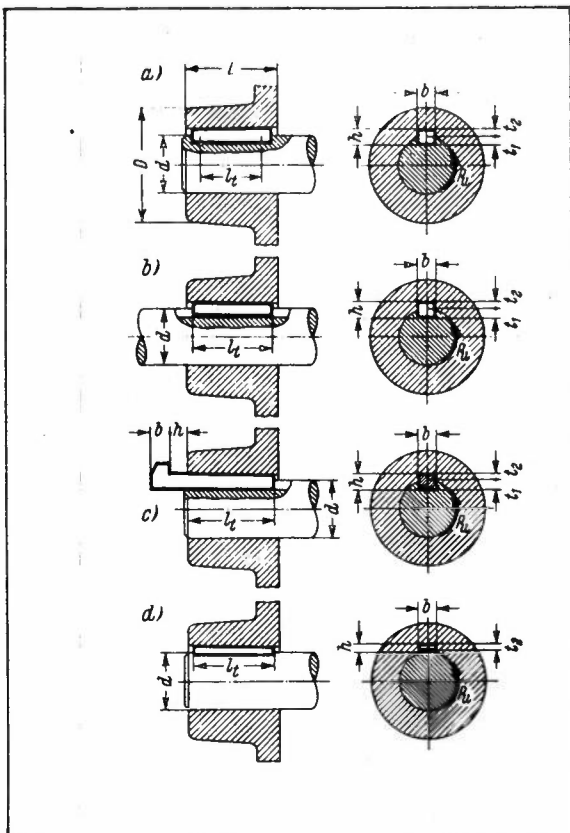
Svinghjulkrans som er forbundet med tverrkiler.



Tverrkileforbindelse mellom et krysshode og en stempelstang.

3. Langkiler (drivkiler). Langkilen er et meget brukt element til å overføre et dreiemoment fra en aksel til et nav eller omvendt. Kilene har stigning, og momentet blir overført gjennom kilen og ved friksjon mellom nav og aksel.

Eksempel på langkiler:



P_u = periferikraft

l_t = kilelengde

b = kilebredde

h = kilehøyde

D = navdiam.

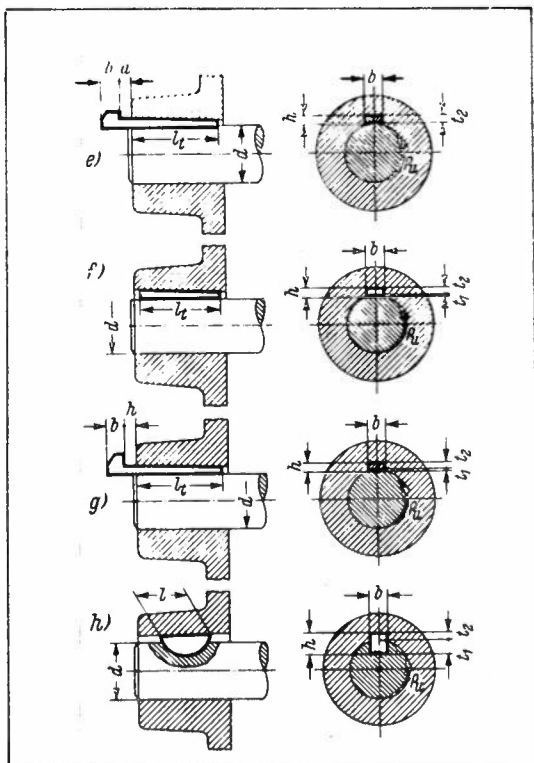
d = akseldiam.

a) Innleggskile. Freset spor i akselen. Navet slås inn på kilen.

b) Drivkile. Kilen kan slås inn.

c) Hakekile. Haken tjener til mothold når kilen skal drives ut. Den er et faremoment når den roterer og må derfor skjermes.

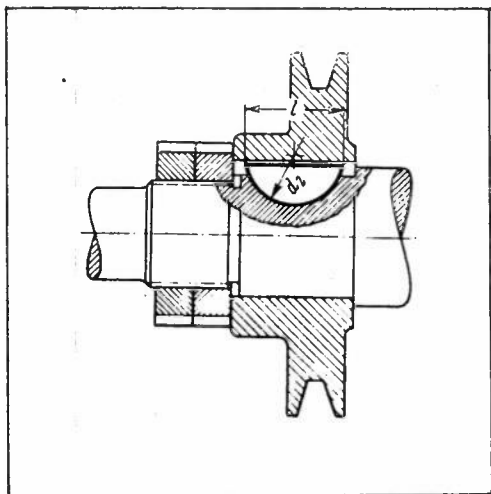
d) Hulkile. Kilens underside har samme krumning som akselen. Akselen har ikke kilespor og navet kan anbringes hvorsomhelst på akselen.



- e) Hakekile utformet som en hulkile.
- f) Flatkile. Kilen har ikke hulform på undersiden. Akselen må freses flat.
- g) Flat hakekile. Form som kilen under f, med med hake for utdrivning.
- h) Skivekile også kalt Woodruffkile. Kilen stiller seg selv inn i riktig vinkel til navet. Brukes mye der aksel og nav har konisk form. Sporet freses ut med spesialfres.

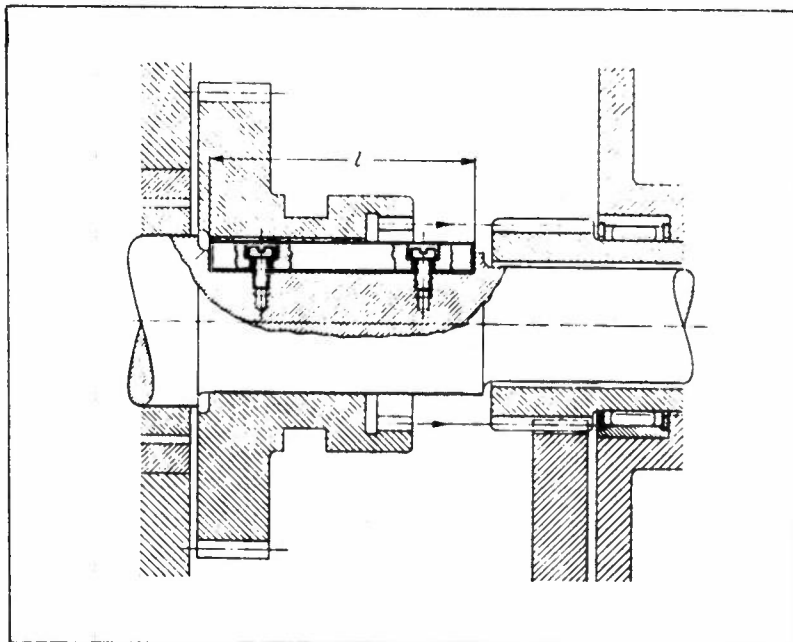
4. Sporkiler. Disse kilene har ingen stigning og brukes til å overføre mindre dreiemoment og der en eksentrisitet p.g.a. kiletrekket ikke kan tolereres (f.eks. ved hurtigroterende tannhjulstransmisjoner). Hele momentet blir overført gjennom kilen.

Eksempler på sporkiler:



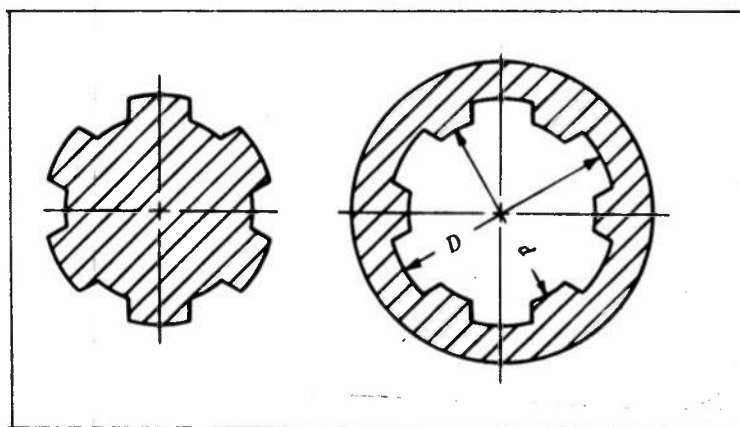
Skivekile uten stigning for en kileremskive.

Sporkilene brukes ofte der navet skal kunne bevege seg på akselen. I slike tilfeller skrues vanligvis kilen fast på akselen med forsenkte skruer. Se eksempel på neste side.



Sporkileforbindelse
for et forskyvbart
tannhjul.

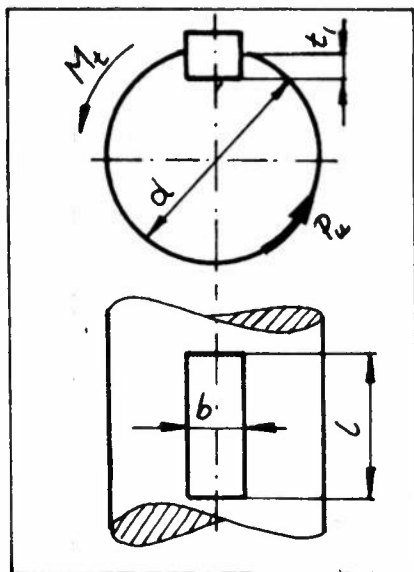
Ved overføring av større og vekslende dreiemoment er den såkalte sporakselen



eller kileakselen velegnet. Belastningen fordeles her jevnt på flere kiler som er i ett med akselen. Kjervvirkningen blir mindre enn ved bare en kile. Kraftuttaket på traktorer består vanligvis av en kileaksel med 6 kiler for 540 o/min og 21 spor for 1000 o/min.

5. Beregning av kiler

Selv om dreiemomentet M_t overføres både gjennom kilen og ved friksjon mellom aksel og nav ved langkiler bør både langkiler og sporkiler kontrollberegnes med hensyn til a) flatetrykk og b) avskjæring.



a) periferikraft $P_u = \frac{M_t}{d/2}$

flatetrykk $P_t = \frac{P_u}{l \cdot t_1} < P_{till}$

P_{till} for støpejern = $\frac{\sigma_B}{3}$

for stål = $\frac{\sigma_s}{2}$

σ_B = bruddspenning, σ_s = strekkspenning, for

for st. 60-1 er $\sigma_B = 60 \text{ kN/cm}^2$ og $\sigma_s = 34 \text{ kN/cm}^2$

b) Skjærspenning i kilen

$$\begin{aligned} \tau_{\text{middel}} &= \frac{P_u}{l \cdot b} < \tau_{\text{till}} \\ &= \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot b} \end{aligned}$$

$\tau_{\text{till}} = 4,5 \text{ kN/cm}^2$ ved sporkiler

$\tau_{\text{till}} = 6,0 \text{ kN/cm}^2$ ved langkiler

Dreiemomentet som kan overføres med kileaksler kan beregnes av følgende formel:

$$M_t = p_{\text{till}} \cdot A \cdot r_m$$

p = tillatt flatetrykk, A = total belastet flate
 $= \frac{1}{2} (D-d) \cdot l \cdot i$

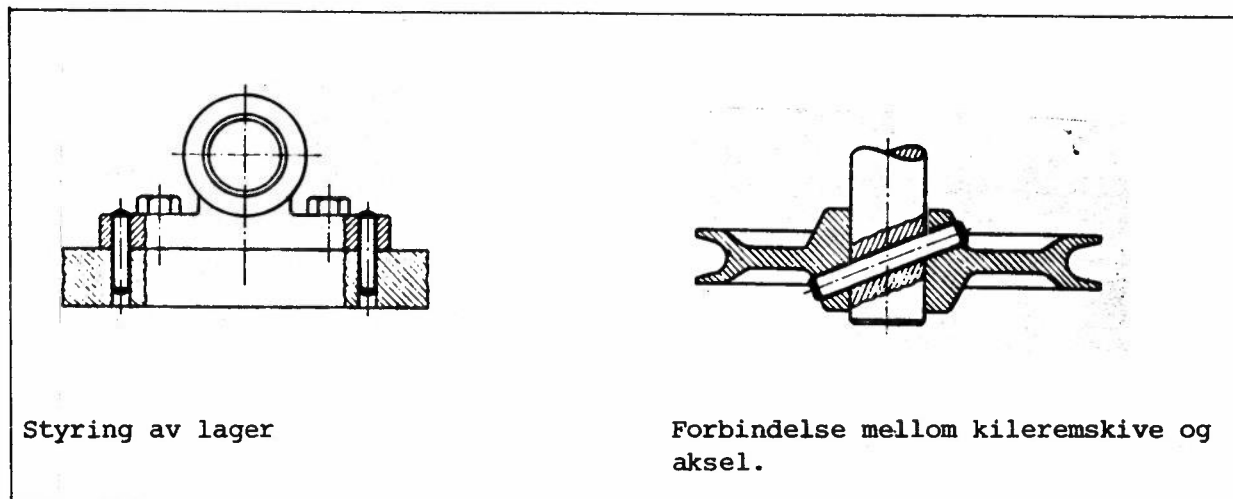
D = største indre navdiameter, d = minste indre navdiameter, l = bærende profil-lengde, r_m = middeleradius, i = antall kiler.

$p_{\text{till}} = 0,7 - 1 \text{ kN/cm}^2$.

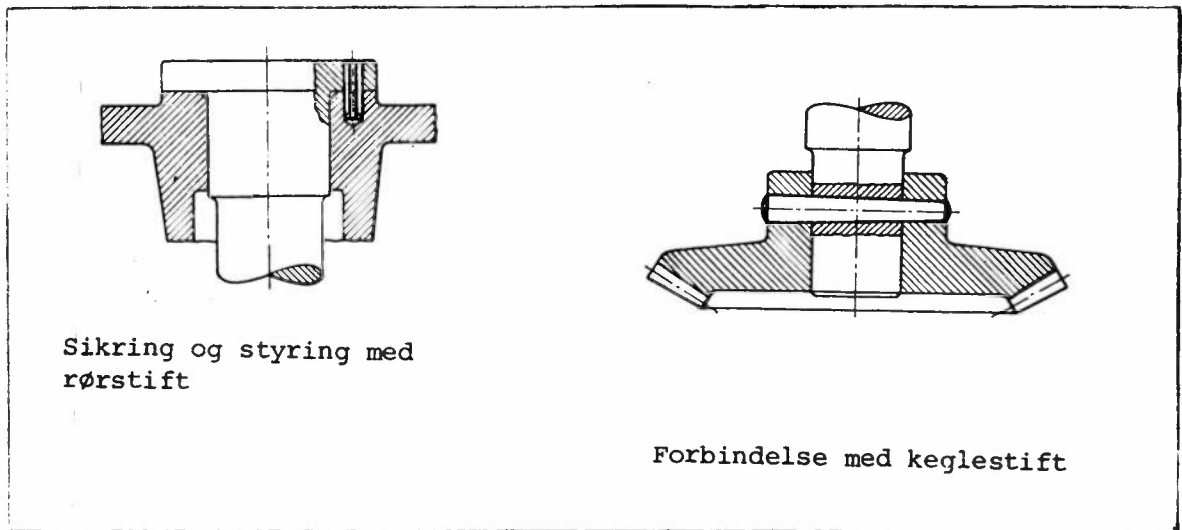
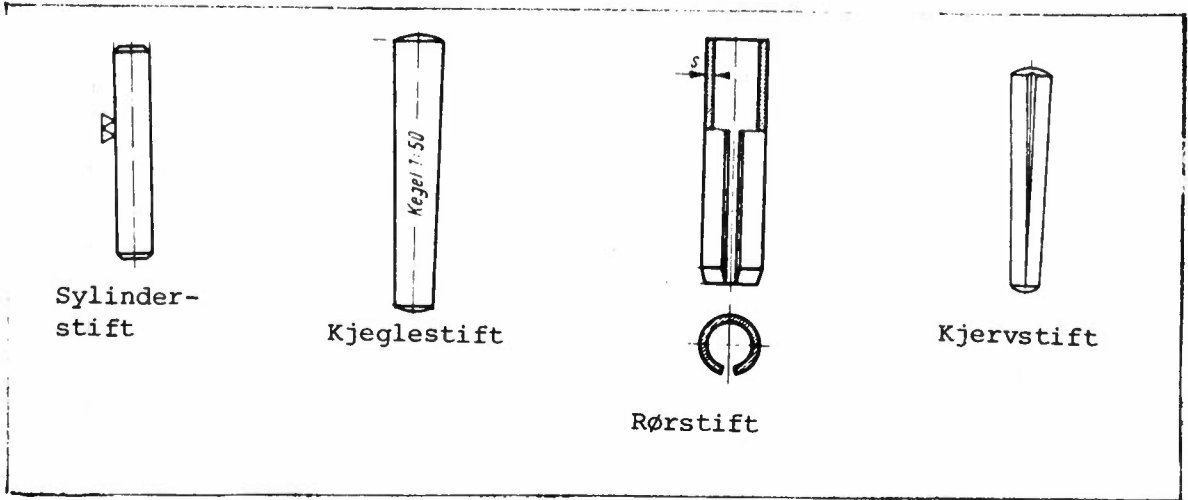
700 - 1000 N/cm²
7 - 10 N/cm²

6. Pinner og splinter

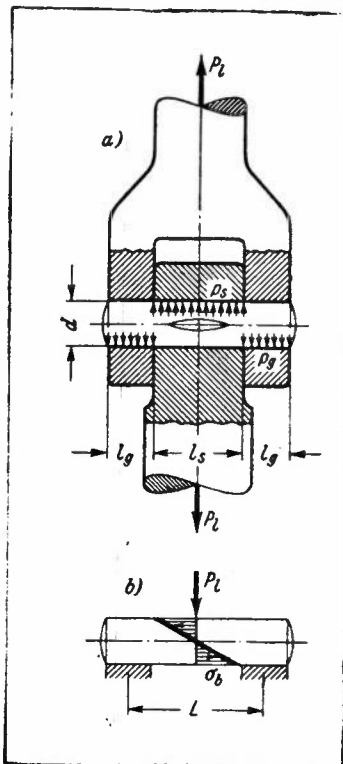
Pinner tjener bl.a. til å sikre riktig innbyrdes stilling mellom to deler under montasje og drift, disse kalles styrepinner. Videre opptar pinner og stifter tverrkraft og dreiemoment.



Det finnes flere typer stifter: Sylinderstiften som er sylinderformet, kjeglestiften som har kjegleform (stigning f.eks. 1:50) og rørstiften som er splittet og må klemmes sammen når den drives inn.



7. Beregning av pinner og splinter



Stangforbindelse

$$\text{Flatetrykk i stanga } p_s = \frac{P_1}{l_s \cdot d} \leq p_{\text{tillatt}}$$

$$\text{Flatetrykk i gaffelen } p_g = \frac{P_1}{2 l_g \cdot d} \leq p_{\text{tillatt}}$$

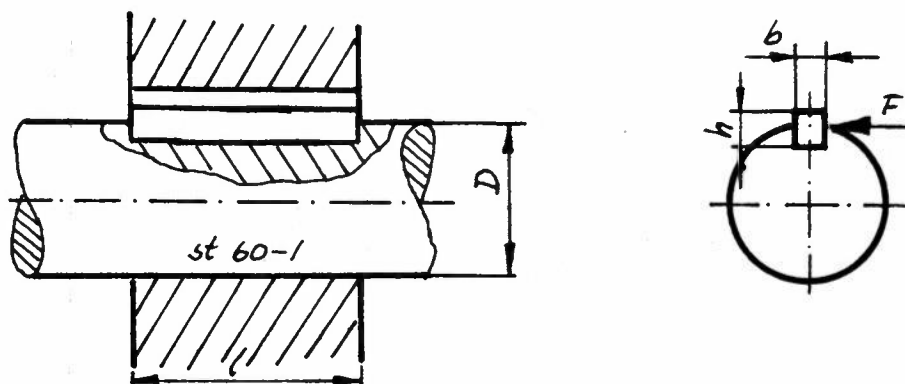
Bøyenspenning i pinnen eller stiften:

$$\sigma_b = \frac{P_1 \cdot L}{0,4 \cdot d^3} \leq \sigma_b \text{ tillatt}$$

$$\text{da bøyemomentet } M_b = \frac{P_1 \cdot L}{4}$$

$$\text{og motstandsmomentet } W_b \approx 0,1 \cdot d^3$$

8. Eksempler



Det skal overføres $P = 70 \text{ kW}$ (95 hk)

rotasjonsfrekvensen $n = 250 \text{ min}^{-1}$. Passkile NS81, $b = 24 \text{ mm}$, $h = 14 \text{ mm}$, $l = 150 \text{ mm}$,
 $D = 90 \text{ mm}$.

a)
Kontroller flatetrykket p mellom kilen og navet samt skjærspenningen τ i kilen.

b)
Hvilken sprengvirkning måtte en frambringe med en drivkile etter NS 81, og hvilken kraft måtte kilen drives inn med dersom en ønsker hele momentet overført ved friksjon alene og friksjons-koeffisienten overalt er $\mu = 0,2$?

Løsning:

(Bosch s. 61)

Dreiemomentet som skal overføres er $M(\text{Nm}) = 9555 \frac{P(\text{kW})}{n(\text{r/min})}$

$$\text{Periferikraft } F = \frac{M}{D/2} = \frac{9555 \cdot 70 \cdot 2}{0,090 \cdot 250} = 5,95 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \text{Flatetrykk } p &= F/A_1 & A_1 &= h/2 \cdot l \\ p &= \frac{5,95 \cdot 10^4 \cdot 2}{14 \cdot 150} = \underline{56,7 \text{ N/mm}^2} \end{aligned}$$

$$\text{Kontroll av nav } p_{\text{till}} = \sigma_{B/3} = \frac{250}{3} = \underline{83,3 \text{ N/mm}^2} > p$$

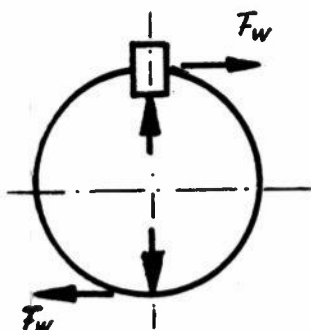
$$\text{Kontroll av aksel } p_{\text{till}} = \sigma_{s/2} = \frac{340}{2} = \underline{170 \text{ N/mm}^2} > p$$

(Bosch s. 182)

Midlere skjærspenning i kilen $\tau = \frac{Q}{b \cdot l} = \frac{5,95 \cdot 10^4}{24 \cdot 150} = \underline{16,5 \text{ N/mm}^2}$

Tillatt skjærspenning i kilen $\tau_{\text{till}} = 45 \text{ N/mm}^2 > \tau$

b)



Dreiekraften fordeles på to friksjonsflater.

Nødvendig friksjonskraft $F_w = \frac{F}{2} = 3 \cdot 10^4 \text{ N}$

$F_w = \mu \cdot F_N$ der F_N = normalkraft og

μ = friksjonskoeffisient, fra Bosch s. 62
er $\mu = 0,2$ $F_N = \frac{3 \cdot 10^4}{0,2} = \underline{1,5 \cdot 10^5 \text{ N}}$

Inndrivingskraften $K = F_N \cdot \tan(\alpha + 2\rho)$

$\tan(\alpha + 2\rho) \approx \tan\alpha + \tan 2\rho$

$\mu = \tan\rho = 0,2$

$\tan\alpha = 0,01$

Stigning 1 : 100 = 0,01

$K = 1,5 \cdot 10^4 (0,01 + 0,4)$
 $= \underline{6,15 \cdot 10^3 \text{ N}}$

VIII Fjærer

Vanligvis søker en å redusere de større deformasjonene i maskindeler, men i fjærer utnyttes de elastiske egenskapene så mye som mulig både ved egnet formgivning og materialvalg. Anvendelse: Støtdemping, buffere, apparater, magasinering av arbeid, styring av ventiler osv.

I fjærberegning bruker vi følgende bokstaver og størrelser:

c fjærkonstant. Ved blad- og skruefjærer uttrykker c økningen av fjærkraften pr. mm nedbøying (N/mm)

Ved torsjonstavfjærer og spiralfjærer uttrykker c fjærmomentøkningen pr. vinkelgrad $\text{Nmm}/^\circ$

E elastisitetsmodul (N/mm^2) for fjærstål $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

f nedbøying, sammentrykning (mm)

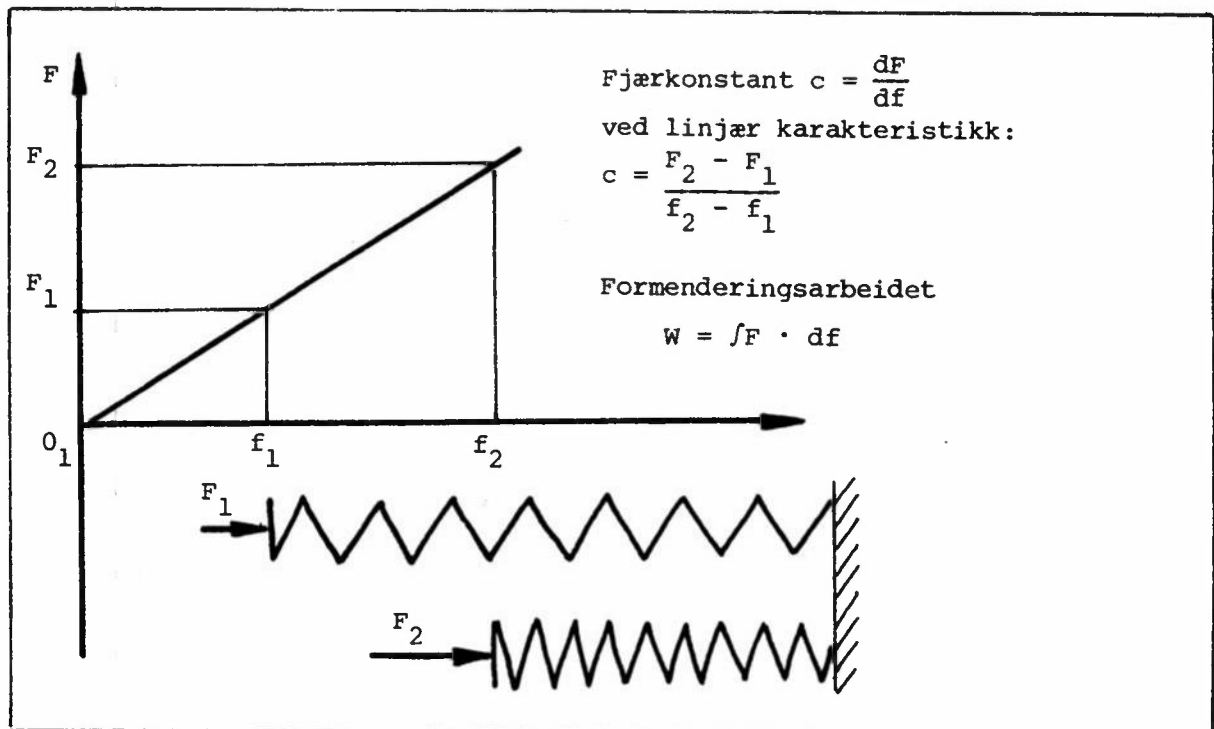
F fjærkraft (N)

G skjærmodul (N/mm^2) for varmformede fjærer $\approx 7,8 \cdot 10^5$ og for kaldformede fjærer $\approx 8,2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

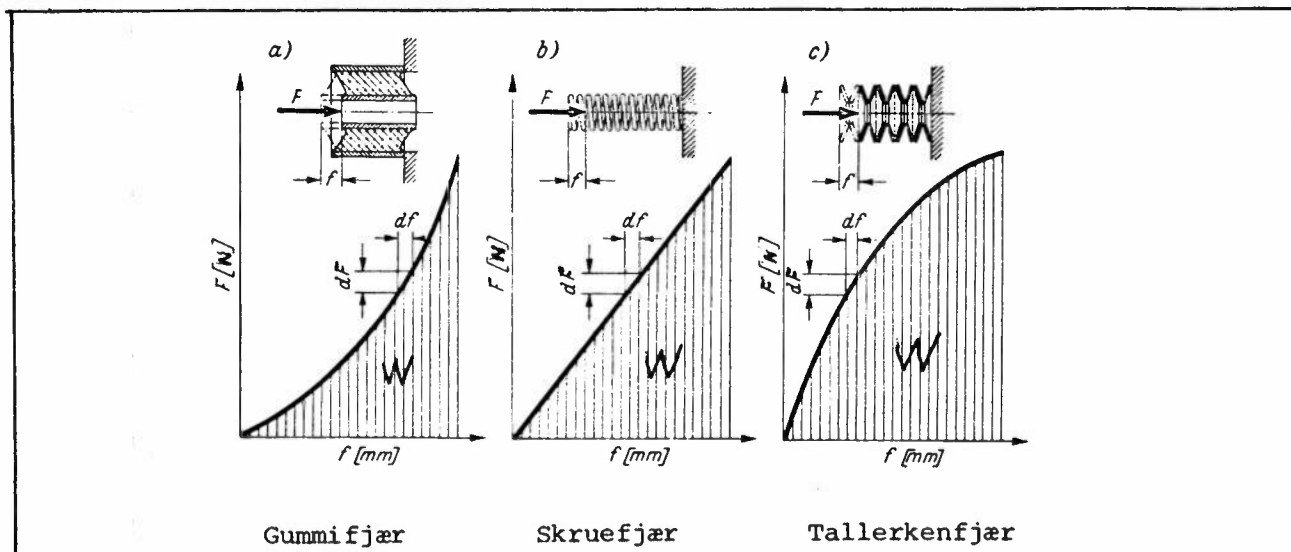
i_f antall effektive (fjærende) vindinger

1. Fjærkarakteristikk

En fjærs egenskaper kan fremstilles som en fjærkarakteristikk i et diagram med fjærkraft og nedbøying.



Fjærkararakteristikken kan være a) progressiv b) linjær eller c) degressiv:



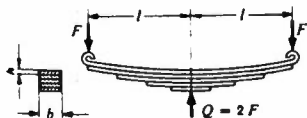
En steil karakteristikk betyr at fjæra er hard. Ved en linjær karakteristikk b) er $c = dF/ds = \text{konst.}$ Fjærer med en progressiv karakteristikk a) blir hardere med økende nedbøying (dF/ds blir større) og med degressiv karakteristikk c) mykere ved økende nedbøying (dF/ds avtar). Forløpet a) er ønskelig ved kjøretøyer for å holde egensvingetallet (s. 79) likt ved tomt og fullastet kjøretøy. Bufferfjærene for jernbanevogner bør derimot ha en karakteristikk som c) forat støtkraften skal bli minst mulig ved et gitt støtarbeid.

2. Fjærtyper (Bosch s. 95)

Fjærer utsatt for bøyebelastning:

	spenning	fjærkonstant
Enkel, rett bladfjær 	$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$ $M_b = F \cdot l$ $W_b = \frac{bh^2}{6}$ $\sigma_b = \frac{6}{bh^2} F l$	$c = \frac{F}{s} = \frac{Eb h^3}{4 l^3}$
	$\sigma_b = \frac{Q l/2}{W_b}$ $\sigma_b = \frac{3 l \cdot Q}{bh_o^2}$	$c = \frac{Q}{s} = \frac{Eb h_o^3}{4 l^3}$

Lagdelt bladfjær

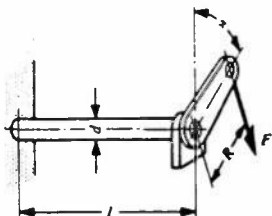


Progressiv, slitasje mellom bladene (avhjelpes med plast-mellomlegg). Smøring anbefales.

$$\sigma_b = \frac{3 l}{nbh^2} Q \quad c = \frac{(2 + n^{1/n})E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{6 \cdot l^3}$$

n = antall bladfjærer
n¹ = antall blader som går ut til fjærendene

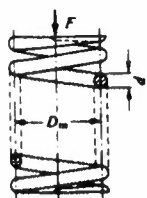
Torsjonsfjær med rundt tverrsnitt



$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} M \quad c = \frac{M}{\alpha} = \frac{G \pi d^4}{57,3 \cdot 32 \cdot l}$$

hvor M = F · R

Skruefjær



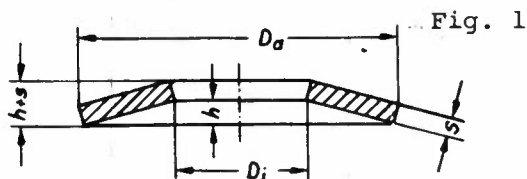
Skruefjæra er den mest brukte fjærtype i maskinteknikken og belastes som regel med en trykk- eller strekkraft som i retning faller sammen med fjæras midtlinje

Ved rolig belastning og ved belastning med få vekslinger behøver man ikke å ta hensyn til trådkrumningen

$$\tau = \frac{16 D_m \cdot F}{2 \pi d^3} \quad c = \frac{F}{f} = \frac{G d^4}{8 i_f D_m^3}$$

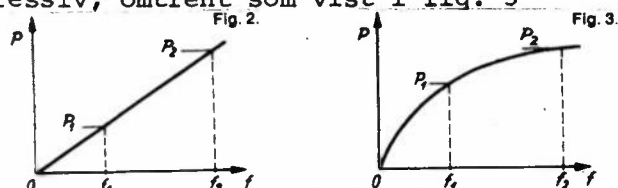
i_f = i_g - 2 der i_g = totalt antall vendinger

Tallerkenfjær



De anvendes nå overalt i industrien da de byr på fordeler som andre fjærtyper ikke har. Dette gjelder særlig fjærer som skal oppta mekanisk arbeid på forholdsvis liten plass, eller gi liten kraftendring ved en bestemt fjærvei

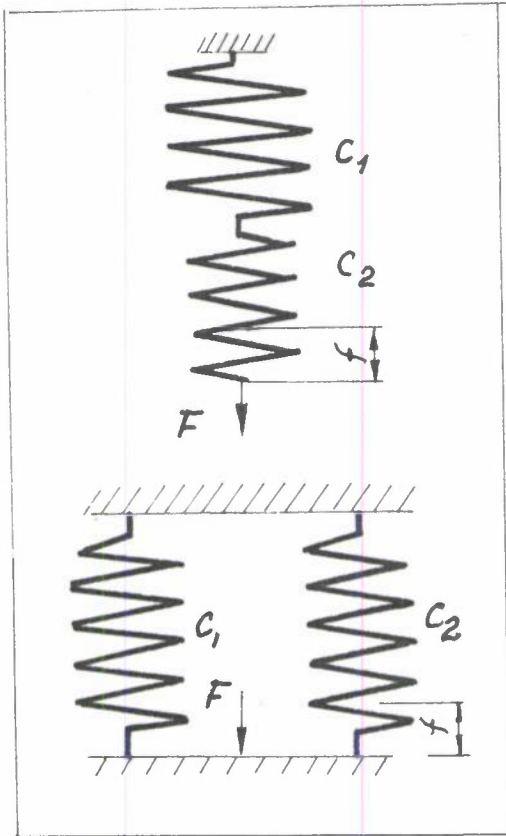
Hver fjærdimensjon har sin bestemte fjærkurve. Den kan være lineær, degressiv eller delvis vannrett. Dette avhenger av forholdet h/s (se fig. 1), som for de fleste tallerkenfjærer er ca. 0.4-1.4. En fjærskive med h/s ≈ 0.4 har f.eks. en rettlinjjet fjærvei (se fig. 2), men en fjær med h/s ≈ 1.0 vil være degressiv, omtrent som vist i fig. 3



Når man velger en tallerkenfjær, må man også ta hensyn til levetiden. Denne kan lett bestemmes på grunnlag av arbeidspåkjenningen, forutsatt riktig bearbeiding av fjæren.

3. Kopling av fjærer

Ved sammenkopling av flere fjærer er fjærkrafta avhengig av om fjærene blir koplet i serie eller parallell



Seriekopling

$$\begin{aligned} \text{samlet nedbøying } f &= f_1 + f_2 \\ &= \frac{F}{c_1} + \frac{F}{c_2} \end{aligned}$$

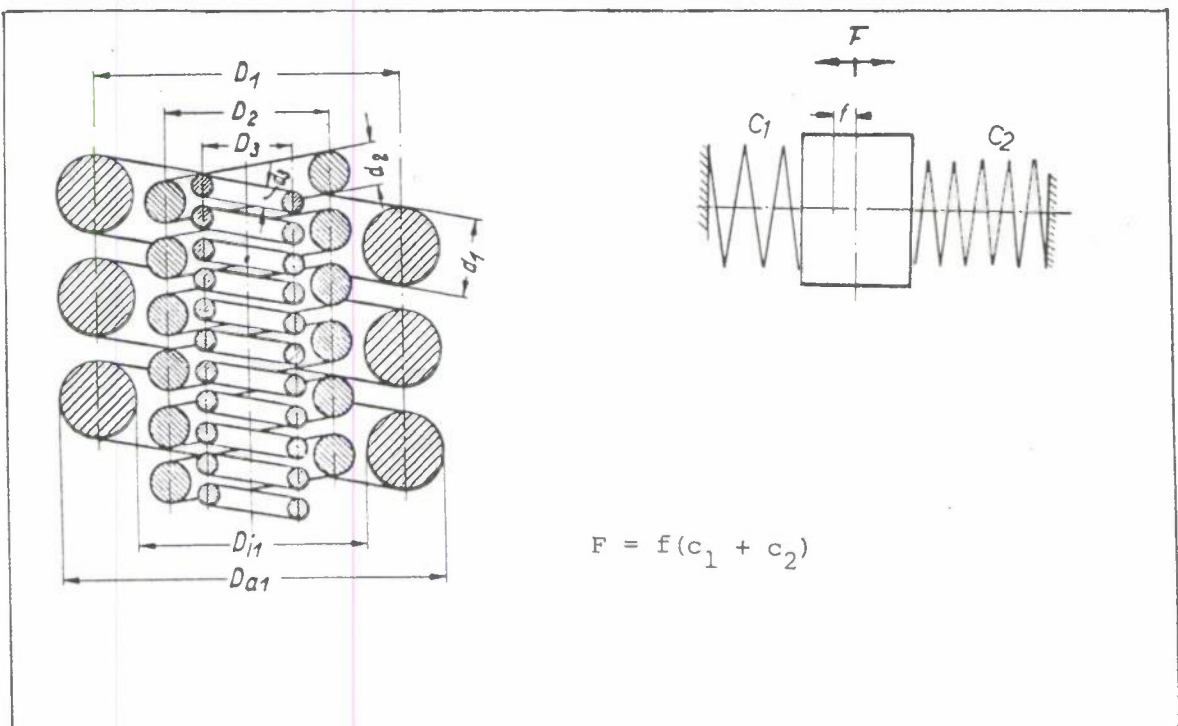
$$F = f \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (\text{N})$$

Parallellkopling

$$F = F_1 + F_2 = f \cdot c_1 + fc_2$$

$$F = f(c_1 + c_2)$$

Parallellkopling har vi også når skruefjærene settes inn i hverandre



$$F = f(c_1 + c_2)$$

4. Egensvingetallet

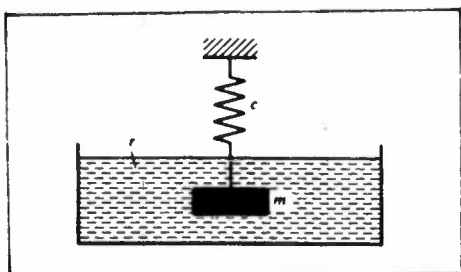
De fleste maskiner og maskindeler kan betraktes som fjærende system med en masse og en fjærkonstant.

Henger vi en masse m opp i ei fjær med fjærkonstanten c og kaller den vei som massen m tilbakelegger for x , kan vi behandle systemet matematisk

$$x = \text{vei (m)}, \quad \frac{dx}{dt} = \dot{x} = \text{hastighet (m/s)} \quad \frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} = \text{akselerasjon (m/s}^2\text{)}$$

a)

Fri svingning



Almen differensialligning for en fri svingning:

$$\underline{m\ddot{x} + r\dot{x} + cx = 0}$$

Her er $m\ddot{x}$ treghetskraft, og i vårt tilfelle (fig) tyngdekrafta, $r\dot{x}$ friksjonskraft, i vårt tilfelle friksjonen i væska i karet, cx motkraft, i vårt tilfelle fjærkrafta. r = friksjonsmotstand

(dempningskonstant) (NS/m). For enkelthets skyld betrakter vi systemet uten dempning dvs. $r\dot{x} = 0$.

$$m\ddot{x} + cx = 0$$

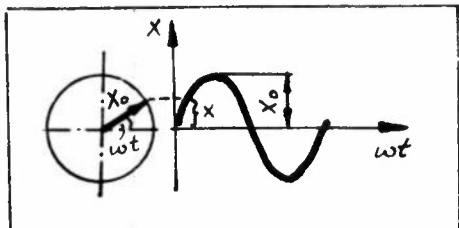
En mulig løsning for differensialligningen er

$$x = x_0 \sin \omega t$$

$$\dot{x} = x_0 \omega \cos \omega t$$

$$\ddot{x} = -x_0 \omega^2 \sin \omega t$$

ω = vinkelhastighet (rad/s), ωt = vinkel



innsatt: $-m x_0 \omega^2 \sin \omega t + c x_0 \sin \omega t = 0$

$$-m\omega^2 + c = 0$$

$$\underline{\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}}$$

Når ingen annen ytre kraft enn tyngdekraften virker på systemet vil massen m svinge med en frekvens f_0 som kalles egensvingetallet for systemet.

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (1/s)$$

Indeks 0 brukes ved egensvingninger.

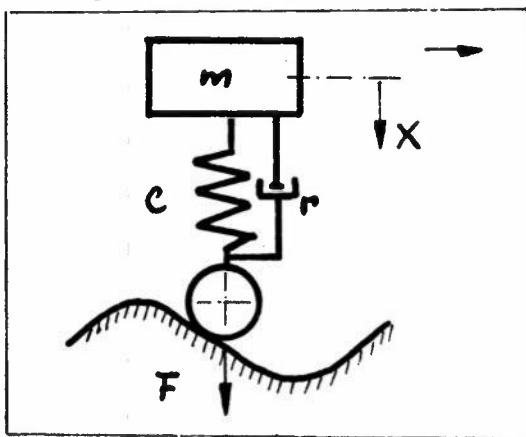
Svingetiden for en udempet svingning er

$$T_0 = 1/f_0 = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}} \quad (s)$$

Som regel vil det være en viss dempning i systemet slik at utsvinget avtar mot null.

b)

Tvungen svingning



Som eksempel kan man bruke et kjøretøy med avfjæring. c = fjærkonstant, r = dempningskonstant. x = kjøretøyets bevegelse i vertikal retning. Når det kjøres på ujevnt underlag vil det virke en ytre kraft på systemet. Denne kraft F vil være bestemt av underlagets form, som kan antas å ha form av en sinuskurve. $F = F_0 \sin \omega t$

Almen differensialligning for en tvungen svingning:

$$m \ddot{x} + r \dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t \quad (\text{Bosch s. 75})$$

For enkelhets skyld betrakter vi også her systemet uten dempning, dvs. $r \dot{x} = 0$.

Som en mulig løsning for differensialligningen setter vi $x = x_0 \sin \omega t$ der x_0 = nedbøying ved lasten F_0 dvs. ved største statiske belastning av kjøretøyet.

Ved å derivere x og sette inn i den almene differensialligning får vi:

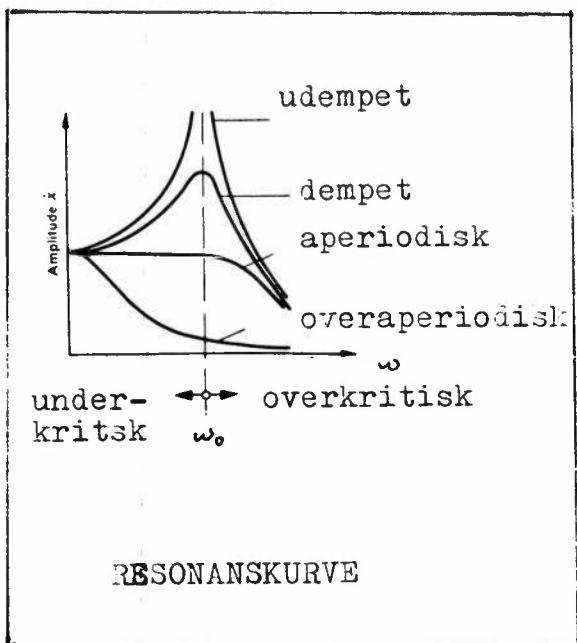
$$-m x_0 \omega^2 \sin \omega t + c x_0 \sin \omega t = F_0 \sin \omega t$$

$$-m \omega^2 x_0 + c x_0 = F_0 \quad x_0 = \frac{F_0}{c - m \omega^2}$$

$$x = x_0 \sin \omega t = \frac{F_0 \sin \omega t}{c - m \omega^2}$$

Av denne ligning ser vi at når $c = m \omega^2$ er $x = \infty$ dvs. kjøretøyet vil svinge med uendelig stor amplitude. I praksis vil ikke leddet $\dot{x} = 0$, og utsvinget blir dempet. Når kjøretøyet blir utsatt for en ytre kraft som svinger med systemets egensvingetall $f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}}$ vil systemet begynne å svinge med store amplituder.

Amplituden i avhengighet av svingningens vinkelhastighet kan illustreres i et diagram med systemets resonanskurve.



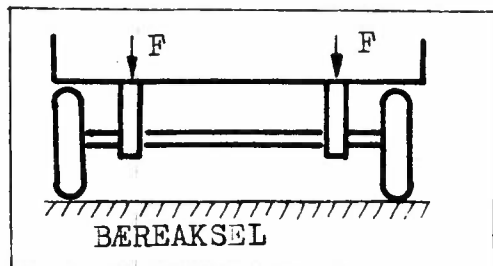
Egensvingetallet kan forhøyes ved å velge stivere fjærer (større c) eller ved å velge en mindre masse m .

Eksempler: I motorer blir det bygd inn svingningsdempere, maskiner og motorer blir montert på gummiklosser, osv.

P5, P6

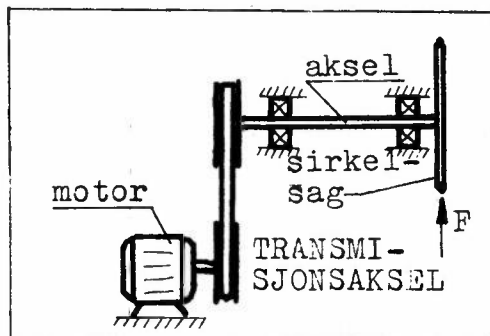
IX AKSLER

1. Inndeling



Aksler inndeles som regel etter anvendelsesområdet. BÆREAKSLER fungerer som bærere for roterende element uten selv å rotere. Det samme gjelder bærerullene til transportbånd samt framhjulene på bakhjulsdrevne biler.

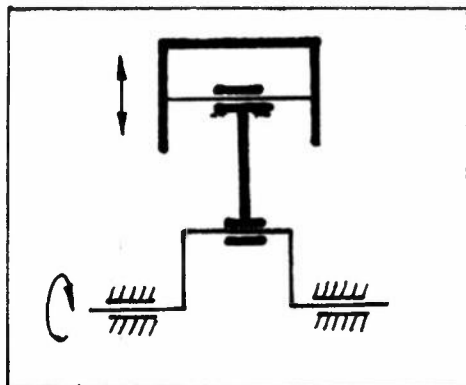
Aksler som hovedsaklig overfører vrimomenter kalles TRANSMISJONSAKSLER.



De blir ved siden av vridning ofte også utsatt for bøyepåkjenninger, slik at det blir det vi tidligere har kalt sammensatt belastning.

Q2

Andre mer spesielle former er VEIVAKSLER, BØYELIGE AKSLER OG KAMAKSLER



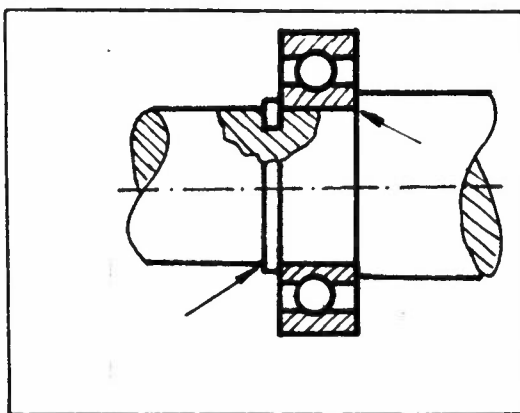
Veivakslene overfører en frem- og tilbakegående bevegelse til en roterende eller omvendt.

2. Materiale

Vanlig akselmateriale er st. 42-2 som er seigt, men i drivverksdeler hvor en må ha en hard sliteflate brukes st. 50 og st. 60-2. Det er ikke alltid den beste utvei å velge stål med høy bruddfasthet, da disse er meget kjervfølsomme. Legert stål brukes også som akselmateriale, men disse stål er dyrere, og bør ikke brukes før en har undersøkt om det like gjerne kan brukes et ulegert stål. For å høyne utmatningsfastheten bør aksler utsatt for vekslende belastning fin-dreies, evt. blankpoleres.

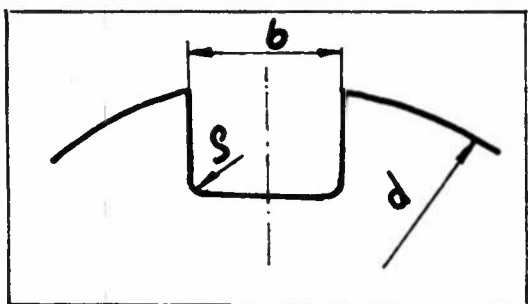
3. Formgivning og spenningsforhold

Utformingen av tverrsnittsoverganger, avrundinger, kilespor o.l. virker i høy grad inn på akselens styrke.



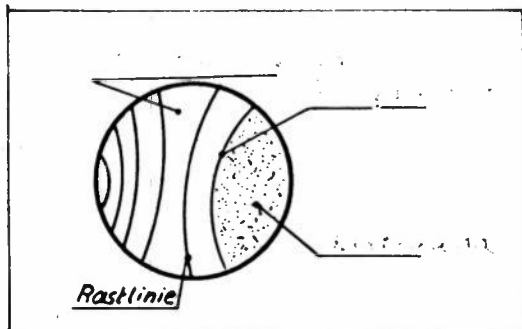
Rullingslager blir montert mot ansatshøyder på akselen. En slik tverrsnittsforandring vil kunne medføre spenningskonsentrasjoner dersom de er plassert der påkjenningen er stor. Avrundingsradien for ansatsen er av stor betydning for akselens utmatningsfasthet. Verdier for denne radius finnes i rullingslagerkatalogene.

Et spor for en "seegering" må ikke plasseres der det kan oppstå større spenninger, da et slikt spor også vil redusere utmatningsfastheten betraktelig.



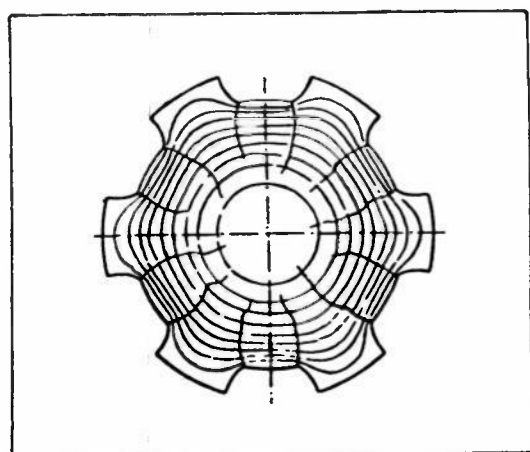
Avrundingen i bunnen av kilesporene bør være så stor for å få så liten kjervvirkning som mulig. 1 å 2 mm hulkileradius er nok til å redusere kjervvirkningen merkbart.

4. Brudd



Utmatningsbrudd er den mest vanlige bruddtype for aksler.

Bruddflaten viser ingen innsnøring, og dersom det er avbrudd i driften vil flaten få de karakteristiske "Årringene" som vist på figuren. Bruddet starter som regel i en kjerv når strekkgrensen lokalt blir overskredet.



Figuren viser kraftlinjer og bruddlinjer i en kileaksel. Rissene har startet i avrundingene i bunnen av kilesprene.

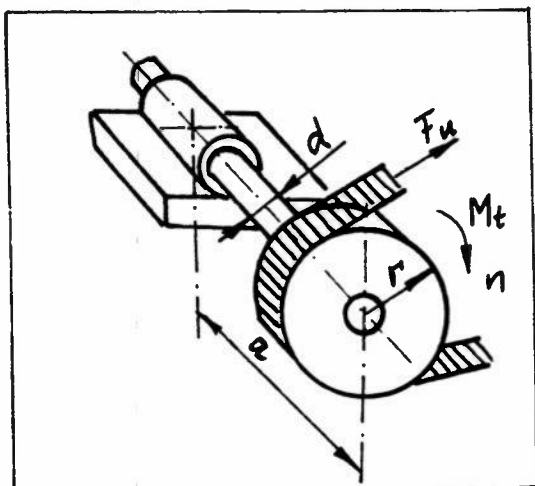
Bearbeiding, opplagring og montasjen av akselen er viktig med tanke på unngå utmatningsbrudd. F.eks. 3 lager på en aksel vil lett gi tilleggs-spenninger i akselen som en ikke kan beregne. Bedre er det å bruke 4 lager sammen med en bevegelig kopling.

5. Beregning av aksler

Ved beregning av aksler bruker vi de fremgangsmåter som ble beskrevet i kapitel IV. I de fleste tilfeller kjenner vi effekten P og turtallet n til akselen og kan derav finne dreiemomentet M_t

$$M_t = 9550 \frac{P(\text{kW})}{n(\text{min}^{-1})} \quad (\text{Nm})$$

Når vi kjenner dreiemomentet kan vi finne virkningsspenningen τ og periferi-



krafta F_u som vil forårsake et bøyemoment M_b og en bøyespennning σ_b .

Tilnærmet maksimal belastning når vi bruker skjærspenningshypotesen

$$\sigma_{\text{sml}} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

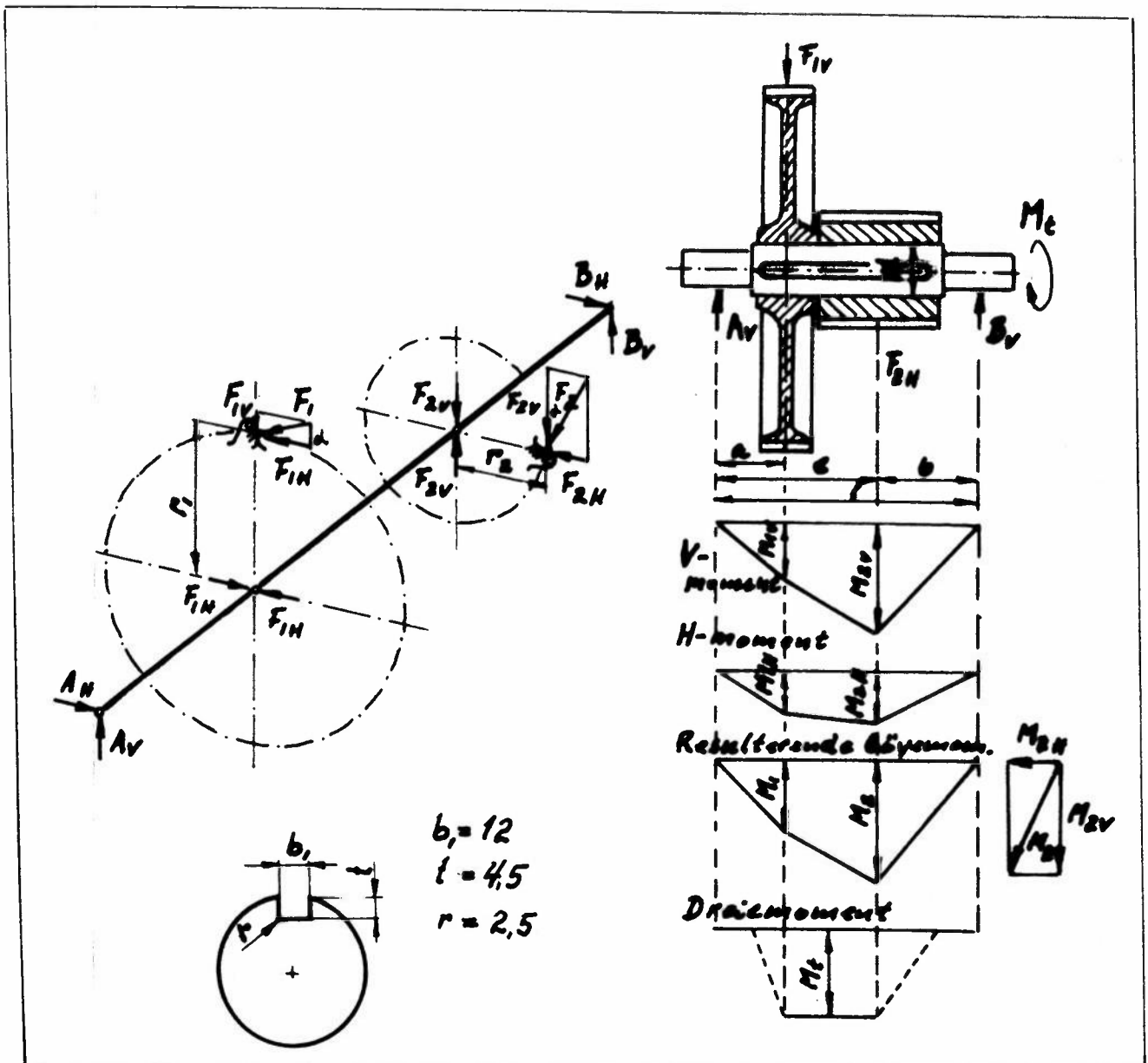
Setter vi $\sigma_{\text{sml}} = \sigma_{\text{till}}$ som er den tillatte spenning når vi har tatt hensyn til kjerver og sikkerhet, kan vi finne den nødvendige diameter

d (se eksempler s. 42 og 43). Diameteren kan bestemmes av effekt P , turtall n og tillatt vridningsspenning τ når det ikke samtidig er bøyepåkjenning.

$$d = 365 \sqrt[3]{\frac{P(\text{kW})}{n(\text{min}^{-1}) \cdot \tau(\text{N/mm}^2)}} \quad (\text{mm})$$

6. Regneeksempler

Del av tannhjulstransmisjon.



Gitt: $M_t = 600 \text{ Nm}$, tannvinkel $\alpha = 20^\circ$, $r_1 = 200 \text{ mm}$, $r_2 = 60 \text{ mm}$,
 $a = 80 \text{ mm}$, $b = 120 \text{ mm}$, $l = 300 \text{ mm}$

Løsning: Periferikraft $F_{1H} = M_t / r_1 = 6 \cdot 10^5 / 200 = 3000 \text{ N}$

Radialkraft $F_{1v} = \tan \alpha \cdot F_{1H} = 1092 \text{ N}$

Periferikraft $F_{2v} = M_t / r_2 = 6 \cdot 10^5 / 60 = 10\,000 \text{ N}$

Radialkraft $F_{2H} = \tan \alpha \cdot F_{2v} = 3640 \text{ N}$

I vertikalplanet V : $B_v = \frac{F_{1v} \cdot a + F_{2v} \cdot c}{l} = 6291 \text{ N}$

I horisontalplanet H : $B_H = \frac{F_{1H} \cdot a + F_{2H} \cdot c}{l} = 2984 \text{ N}$

Den resulterende opplagringskraft

$$B = \sqrt{B_H^2 + B_v^2} = 6963 \text{ N}$$

Ved å multiplisere B med henholdsvis b og (l - a) kan vi finne resulterende momentforløp.

Maks. bøyemoment $M_2 = B \cdot b = 6963 \cdot 120 = 8,35 \cdot 10^5 \text{ N}_{\text{mm}}$

$$\sigma_{\text{sml}} = \sqrt{(\beta_b \sigma_b)^2 + 4(\beta_t \cdot \tau)^2}$$

Ved bøyning og kilespor $\alpha_k \approx 3 \rightarrow \beta_b = 1 + (3 - 1)0,7 = 2,4$

ved vridning og kilespor $\alpha_k \approx 2,5 \quad \beta_t = 1 + (2,5 - 1)0,7 = 2,0$

$$\sigma_{\text{sml}} = \sqrt{2,4 \cdot \left(\frac{M_2}{0,098 d^3} \right)^2 + 4 \cdot 2 \cdot \left(\frac{M_t}{0,196 d^3} \right)^2}$$

$$d^3 = \frac{1}{\sigma_{\text{sml}}} \sqrt{2,4 \cdot \left(\frac{8,35 \cdot 10^5}{0,098} \right)^2 + 4 \cdot 2,0 \cdot \left(\frac{600 \cdot 10^3}{0,196} \right)^2}$$

Vi velger st. 60 med vekselfasthet (strekk-trykk)

$\sigma_w \approx 0,3 - 0,45 \sigma_B \rightarrow \sigma_w = 0,5 \cdot 590 = 295 \text{ N/mm}^2$

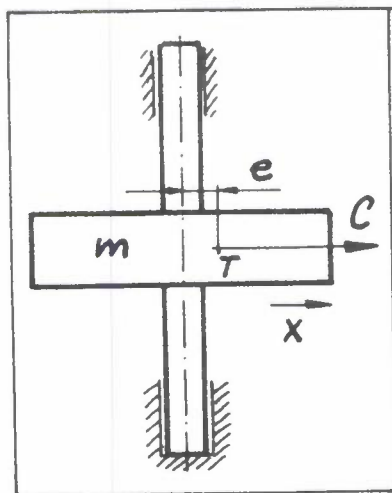
Vi velger sikkerhet $S = 1,8 \rightarrow \sigma_{\text{till}} = 164 \text{ N/mm}^2$

og setter $\sigma_{\text{sml}} = \sigma_{\text{till}}$

$$d^3 = 96257 \text{ mm}^3 \quad d = 45,8 \text{ mm}$$

Vi velger $d = 45 \text{ mm}$

7. Kritisk turtall



I praksis er det ikke mulig å få tyngdepunktet til en roterende maskindel til å falle sammen med rotasjonsakselen. Selv ved en nøyaktig utbalansering vil det bli en eksentrisitet e , som ved større turtall kan medføre betydelige sentrifugalkrefter C .

$$C = m\omega^2 \cdot e \text{ (N) (Bosch s. 62)}$$

m = masse (kg), ω = vinkelhastighet (s^{-1}).

Sentrifugalkraften forårsaker en utbøyning x av akselen slik at eksentrisiteten øker til $e + x$

$$C = m\omega^2 (e + x)$$

Akselen med roterende masse virker som et fjærende system med en fjærkonstant

$$c = \frac{48 EI}{l^3} \quad \text{der } l = \text{aksellengde}$$

For at det skal herske likevekt i systemet må

$$m \cdot \omega^2 (e + x) = cx \quad \text{som gir}$$

$$x = \frac{\omega^2 \cdot e}{\frac{c}{m} - \omega^2} \quad \text{som viser at akselens utsving blir uendelig stort når}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad \text{eller når } \underline{n_{kr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}}$$

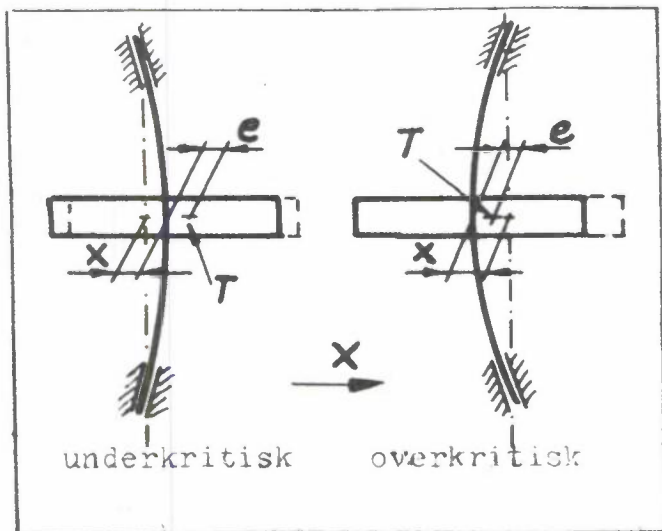
som kalles kritisk turtall for akselen.

Arbeidsturtallet må ikke ligge i nærheten av det kritiske turtallet. Hvis arbeidsturtallet ligger over n_{kr} må en kjøre akselen raskt igjennom det kritiske området.

Ser vi på uttrykket for x vil x bli negativ når

$$\omega > \sqrt{\frac{c}{m}} \quad \text{og akselen vil svinge ut til motsatt side i overkritisk}$$

område.

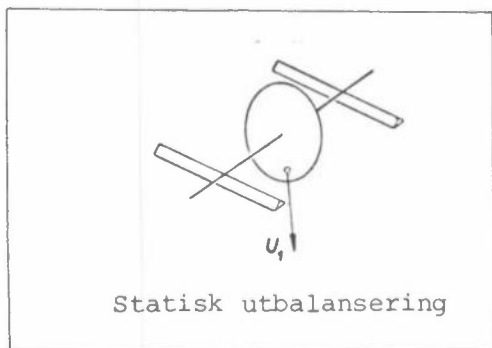


Dersom turtallet økes til større verdier ser vi at

$x \rightarrow -e$ og akselen kommer til å rotere om sin tyngdepunktsaksel.

8. Utbalansering av aksel og rotor.

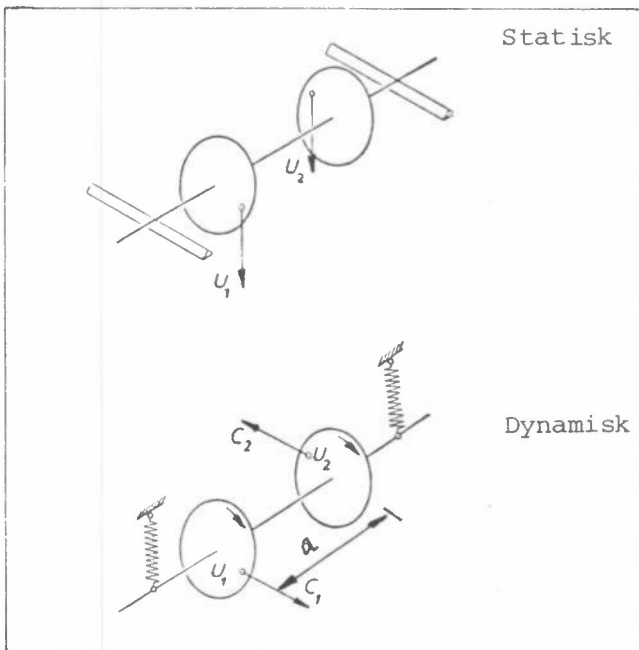
I det foregående ble det vist hvor viktig det er å få tyngdepunktet til en roterende maskindel til å falle sammen med rotasjonsakselen, dvs. $e = 0$.



For å oppnå dette blir rotorer bearbeidet eller utstyrt med vekter inntil rotoren kan settes i en hver stilling på en horisontal aksel uten å rotere. Det forutsettes da tilnærmet friksjonsfri lagring.

Dette kaller vi statisk utbalansering av den roterende maskindel. Betydningen

av å utbalansere roterende deler viser følgende regneeksempel: 200 g overvekt ved et turtall på 3000 min^{-1} på en radius lik 50 cm gir en sentrifugalkraft på 10^4 N .

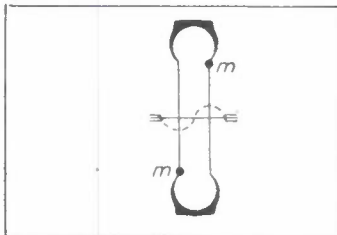


Statisk utbalansering kan vi bare bruke når det dreier seg om en skiveformet rotor. Har vi flere skiver eller en rotor med en viss utstrekning i aksial retning vil det kunne oppstå et moment p.g.a. sentrifugalkreftene selv om rotoren er statisk utbalansert.

Skivene til venstre er utstyrt med vekter slik at systemet er statisk utbalansert. Ved rotasjon vil vektene forårsake sentrifugalkrefter

C_1 og C_2 . Omkring midten av akselen

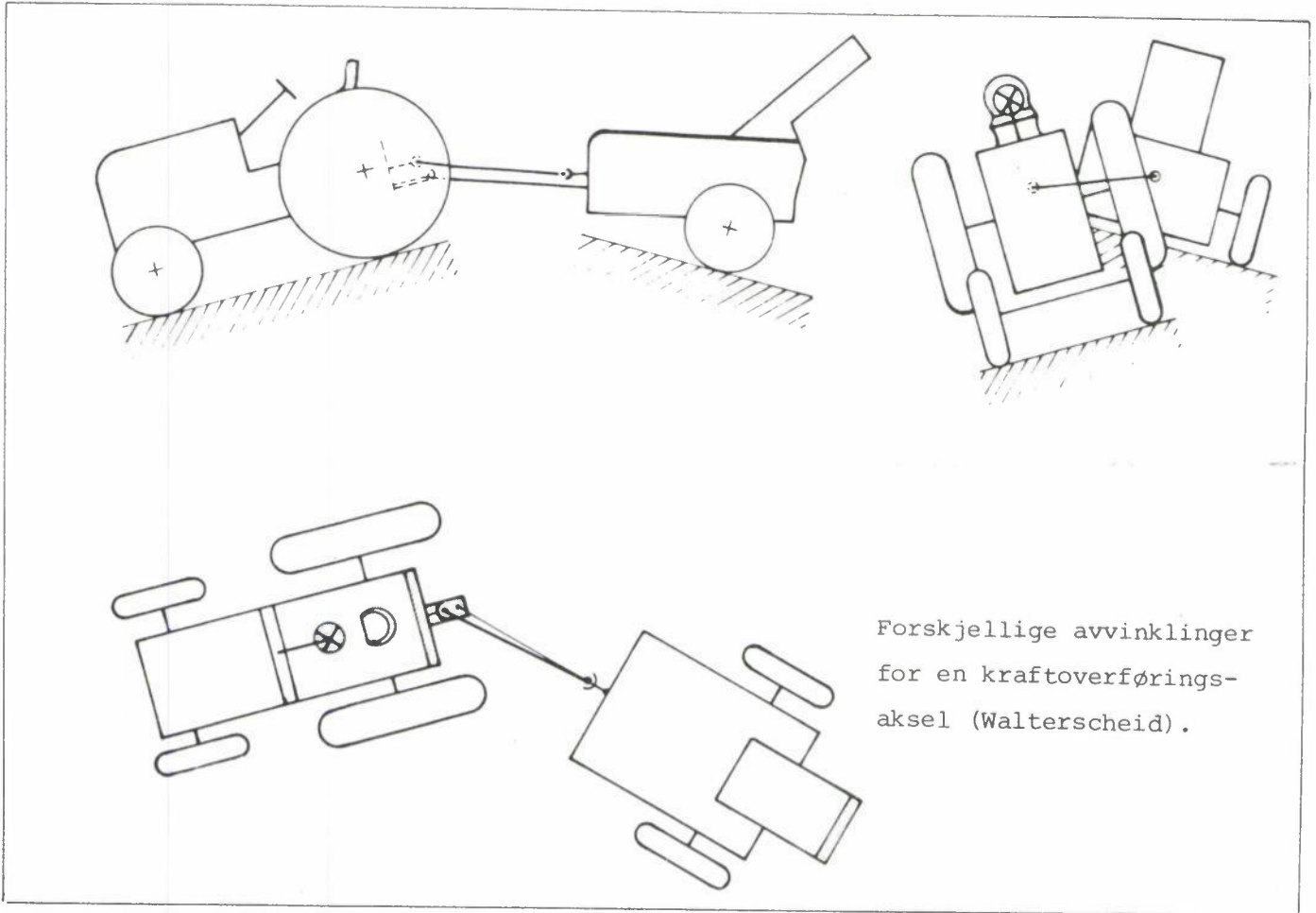
vil det da bli et moment $M = C_1 \cdot a/2 + C_2 \cdot a/2$ som betyr en ekstra belastning for aksel og lager. For å unngå en slik ekstra belastning må trommelen bli dynamisk utbalansert. Dette krever utbalanseringsmaskiner som registrerer hvor vektene skal plasseres for å skape dynamisk balanse.



Til venstre er det vist et bilhjul i ubalanse. Bilhjul, viftehjul, slagere til skurtreskere m.m. må utbalanseres i spesielle utbalanseringsmaskiner.

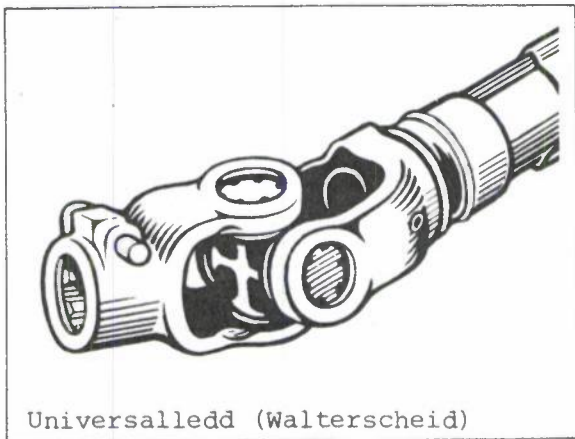
9. Kraftoverføringsaksler

Kraftoverføringsakselen er en viktig maskindell for overføring av effekt fra drivmotor til arbeidselement. Da kraftoverføringsakselen kan være årsak til uheldige svingninger i systemet er det nødvendig å kjenne til de kinematiske forhold ved bruk av slike aksler.



Forskjellige avvinklinger for en kraftoverføringsaksel (Walterscheid).

Som det fremgår av figurene skal en kraftoverføringsaksel kunne overføre effekten fra traktorens kraftuttak til redskapen under vinkler i forskjellige plan. Dette kan skje ved at akselen blir forsynt med et eller flere såkalte universalledd.

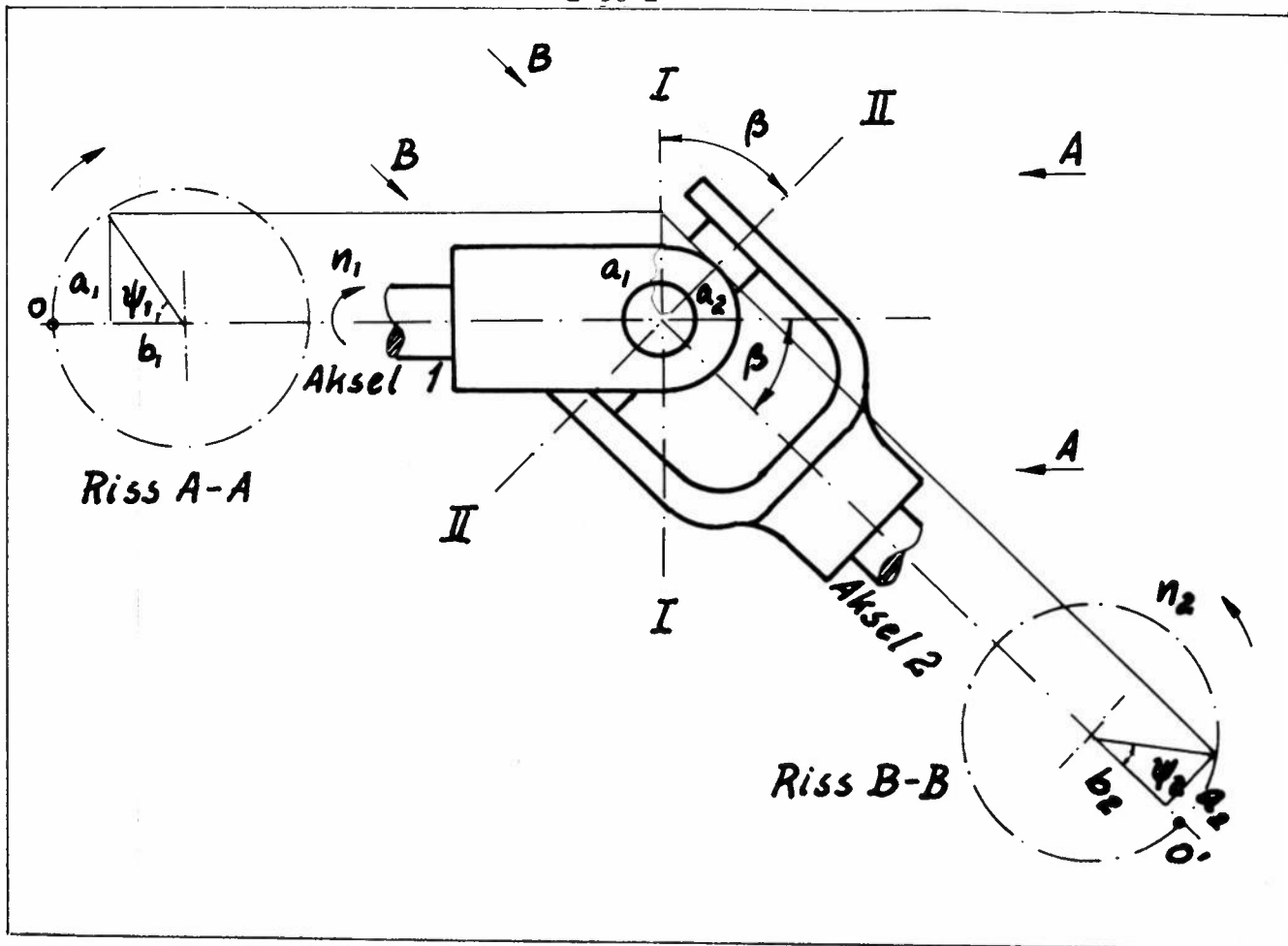


Universalledd (Walterscheid)

Dersom kraftoverføringsakselen danner en vinkel med kraftuttaksakselen vil det ved rotasjon oppstå periodiske svingninger i kraftoverføringsakselen.

a) Kinematiske forhold

I et system med to aksler forbundet med et universalledd, kan vi tenke oss aksel 1 koblet til traktorens kraftuttak. Kraftuttaksakselen har konstant turtall og tilbakelegger en vinkel ψ_1 . Aksel 2 danner en vinkel β med aksel 1 og tilbakelegger en vinkel ψ_2 . Avvinklingen mellom aksel 1 og aksel 2 vil føre til at aksel 2 kommer i uheldige svingninger. Dette kan forklares rent matematisk.



Vi betrakter banen til et vilkårlig punkt (0) på gaffelen som er forbundet med aksel 1. Dette punkt vil beskrive en sirkel i plan I - I. Banen er tegnet opp i riss A - A. Et tilsvarende punkt (0¹) på gaffelen som er forbundet med aksel 2 beskriver en sirkel i plan II - II. Denne bane er tegnet i riss B - B. Når aksel 1 har tilbakelagt vinkelen Ψ_1 , har aksel 2 tilbakelagt vinkelen Ψ_2 . Av figuren kan vi gjøre følgende oppstilling:

$$a_1 = b_1 \tan \Psi_1 \quad a_2 = a_1 \cos \beta = b_2 \tan \Psi_2$$

$$\rightarrow b_1 \tan \Psi_1 \cos \beta = b_2 \tan \Psi_2$$

$$\frac{b_1}{b_2} \tan \Psi_1 \cos \beta = \tan \Psi_2 \quad \Psi_2 \approx \text{arc tan} \left(\cos \beta \cdot \tan \Psi_1 \right) \text{ da vi}$$

ved små avvinklinger kan sette $b_2 \approx b_1$ og $b_1/b_2 \approx 1$

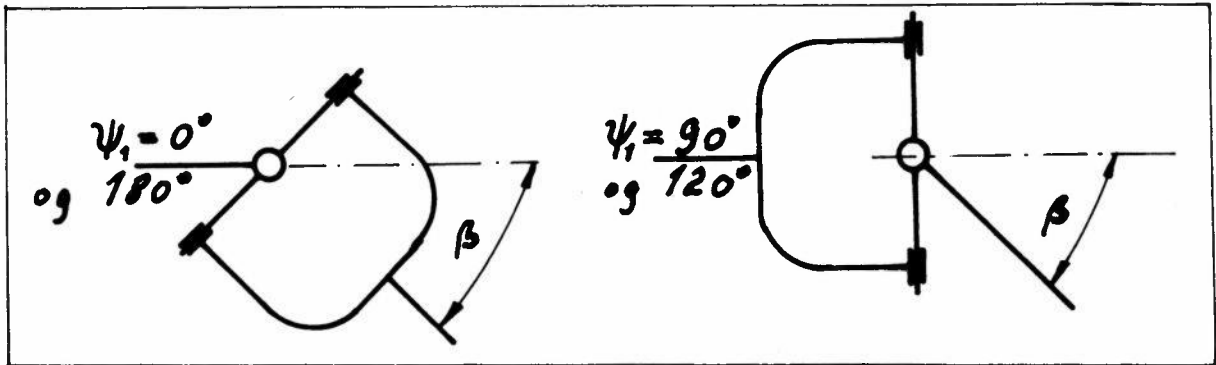
Vi ønsker å se hvordan aksel 2 roterer når kraftuttaket roterer med konstant turtall. Vinkelhastigheten til aksel 1 er ω_1 og til aksel 2 ω_2 . Ved å derivere den tilbakelagte vinkel Ψ med hensyn på tiden får vi vinkelhastigheten.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{d\Psi_1}{dt}}{\frac{d\Psi_2}{dt}} \quad \text{der } \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} \quad \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}$$

$$\frac{d\psi_2}{dt} = \frac{\cos\beta \cdot \frac{d\psi_1}{dt}}{\cos^2\psi_1 (1 + \cos^2\beta \cdot \tan^2\psi_1)} = \frac{\cos\beta \cdot \frac{d\psi_1}{dt}}{\cos^2\psi_1 + \sin^2\psi_1 \cos^2\beta}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\beta}{\cos^2\psi_1 + \sin^2\psi_1 - \sin^2\psi_1 \sin^2\beta}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\beta}{1 - \sin^2\psi_1 \cdot \sin^2\beta}$$



Grenseverdier:

$$\min \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) = \min \frac{M_1}{M_2} = \cos\beta \text{ ved } \psi_1 = 0^\circ \text{ og } 180^\circ$$

$$\max \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) = \max \frac{M_1}{M_2} = \frac{1}{\cos\beta} \text{ ved } \psi_1 = 90^\circ \text{ og } 270^\circ$$

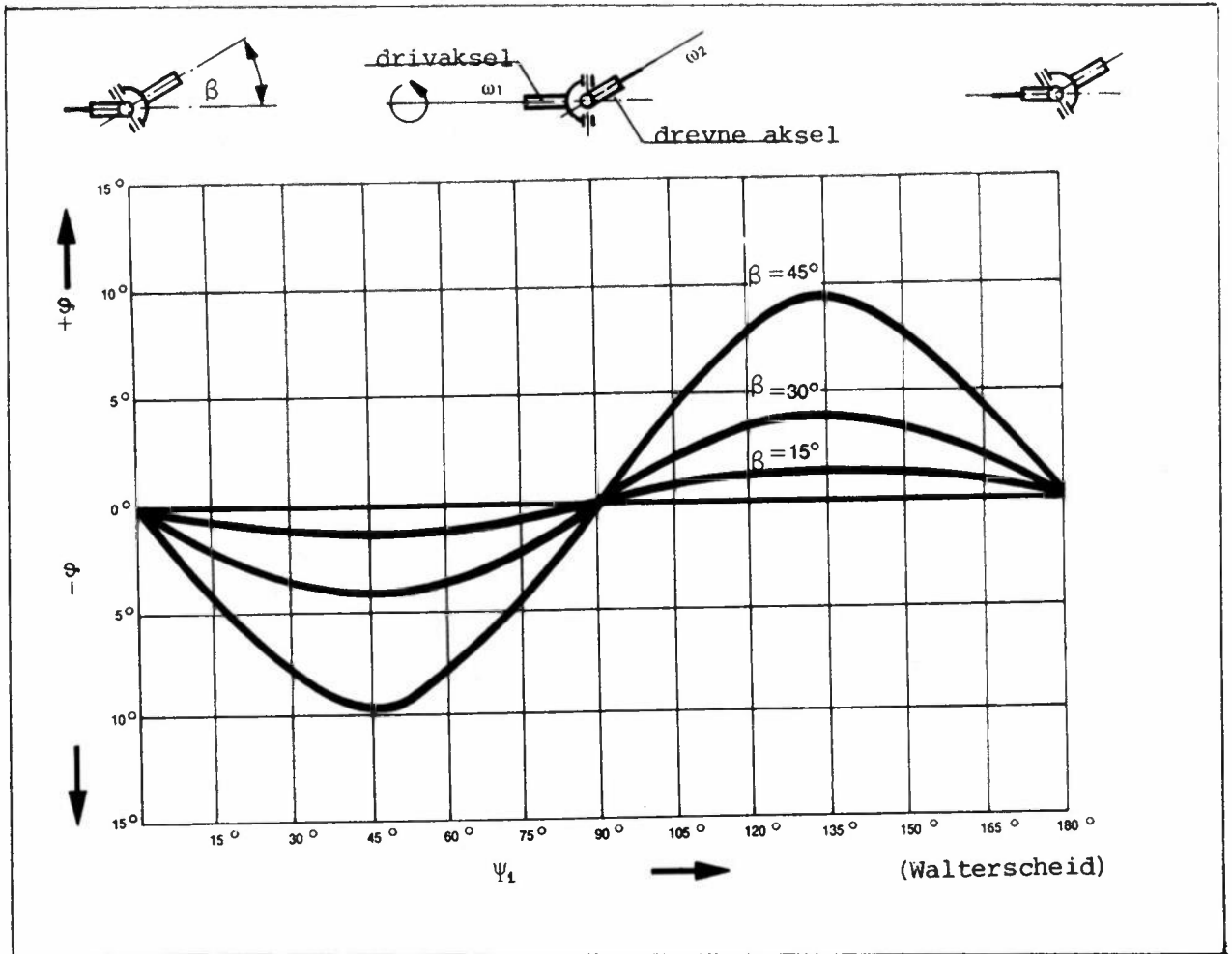
der M_1 og M_2 er dreiemomentene på henholdsvis aksel 1 og aksel 2

$$M = \frac{P}{\omega} \text{ der } P = \text{effekt} = \text{konst.}$$

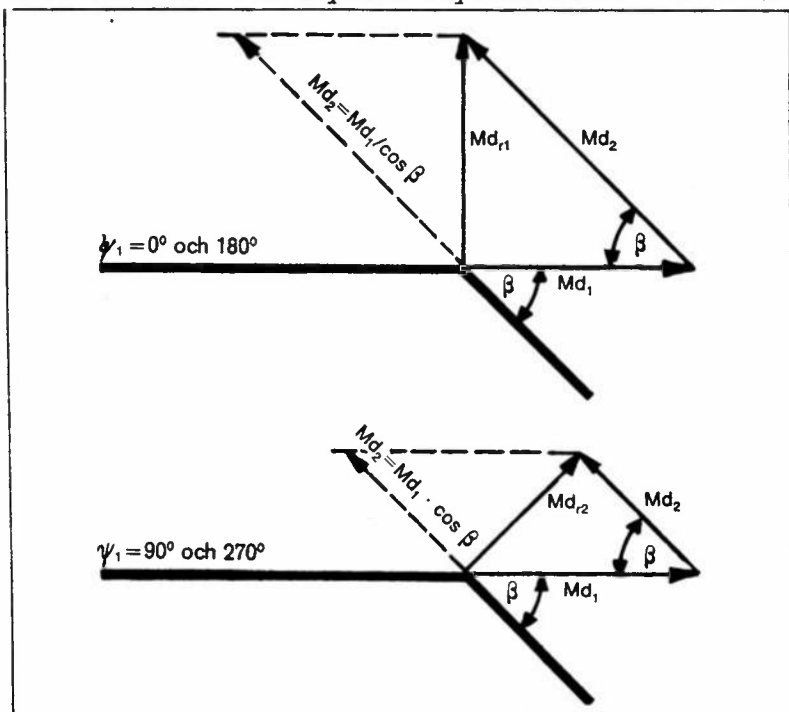
Vi ser at ω_2 vil svinge mellom to verdier

$$\begin{aligned} \omega_2 \text{ max} &= \omega_1 \cos\beta \text{ og} \\ \omega_2 \text{ min} &= \omega_1 1/\cos\beta \end{aligned}$$

Det vil si at aksel 2 i løpet av en omdreining må retarderes og akselereres. Dette kan illustreres i et diagram, der $\phi = \psi_2 - \psi_1$ er tegnet opp over ψ_1 ved forskjellige avvinklinger β

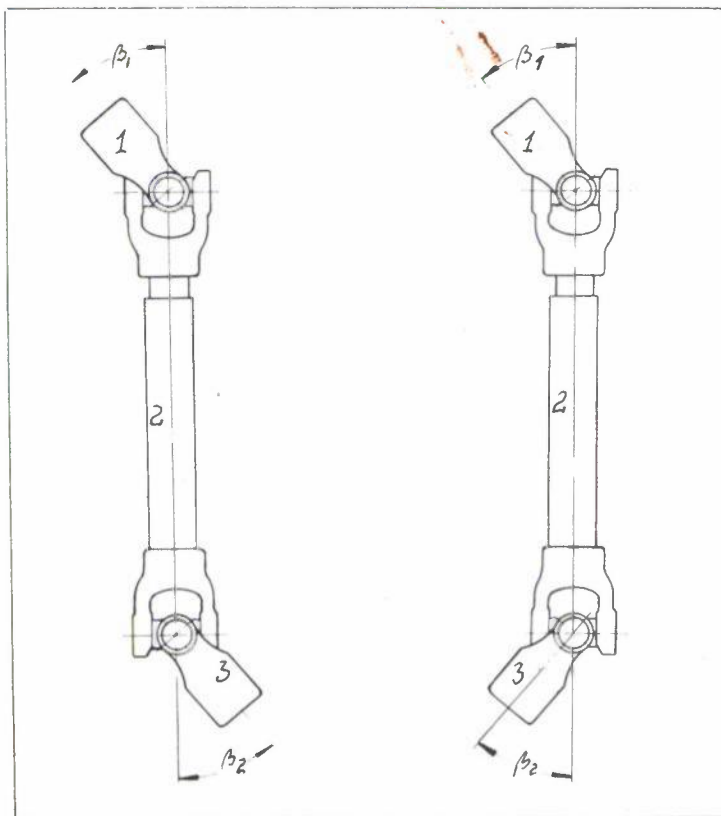


Retardasjonen og akselrasjonen i aksel 2 fører til svingninger som vil forplante seg til redskaper som skal drives av kraftoverføringsakselen. Det varierende dreiemoment M_2 vil også forårsake et bøyemoment på kraftuttaksakselen. Momentet, det såkalte effektløse moment, vil belaste lagrene til drivakselen og den drevne aksel. Disse lagrene vil også bli belastet av aksialkrefter som skyldes skyvemotstand i eventuelle teleskoprøraksler.



Vektordiagrammet viser maksimums- og minimumsverdiene til det effektløse moment i løpet av en omdreining.

Svingningene i aksel 2 behøver ikke å bli overført til redskapen dersom det kobles inn et universalledd mellom aksel 2 og redskapen.



Uttrykkene for tilbakelagte vinkler:

$$\frac{\tan \Psi_1}{\tan \Psi_2} = \frac{1}{\cos \beta_1}$$

$$\frac{\tan \Psi_2}{\tan \Psi_3} = \cos \beta_2$$

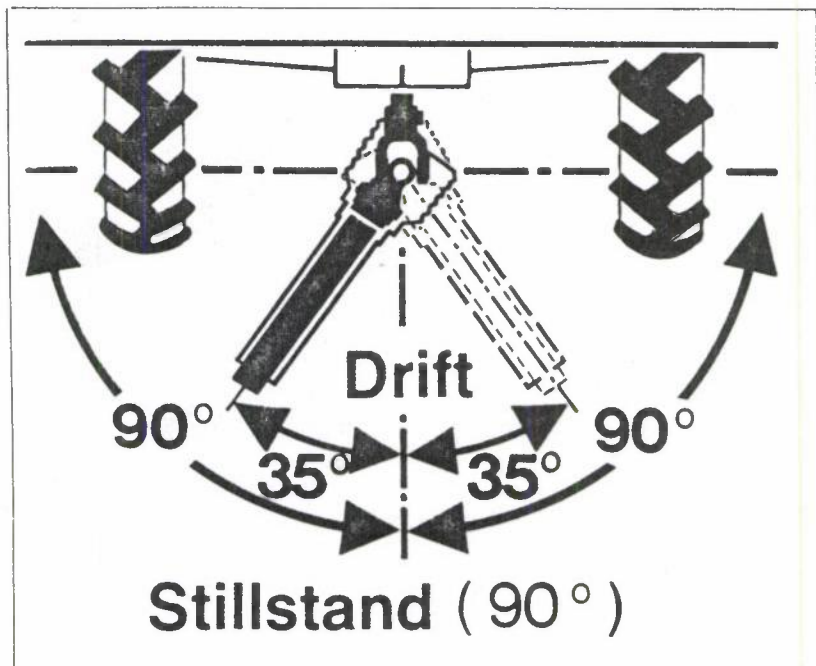
Dersom $\beta_1 = \beta_2$ er

$$\tan \Psi_1 = \tan \Psi_3 \text{ dvs. dreievinkelen}$$

til aksel 1 er til enhver tid lik dreievinkelen til aksel 3. Dette kan ordnes som vist på figuren med en W-vinkel eller en Z-vinkel.

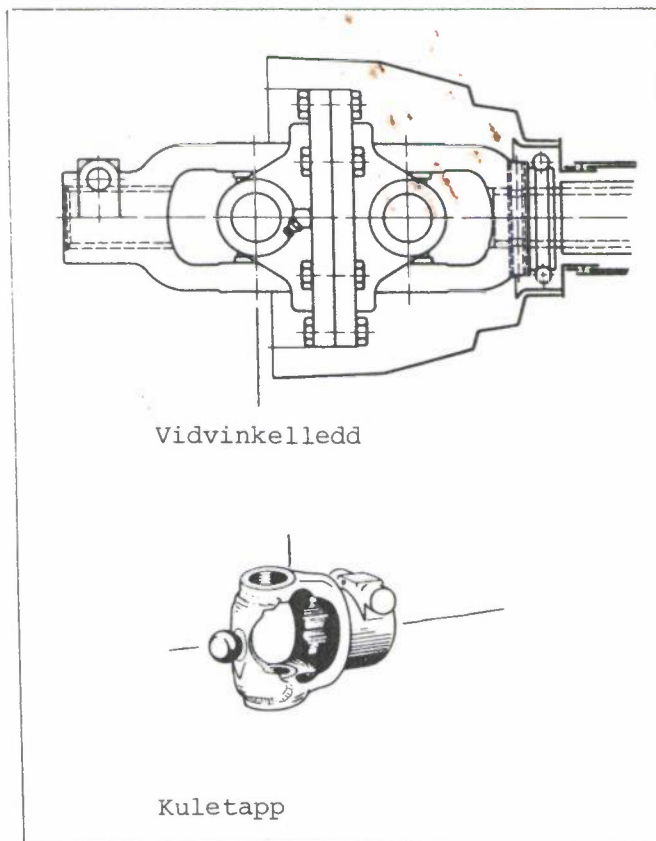
Med to universalledd med avvinklinger som vist på figuren vil det som vi ser oppstå uheldige svingninger bare i mellomakselen.

b) Vidvinkelledd.



Vinkelhastigheten til mellomakselen vil svinge med amplituder som øker med større avvinkling. Store amplituder er uheldig. Ved et vanlig universalledd bør akselvinkelen ikke overstige 35° under drift og 90° ved stillstand.

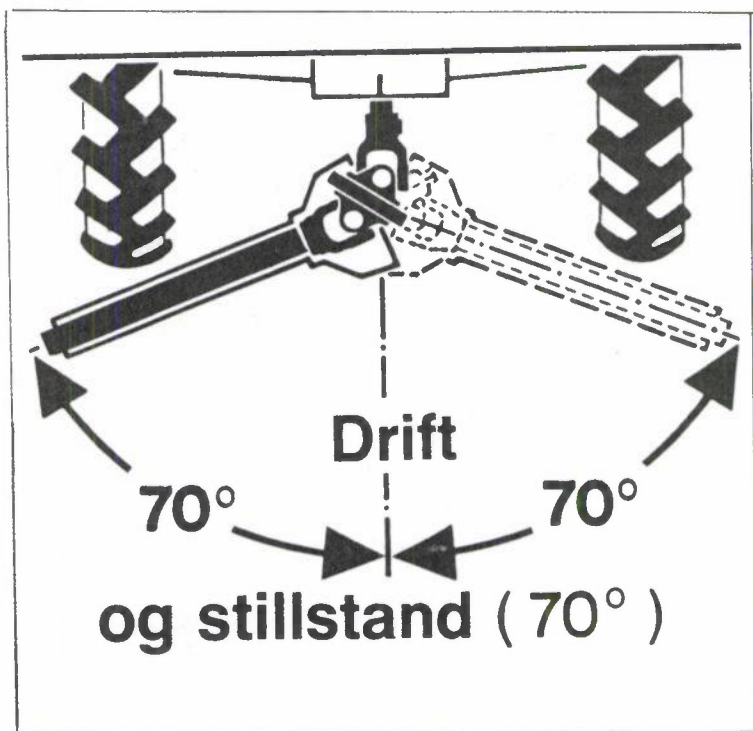
I det foregående har vi vist at ved to universalledd med like avvinklinger kan vi unngå svingninger i utgående aksel.



Dersom vi bygger inn en kort mellom-
aksel i et ledd der vinklene inn og
ut kan tvangsstyres slik at de blir
like store vil det ikke oppstå sving-
ninger i utgående aksel.

Dette blir gjort i det såkalte vid-
vinkelledd.

En kuletapp fra gaflene på inn- og ut-
gående aksel styrer det korte mellom-
stykket slik at vinklene inn og ut
blir like store.



Ved bruk av vidvinkelledd kan det
tillates akselvinkler opptil 70°
ved stillstand og drift.

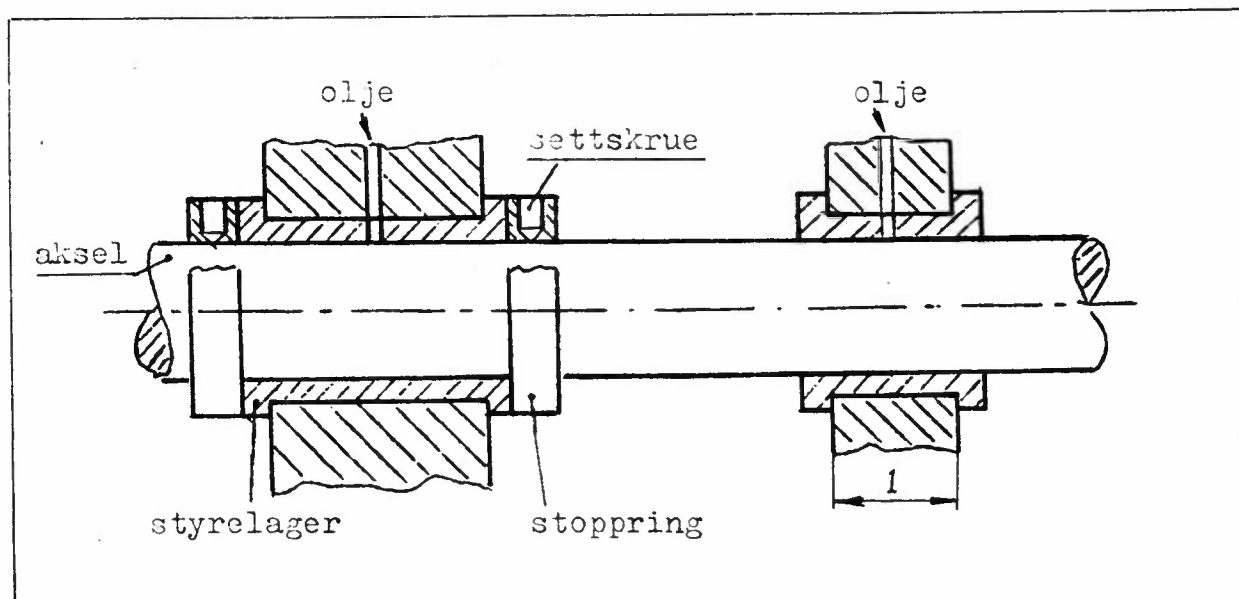
Nå er det også kommet en vidvinkel
kraftoverføringsaksel som kan over-
føre effekt ved en akselvinkel på
 90° .

X. Lager.

Et lager tjener som understøttelse for aksler eller andre roterende deler. Lager som hovedsakelig skal motstå krefter med retning tvers på akselen kalles radiallager. Med kraftretning langs etter akselen brukes aksiallager. Radiallager kan i regelen også oppta mindre aksielle krefter. Vi skiller mellom glidelager og rullingslager.

1. Glidelager

I glidelager glir de bærende flater mot hverandre. De bærende flater er mer eller mindre skilt fra hverandre med et smøremiddelsjikt. For langsomtgående bevegelser og mindre belastninger finnes det også glidelager uten smøring.



Styrelageret og stoppringene tar opp aksielle krefter. Ved det andre lageret bør akselen kunne bevege seg i aksiell retning.

Ved valg av lagertype er det naturlig å trekke frem fordeler og ulemper ved glidelager sammenlignet med rullingslager:

Fordeler

- Smørehinnen svingnings-, støy- og støtdempende,
- mindre smussømfintlig,
- mindre ytre diameter,
- grovere pasning mulig,
- enkel i oppbygning og mulig å dele,
- betydelig billigere ved store diametre.

Ulemper

- a) Større startfriksjon,
- b) større forbruk av smøremiddel (unntakelser),
- c) større påpasselighet med smøring,
- d) tillatelig belastning avhengig av flere faktorer: smøringsmetode, varmeoverføring, tillatelig slitasje, omdreiningstall, akselmateriale og overflate.

2. Lagerfriksjon ved glidelager

Tørr friksjon $\mu = 0,14 - 0,25$

Grensesmøring $\mu = 0,02 - 0,1$

Hydrodynamisk smøring

$$\mu = k_2 \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p}}$$

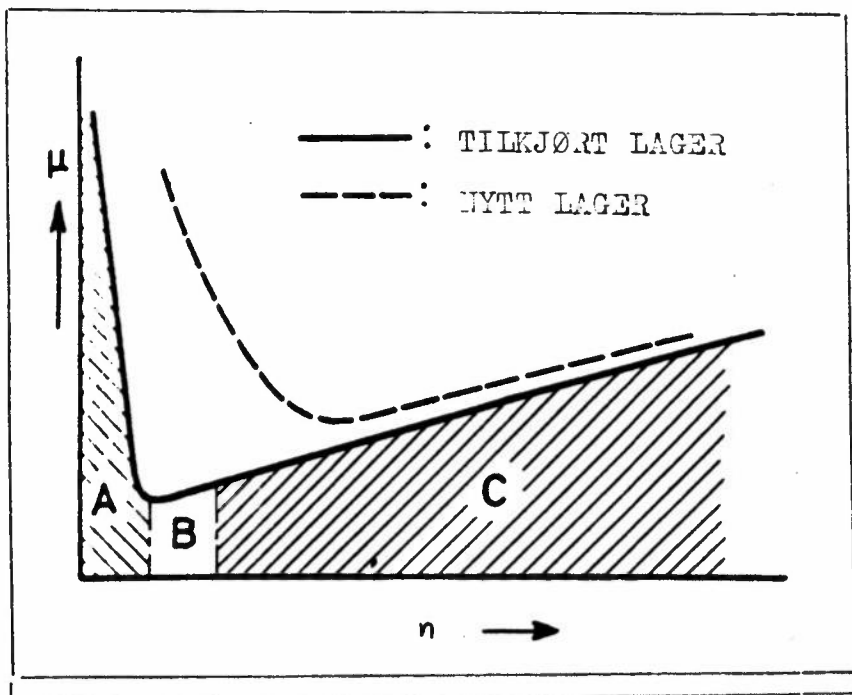
Når to flater som er smurt beveger seg i forhold til hverandre vil vi ha tørr friksjon i det vi starter. Ved raskere bevegelse vil smøremidlet skille flatene og gi grensesmøring. Når flatene er helt adskilt er det friksjonen i smøremidlet som bestemmer friksjonen og smøringen kalles hydrodynamisk. Friksjonskoeffisientenes størrelse angis relativt med pilens lengde (se figur til venstre). k_2 avhenger av oljefilmens tykkelse og forholdet l/d der l = lagerlengde og d = aksialdiameter

η = den dynamiske viskositet

$p = \frac{F}{d \cdot l} = \text{flatetrykk}$

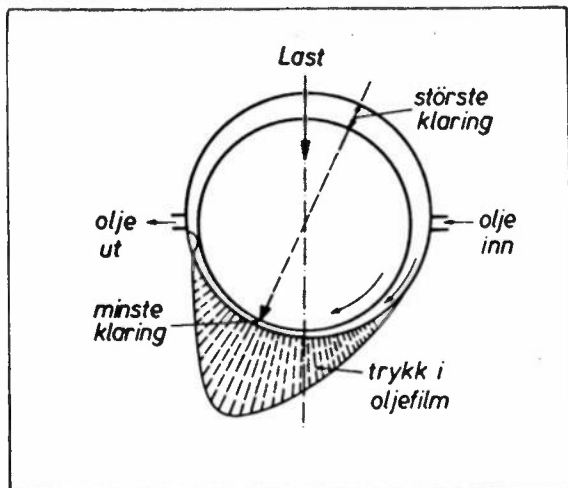
F = kraften på lageret

ω = vinkelhastighet



Diagrammet viser friksjonskoeffisienten i avhengighet av hastigheten mellom flatene eller turtallet dersom det er en aksel i et lager.

- A. Grensesmøringsområde
- B. Kritisk område med overgang fra tørr friksjon til væskefriksjon
- C. Hydrodynamisk smøring.



Oljen kommer inn under akselen og løfter denne når akselen roterer. Trykkmaksimum oppstår like før minsteklaring. Smørespore i lagerets belastningssone forstyrrer trykkforløpet og nedsetter bæreevnen sterkt.

Lagerforholdet l/d varierer mellom 0,4 og 1,0 og er avhengig av flatetrykk, turtall og lagermateriale.

3. Lagermaterialer.

De krav en setter til lagermateriale er følgende:

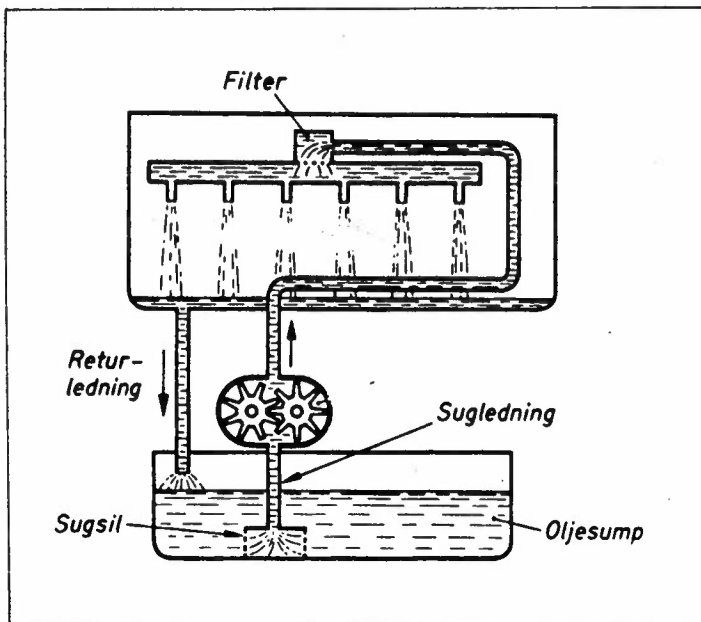
- 1) Gode glideegenskaper, plastisk så det kan tilpasse seg mulige formendringer og skjevstilling hos tappen, binde seg godt til smørestoffet, ikke for stor friksjon ved start og stopp, bør ikke kunne skjære seg fast i akseltappen.
- 2) Tilstrekkelig styrke og hardhet også ved høyere temperaturer, må tåle trykkstøt.
- 3) God varmeledningsevne og lav varmeutvidelseskoeffisient.

Ingen legering oppfyller ovennevnte krav, derfor er et kompromiss nødvendig.

- a) Hvittmetaller, (blylegering) ved lave lagertrykk.
- b) Bronse, hårdere enn a), dårligere innkjøringsegenskaper, brukes ved høyere lagertrykk.
- c) Blybronse, gode glideegenskaper tåler høyt flatetrykk opptil 20 N/mm^2 , dårlige innkjøringsegenskaper.
- d) Sjølsørende lager (Viktig i landbruksmaskiner) av sinterlegeringer (fremstilt av metallpulver med grafittilsetning). Ved glødeprosess sintres metallkornene sammen. Legeringen kan gjøres meget porøs, og lagerforingen kan suge opp en betydelig oljemengde. Oljen presses ut mot lagerflaten under drift p.g.a. oppvarmingen. Under stillstand suges oljen inn i porene igjen (Glacierlager).
- e) Plastlagermateriale.
Inndeles i to typer, duroplast (varmeherdende) og termoplast (varmemykende). Disse materialer har gode glideegenskaper, men dårlig varmeledningsevne og derfor har de begrenset anvendelse. Fordelen er at de kan brukes uten smøremiddel ved lave omdreiningstall og mindre belastninger. Mye brukt i landbruksmaskiner, til frem- og tilbakegående bevegelser.
- f) Tre. (Ek, ask, bøk) brukes også ved lavere belastninger og omdreiningstall. (Veivaksler i halmristere). Billige og lett utskiftbare. Bør smøres.

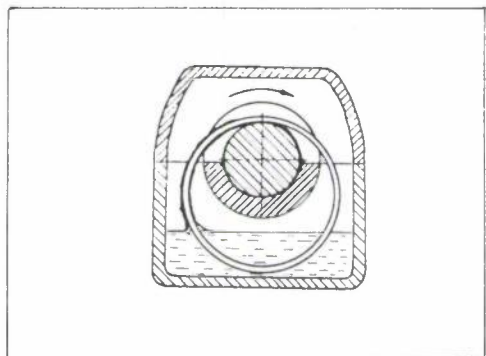
4. Smøremetoder

a) Trykkoløpssmøring



Denne smøring baseres på en bærende væskefilm mellom aksel og lager og trenger rikelig med olje under trykk. Oljen samles opp igjen. Anvendes i forbrenningsmotorer, dampturbiner m.m.

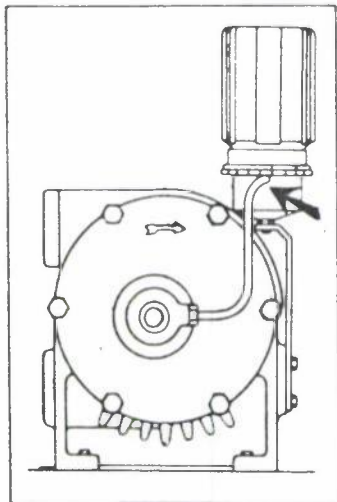
b) Ringsmøring



Ringsmøring er også en omløpssmøring. En eller flere ringer ligger rundt akselen og trekker med seg olje over akselen slik at lageret blir smurt. Ringen kan også være fast. En kjede kan også brukes til å føre olje fra bunnpanna og til lageret.

c) Plaskesmøring brukes i stempelmaskiner der råden blir forskynt med en pinne som plasker ned i oljebadet slik at sylindrløpebane og rådelager blir smurt.

d) Dråpesmøring kan skje fra en beholder med olje som ved tyngdekraft, sug, kapillarvirkning transporteres til lageret. I rotasjonsvakuumpumper suges oljen fra beholder til pumpehus (se bilde til venstre).



Dråpesmøring kan skje med vanlig oljekanne.

e) I vekesmøring utnyttes kapillarkraften i tvunnet ullgarn til å føre olje fra beholder til smørested. Oljen renses i garnet som må rengjøres eller skiftes med jevne mellomrom.

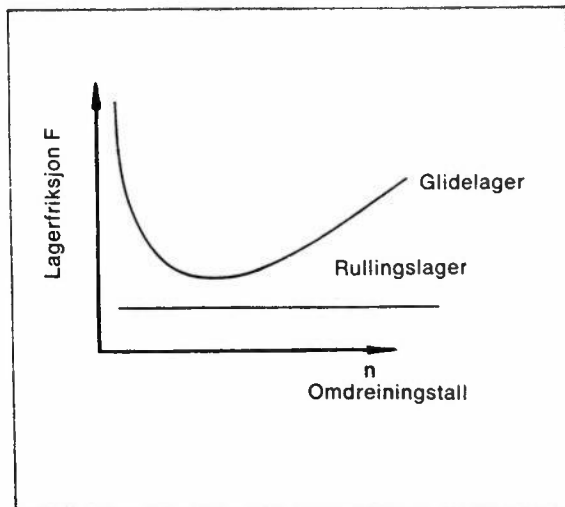
f) Fettsmøring. Metoden krever fettpresse og smøre- nipler med innebygd kuleventil. Fettet beskytter mot inntrengning av støv og forurensning. Den beste smøring har vi når fett er smeltet ($60 - 85^{\circ} \text{C}$).

5. Rullingslager

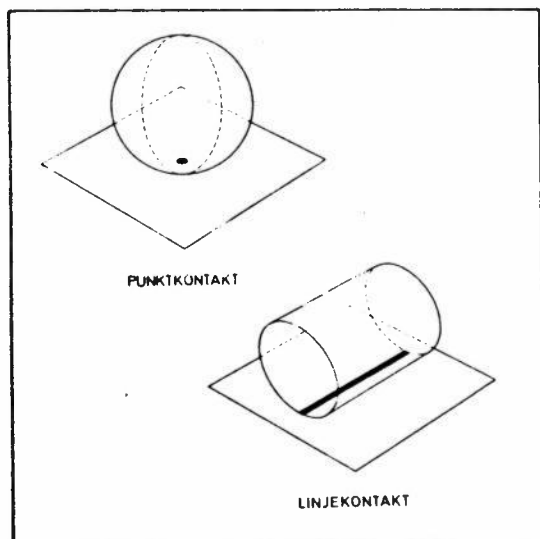
Det er særlig rullingslagrenes lave friksjon som har ført til disse lagres store utbredelse. For å kunne forklare dette må man betrakte rullingslagrenes virkemåte sammenlignet med glidelagrenes. I et glidelager glir akselen på en mer eller mindre god oljefilm i forhold til foringen eller lagerskålen.

I et rullingslager ruller den ene ringen på rullelegemer i forhold til den andre.

Ved en konstant belastning er friksjonen i et glidelager sterkt varierende med omdreiningstallet, mens den i et rullingslager er så godt som konstant. Dette er anskueliggjort i etterfølgende diagram.



Betraktes kurven for glidelagerets friksjon, ser man at friksjonen i startøyeblikket er meget stor. Dette skyldes den metalliske kontakt som er til stede mellom aksel og lagerskål i startøyeblikket. Så snart akselen roterer, vil oljen danne en oljefilm mellom aksel og lagerskål, og friksjonen synker sterkt. Ved økende hastighet stiger friksjonen igjen i lageret, idet friksjonen i oljen stiger. Dette forårsaker en økt varmeutvikling.

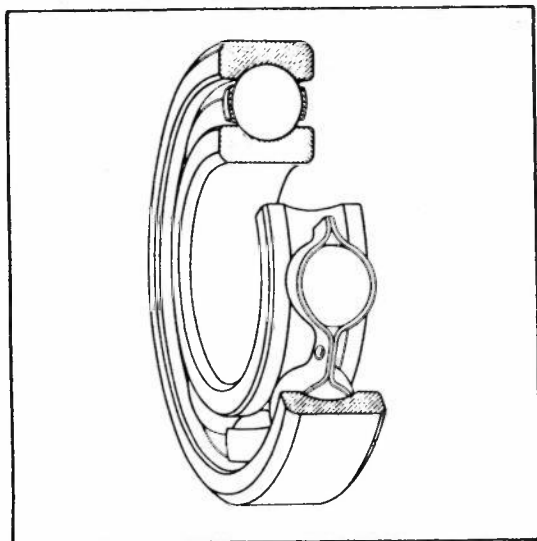


Rullingslagrene inndeles i kulelager og rullelager.

I kulelagrene overføres kreftene gjennom kuler som har punktkontakt med løpebanen. Disse lagrene kan ikke belastes like mye som rullelagrene der rullene danner en linjekontakt med løpebanen.

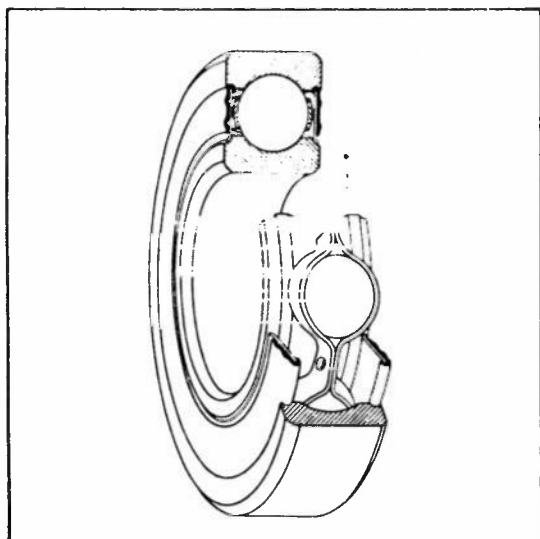
Rullelagrene har derimot en større friksjon enn kulelagrene.

6. Rullingslagertyper.



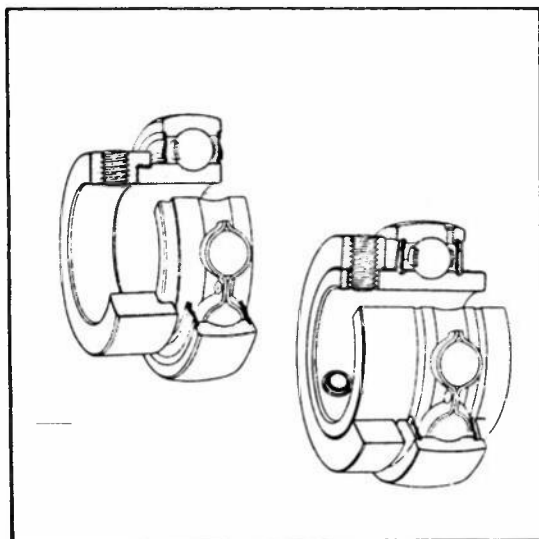
a) Enradete sporkulelager har i hver ring et dypt løpespor. De har derfor temmelig stor bæreevne både i radial- og aksial retning og egner seg godt for alle belastningsretninger. Ved høye omdreiningstall kan de være mer egnet til å oppta aksialbelastninger enn aksialkulelager.

Denne lagertype er uten tvil det mest utbredte lager. Det krever lite smøring og ettersyn.

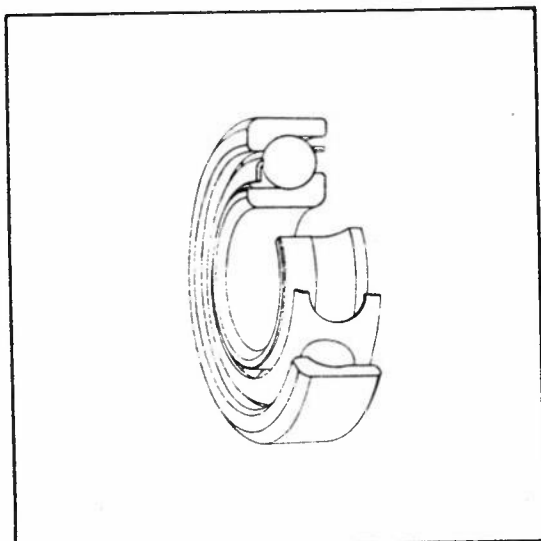


Sporkulelager med dekkplater eller gummitetninger.

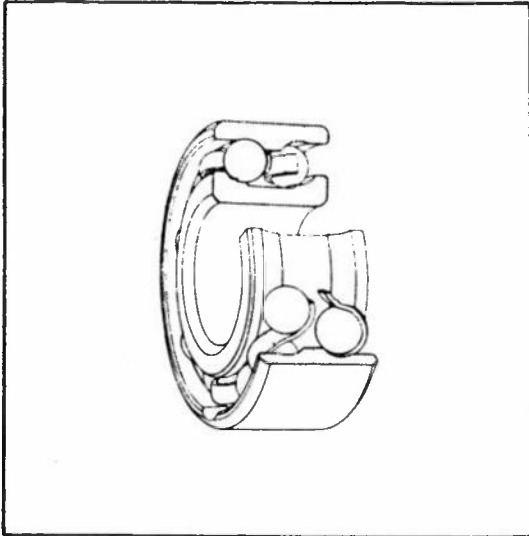
Sporkulelager med dekkplate (Z, 2Z) eller gummitetninger (RS, 2RS) fremstilles for på en enkel og plassbesparende måte å gi en god tetning der hvor lagerhustetningen ikke er tilstrekkelig. I spesielle tilfeller kan lagerhustetningene helt unnværes.



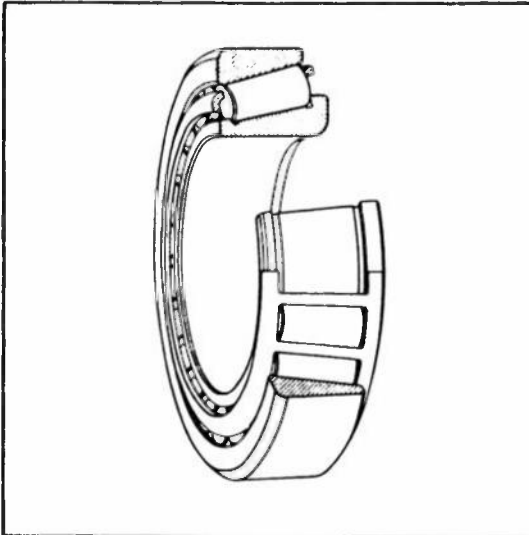
Y-lager er et sporkulelager der ytterringen er utvendig sfærisk og innstillbar i et lagerhus med motsvarende sfær. Skjevheter i monteringen vil bli utjevnet i et slikt lager. Y-lageret har som regel en forlenget innerring med en låseanordning så lageret kan låses på akselen.



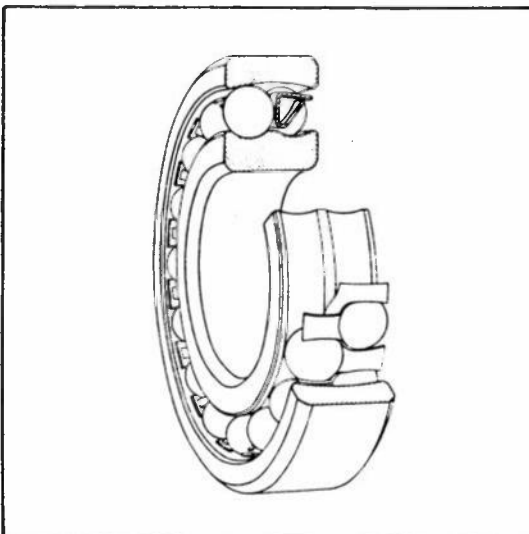
b) Vinkelkontaktkulelager er utført slik at de er spesielt egnet til å kunne ta opp foruten radial belastning, også en stor aksial belastning i en retning. Ved montering må man være oppmerksom på at lageret vendes riktig og at det settes mot et annet lager som kan ta opp aksialkraften i motsatt retning.



Toradet vinkelkontaktlager kan ta opp store aksielle krefter i begge retninger. Noen opplagringer utføres med bare et slikt lager. Et hjul til en personbil kan f.eks. lagres i et slikt lager.

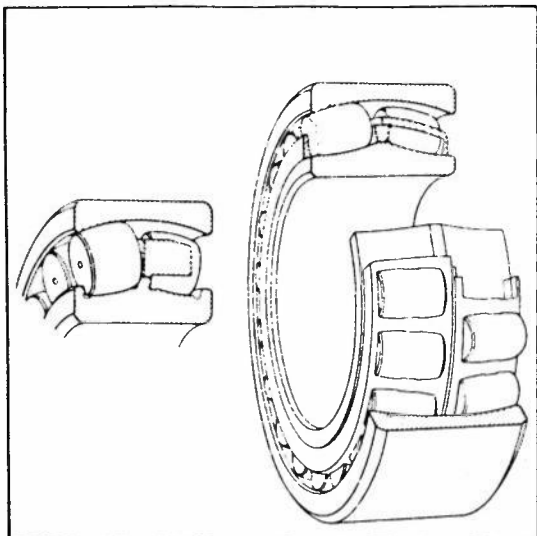


Konisk rullelager er særlig beregnet til å oppta kombinerte belastninger. Bæreevnen er stor både radiaalt og aksielt. Da lagrene bare styrer aksielt i én retning, monteres de parvis. Innerringen mot rullene og ytterringen kan monteres hver for seg. Anvendes mye i bilindustrien.

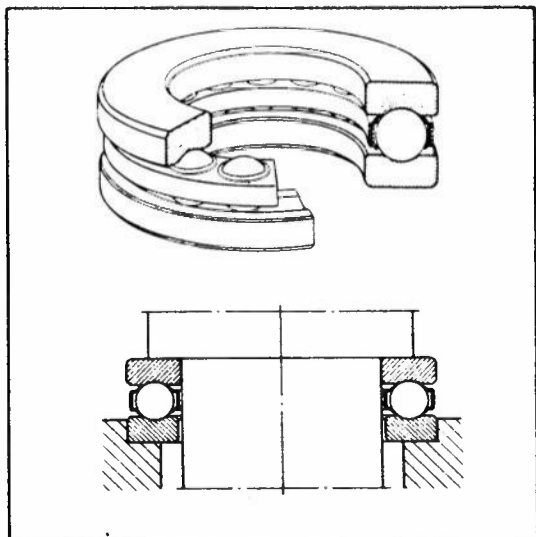


c) Sfæriske lager.

Det sfæriske kulelager har to rader kuler som løper i hvert sitt spor i innerringen og mot en felles sfærisk ytterring. Innerringen med kuler kan fritt innstille seg i forskjellige vinkler i forhold til ytterringen. Lagertypen er ufølsom for mindre skjevstillinger av akselen i forhold til lagerhuset, som kan oppstå ved monteringsfeil eller fjæring i akselen under belastning.

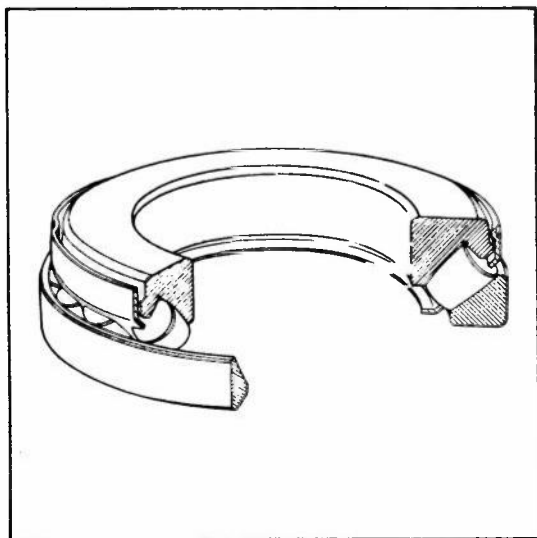


Sfæriske rullelager er selvinnstillende på samme måte som sfæriske kulelager. Lagrene har stor radial bæreevne, og for de brede seriers vedkommende tillates også stor aksial belastning.

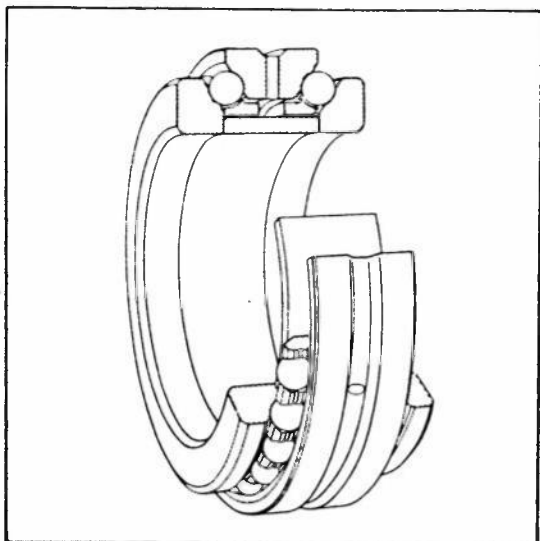


d) Aksiallager.

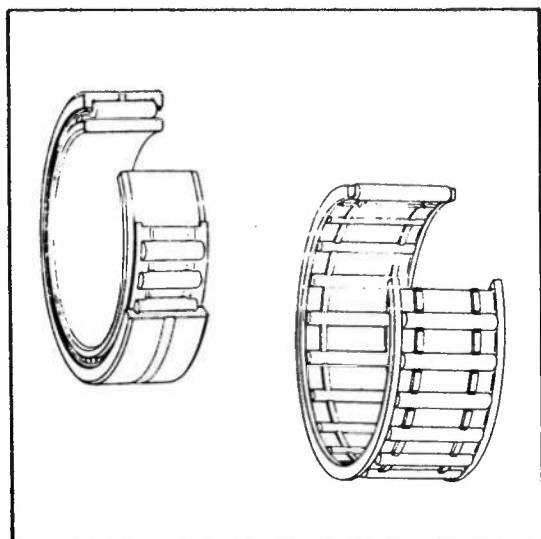
Enkeltvirkende aksialkulelager er bare beregnet til å ta opp aksialbelastning i én retning og må ikke belastes radially. Lagertypen utføres også med sfærisk underlagsbrikke for utjevning av eventuelle skjevheter mellom lagerhus og aksel ved montering.



Sfæriske aksiالرullelager har sfærisk løpebane i den stillestående ring og er selvinnstillende i likhet med de sfæriske radiallager, mindre skjevheter med oppretting av lagerhuset kan derfor tillates. Deres aksiale bæreevne er meget stor, og til forskjell fra andre aksiallager, kan de også oppta radiale belastninger. De tåler forholdsvis store omdreiningstall.



Vinkelkontaktkulelageret har to kulerader og er dobbeltvirkende. Det kan overføre aksiallast i begge retninger. Lageret kan anvendes ved høyere turtall enn det enkeltvirkende aksialkulelageret. Lageret brukes mye som aksialstyrende lager for arbeids-spindler i verktøymaskiner.



e) Nålerullelageret har lange nålelignende ruller. Det anvendes der det er liten plass i radiell retning. I noen tilfeller lar man rullene rotere direkte mot akselen. Det forekommer også at man bruker en krans av ruller som blir holdt sammen av en holder. Nålerullelageret kan i regelen ikke overføre aksialbelastning.

7. Dimensjonering av rullingslager

Beregning av passende lagerstørrelse baseres på de forekommende lagerbelastninger samt den ønskede levetid for lageret ved et bestemt omdreiningstall.

De opplysninger om lagernes bæreevne og levetid, som angis av SKF, forutsetter at lagrene arbeider under ideelle forhold, hvilket vil si at lagerinnbygningene og pasningene er riktige, smøringen korrekt, og at støv og andre forurensninger ikke trenger inn i lagrene.

I de følgende beregningseksempler er bare omtalt sporkulelager. Vedrørende beregning av andre lagertyper, henvises til SKF's hovedkatalog.

Bæreevne

Den dynamiske bæreevne C i kg anvendes ved dimensjonering av lager som roterer. Dette tall angir den konstante belastning på lageret, ved hvilket 90 % av lagrene oppnår en minimumslevetid på 1 mill. omdreininger. De fleste lager oppnår dog en betydelig lengere levetid enn den beregnede. Ved levetid forstår man det antall omdreininger (eller antall driftstimer ved et gitt konstant omdreiningstall), lagrene oppnår innen de viser tegn på utmatning i lagerringenes løpebaner.

Det statiske beregningstall C_0 i kg anvendes ved dimensjonering av lager som belastes under stillstand. C og C_0 tas fra lagerkatalog.

Beregning av levetid og lagerstørrelse

Ved beregning av rullingslager anvendes to fremgangsmåter.

Enten velger man en lagerstørrelse og beregner levetiden, eller man velger levetiden og beregner lagerstørrelsen. (Levetid for landbruksmaskiner fra 4 000 til 8 000 timer.)

For å kunne beregne et rullingslagers levetid eller størrelse, er det nødvendig å kjenne de effektive belastninger som konstant påvirker lageret såvel radiallyt som aksialt. Den teoretiske lagerbelastning beregnes vanligvis ut fra den effekt som tilføres maskinen.

Ved bestemmelse av de effektive lagerbelastninger, må man ta hensyn til de tilleggskrefter som oppstår i maskinen. Eksempelvis er remmenes forspenning av betydning ved remtrekk, og ved tannhjulsutvekslinger vil feilaktig tanndeling, selve tannformen samt tannkransens eksentrisitet i forhold til akselen - kunne spille inn. Ved urolig arbeidende maskiner må man regne med tilleggskrefter i form av støt som kan oppstå såvel i drivmaskineriet som i arbeidsmaskinen.

Beregning av lagerbelastning P for radiallyager

Den i tabellen oppgitte dynamiske bæreevne C i kg er ved radiallyager basert på ren radial belastning. Forekommer det ved radiallyager både radiale og aksiale belastninger, må den aksiale belastning omregnes til en radialkraft som sammen med den virkelige radialkraft har samme innflytelse på lagerets levetid som de i virkeligheten forekommende krefter.

Denne tenkte radialkraft kalles den ekvivalente belastning og beregnes etter følgende ligning:

$$P = XF_r + YF_a$$

P = den ekvivalente lagerbelastning i N

F_r = den virkelige radiale belastning i N

F_a = den virkelige aksiale belastning i N

X = lagerets radialfaktor

Y = lagerets aksialfaktor

Faktorene X og Y

Kulelager

Lagertype	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$ ¹⁾		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Sporkulelager				2	0,22
Serie 60, 62, 63	$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$			1,8	0,24
	= 0,04			1,6	0,27
	= 0,07	1	0	1,4	0,31
	= 0,13			1,2	0,37
	= 0,25			1	0,44

1) For $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ er $P = F_r$.

Den ekvivalente lagerbelastning P er således aldri mindre enn den radiale belastning F_r .

2) For sporkulelager er faktorene X og Y avhengig av aksialbelastningens størrelse.

De varierer i størrelse avhengig av $\frac{F_a}{C_0}$ hvor C_0 er lagerets statiske bæreevne (fra lagerkatalog).

Levetidsformel

Nominell levetid i timer ved konstant turtall

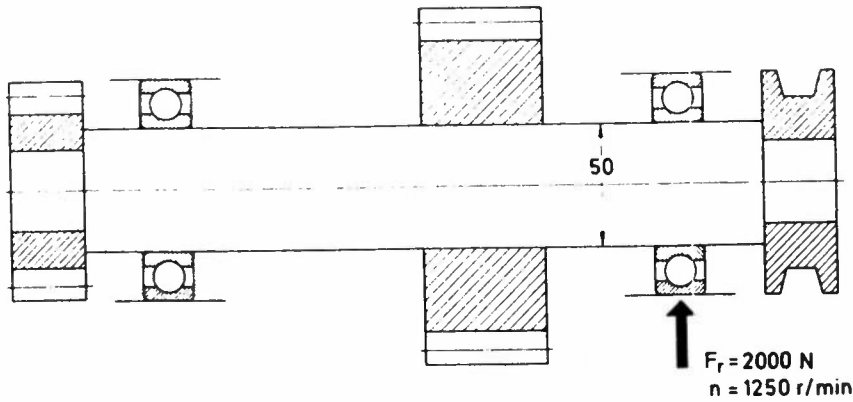
$$L_h = \frac{10^5}{6 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad n = \text{turtall (min}^{-1}\text{) og}$$

p = eksponent som for kulelager er lik 3 og for rullelager er lik 10/3.

Eksempel

Det skal velges sporkulelager til en transmisjon der man har beregnet største lagerbelastning til $F_r = 2000$ N.

Akselen skal rotere med et turtall på 1250 min^{-1} og levetiden er valgt til ca. 16 000 timer.



Løsning:

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{L_h \cdot 6 n}{10^5} \right)^{1/3} = \left(\frac{16\,000 \cdot 6 \cdot 1250}{10^5} \right)^{1/3} = 10,6$$

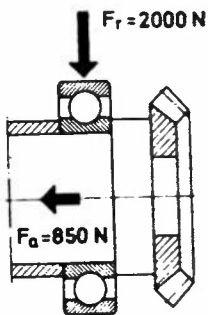
$P = XF_r + YF_a = F_r$ da det bare er radiell belastning $C = 10,6 \cdot 2\,000 =$
21 200 N

I lagerkatalogen kan vi finne et lager som har indre diameter $d = 50 \text{ mm}$ og dynamisk bæreevne 21 200 N. Lager 6210 oppfyller disse ønsker da det har en dynamisk bæreevne $C = 27\,000 \text{ N}$.

Eksempel

Vi utsetter lageret fra foregående eksempel for en aksial belastning

$F_a = 850 \text{ N}$ i tillegg til den radielle belastning. Spørsmålet er nå om sporkulelageret 6210 med denne belastning kan oppvise en levetid på 16 000 timer.



Løsning: Ekvivalent belastning $P = XF_r + YF_a$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{850}{19\,600} = 0,0433 \text{ (} C_0 \text{ fra katalog)}$$

Dette gir $e = 0,24$ (se tabell på s.108)

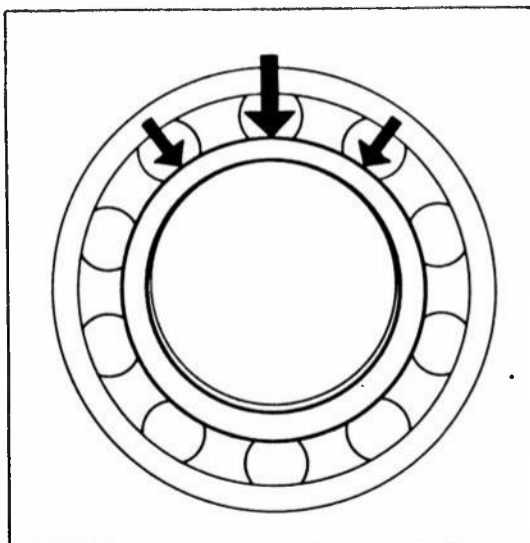
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{850}{2\,000} = 0,425 > e \text{ som gir } X = 0,56 \text{ og } Y = 1,8.$$

$$P = 0,56 \cdot 2\,000 + 1,8 \cdot 850 = 2650 \text{ N}$$

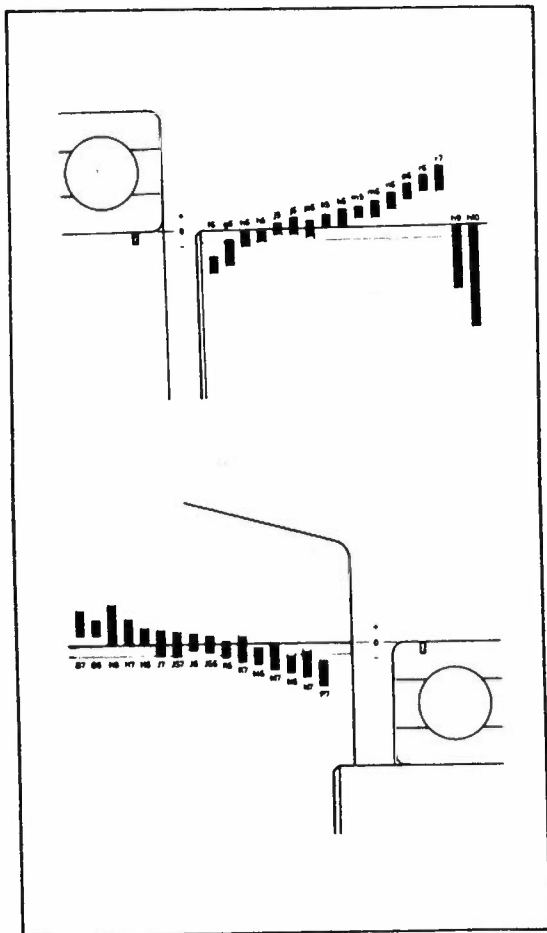
$$\frac{C}{P} = \frac{27\,000}{2\,650} = 10,4 \text{ som gir en levetid } L_h = \frac{10^5}{6 \cdot n} \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{10^5}{6 \cdot 1250} (10,4)^3$$

= 15 000 timer som ligger svært nær ved den ønskede levetid på 16 000 timer.

8. Pasninger for rullingslager.



Hvor fast skal pasningen være? Den faste pasningen hos en innerring blir mindre fast desto større belastningen er da ringen deformeres plastisk. Pasningen må derfor være anpasset til belastningens størrelse. Desto større belastningen er og desto mer støtvis den forekommer jo fastere må pasningen være ved roterende belastning.



Toleransene for inn- og ytterdiametrene hos rullingslagrene er fastlagt internasjonalt. Toleransene blir valgt fra ISO-pasningssystem. Til rullingslager bruker man bare et lite utvalg av ISO-pasningene. Figuren viser skjematisk hvordan akseltoleransene ligger i forhold til lagerets boring. Toleransene f - j gir mer eller mindre løs pasning på akselen mens toleransene k - r gir faste pasninger.

Toleransene G - K i lagerhuset gir ytterringen mer eller mindre løs pasning mens M - P gir en fast pasning.

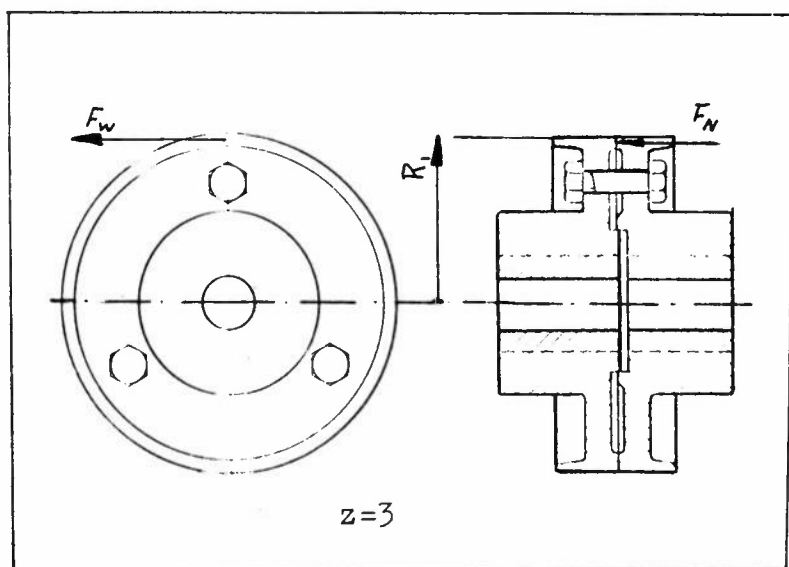
XI Akselkoblinger

Akselkoblinger er maskindeler som overfører roterende bevegelse fra en akselende til en annen. Koblingene kan deles inn i

faste koblinger,
bevegelige koblinger
og utløsbare koblinger.

1. Faste koblinger

Ved helt faste koblinger kan akslene ikke røre seg i forhold til hverandre.



Denne type kobling brukes der det av en eller annen grunn er ønskelig å dele akslene, f.eks. ved meget lange aksler (transport, montasje, m.m.).

Momentet bør kunne overføres ved friksjon mellom koblingshalvdelene.

Kjenner vi effekten P og turtallet n kan vi finne momentet M_v .

$$M_v = 9950 \frac{P(\text{KW})}{n(\text{min}^{-1})} \quad (\text{Nm})$$

Betingelsen for at M_v skal kunne overføres ved friksjon er at friksjonskraften

$$F_w \geq \frac{M_v}{R_1} \quad \text{der } R_1 \text{ er radien ut til midten av anleggsflaten.}$$

$F_w = \mu F_N \cdot z$ der μ = friksjonskoeffisienten mellom flatene, F_N = normalkraften og z antall bolter. For å være sikker på at friksjonskraften skal overføre dreiemomentet må tilsettingskraften for boltene være

$$R = F_N \geq \frac{M_v}{\mu \cdot z \cdot R_1}$$

Ved montering bør det brukes en momentnøkkel og et tilsettingsmoment

$$M_t \geq R \cdot \tan(\alpha + \rho^1) \frac{M}{2} + M_a$$

M_a = Moment for å overvinne friksjon mellom mutter og underlag (erfaringsverdi)

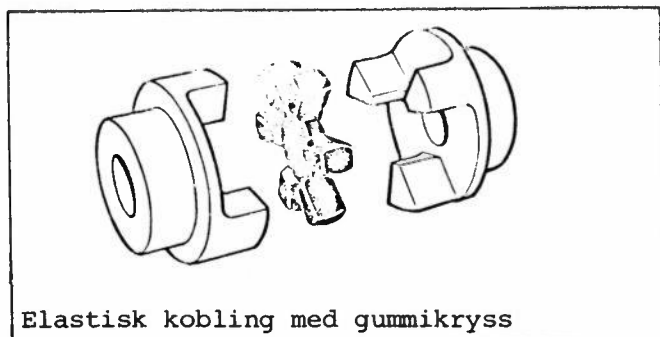
M = boltenes midtdiameter.

Dersom ikke tilsetningskraften er stor nok kan boltene bli utsatt for avskjæring med en avskjæringskraft

$$Q = \frac{M_v}{R_1 \cdot z}$$

2. Bevegelige koblinger.

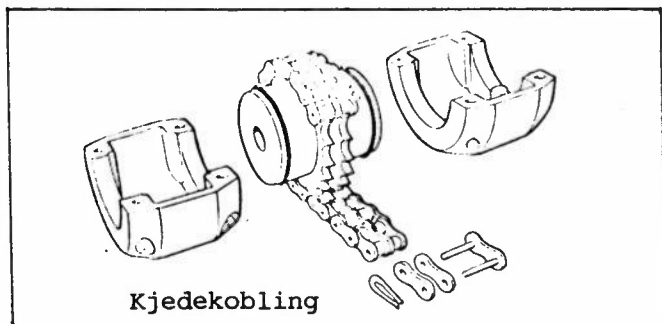
Dersom akselendene beveger seg i forhold til hverandre må koblingen kunne ta opp denne bevegelse. Det er f.eks. vanskelig å montere to aksler som hver er lagret på to lager slik at senterlinjene flukter. De bør forbindes med hverandre gjennom en bevegelig kobling ellers vil det lett oppstå spenninger i akselene ved montasje, spenninger som vil føre til vekslende belastning under drift. Forbindelseelementet er ofte elastisk og kan ta opp støt og svingninger.



Elastisk kobling med gummikryss

Kjedekoblingen er også en bevegelig kobling som kan ta opp små skjevheter mellom akselene.

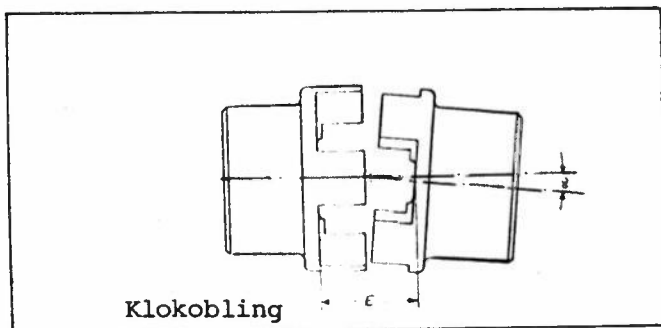
Kraftoverføringsakselen med universal-ledd er å betrakte som en bevegelig kobling (se s. 90).



Kjedekobling

3. Utløsbare koblinger.

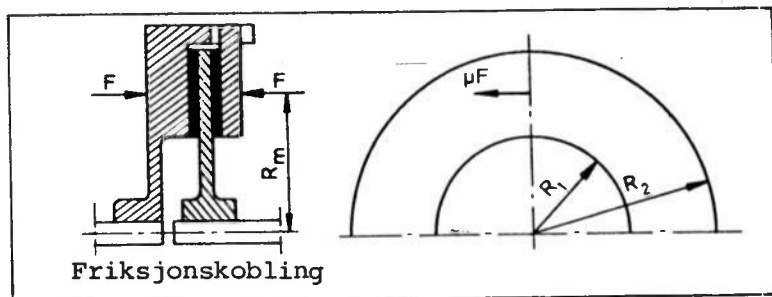
Den enkleste bevegelige koblingen er klokoblingen. Koblingshalvdelene er utstyrt med klør som griper inn i hverandre. Den ene halvdel er bevegelig langs akselen på kiler eller lignende slik at inn- og utkobling er mulig. Innkobling kan bare skje under stillstand. Når begge halvdelene er fast på akselene fungerer klokoblingen som en bevegelig kobling.



Klokobling

I friksjonskoblingene overføres momentet ved hjelp av friksjonen mellom to

eller flere flater. Inn- og utkoblingen og akselerasjon av den ene skive oppnår man ved å regulere normalkraften mellom flatene. Lamellkoblingen er den vanligste friksjonskobling.



Friksjonskobling

Momentet som kan overføres: $M_V = 2 \mu \cdot F_N$ når det er 2 friksjonsflater. For x friksjonsflater

$$M_V = x \cdot \mu \cdot F_N \cdot R_m \qquad R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Friksjonskoeffisienten er avhengig av hva slags materiale det er i friksjonsflatene og av temperaturen. Er materialet i lamellene asbest- eller pulvermetallurgisk og trykkplatene stål eller støpejern kan friksjonskoeffisienten ligge mellom 0,35 og 0,45. Opp til 200° C er friksjonskoeffisienten stort sett konstant for så å synke raskt ved høyere temperaturer. Den maksimale normalkraft F_N begrenses av det tillatte flatetrykk for materialet

$$p = \frac{F_N}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}$$

Tillatte flatetrykk for asbestmateriale	$p \approx 0,25 \text{ N/mm}^2$
for pulvermetall, tørr	$p \approx 0,50 \text{ N/mm}^2$
" " , våt	$p \approx 1,0 \text{ N/mm}^2$

En sentrifugalkobling overfører fullt moment først når turtallet når opp på en viss verdi. Ved lavere turtall slurer koblingen. Denne type kobling brukes der arbeidsturtallet ikke endrer seg nevneverdig f.eks. ved motorsager, plenklippere, motorsprøyter m.m. De kan også med fordel brukes mellom en asynkronmotor og arbeidsmaskin for å unngå at asynkronmotoren skal starte under belastning. Asynkronmotoren har som kjent et lavt startmoment. I sentrifugalkoblingen blir vektor slynget ut mot et koblingshus når den ene aksel roterer. Sentrifugalkraften $C = m \cdot r \cdot \omega^2$ er da normalkraften slik at friksjonskraften er μC . m = vektens masse og ω akselens vinkelhastighet.

De hydrauliske koblingene fungerer i prinsippet som en sentrifugalkobling. Når akselen blir satt i gang presses det olje fra et pumpehjul og over i et turbinhjul, som derved blir satt i bevegelse.

4. Eksempel. Beregning av en friksjonskobling.

(Se fig. på s. 110).

En kløtsj til en lastebil har et friksjonsbelegg der $D_1 = 200 \text{ mm}$ og $D_2 = 300 \text{ mm}$. $\mu = 0,35$ og tillatt flatetrykk er $0,25 \text{ N/mm}^2$. Hvor stor effekt kan koplingen overføre når rotasjonsfrekvensen $n = 3000 \text{ r/min}$?

Løsning: $R_m = \frac{150 + 100}{2} = 125 \text{ mm}$. Tillatt kraft mot belegget

$$F = p \cdot \pi(150^2 - 100^2) = 9820 \text{ N}$$

$$M_v = x \cdot \mu \cdot F \cdot R_m = 2 \cdot 0,35 \cdot 9820 \cdot 125 = 858 \text{ Nm}$$

$$M_v = 9550 \frac{P}{n}, P = \frac{858 \cdot 3000}{9,55 \cdot 10^3} = \underline{270 \text{ kW}}$$

XII Remtrekk og båndbremseser.

Remtrekk er en meget viktig transmisjonsform i landbruksmaskiner.

1. Fordeler og ulemper ved remtrekk sammenlignet med tannhjuls- og kjededrift.

Fordeler:

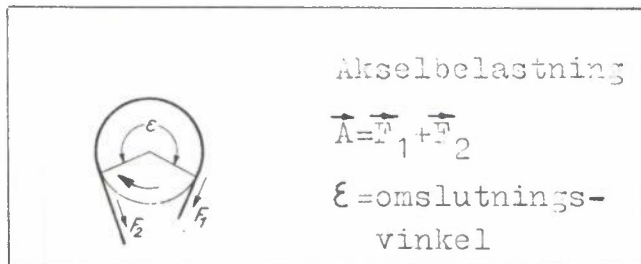
- Enkel og billig.
- Mulig å overføre effekt ved store akselavstander.
- Virker støt- og svingningsdempende og kan brukes som sikkerhetskopling.
- Kan brukes som friksjonskopling.
- Akslene kan innbyrdes ha vilkårlig retning.
- Omdreiningretningen kan snus ved å krysse remmen.
- Lydløs gang.

Ulemper:

- Hastighetstap p.g.a. slipp mellom rem og skive; dette setter virkningsgraden ned. Slippet utgjør mellom 1 og 2 % av hastigheten på drivskiven.
- Stramming av remmen nødvendig.
- Aksler og lager blir belastet p.g.a. strekket fra remmen. Denne belastning kommer som tillegg til akselens vridebelastning.
- Krever større plass enn ved f.eks. tannhjuls- og kjededrift.
- Remstrekket endrer seg med temperatur og fuktighet, og friksjonskoeffisienten varierer med smuss og støv, oljesøl og fuktighet.
- Liten effektoverføringsevne ved små remhastigheter.

2. Beregning av remtrekk og båndbremseser.

Det er ofte ønskelig å beregne akselbelastningen A ved remtrekk. Remstrekket i rempartene er F_1 og F_2 . Skiven vil ikke rotere med mindre $F_1 > F_2$.



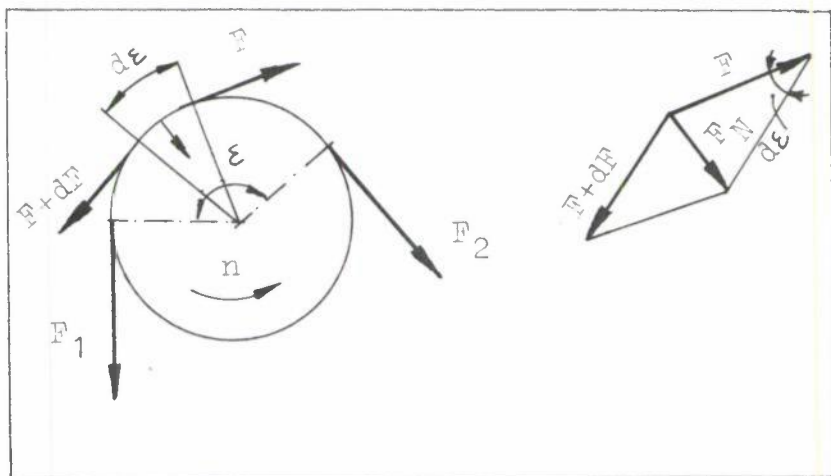
Friksjonskrafta mellom rem og skive er $F_u = F_1 - F_2$ (1) som er det samme som periferikrafta på skiven.

Periferikrafta F_n kan vi beregne når vi kjenner effekten P og turtallet n. Momentet er da

$$M = 9550 \frac{P(\text{kW})}{n(\text{r/min})} \quad (\text{Nm})$$

Nødvendig friksjonskraft for å overføre M: $F_u = M/r$ der r = skiveradien.

For å finne akselbelastningen A må vi i tillegg til ligning (1) kjenne forholdet mellom F_1 og F_2 . Vi betrakter da et lite element av remmen over en vinkel $d\epsilon$.



Over denne vinkel vil friksjonskrafta øke med dF . Normalkrafta F_N er vektorsummen av F og $F + dF$. Ved små vinkler kan vi sette $F_N \approx F \cdot \tan d\epsilon \approx F \cdot d\epsilon$. Friksjonskrafta for elementet $dF = \mu F d\epsilon$ der μ = friksjonskoeffisienten mellom skive og rem.

$\frac{dF}{F} = \mu d\epsilon$ er en differensialligning som kan integreres.

For å finne strekket i rempartene ønsker vi å integrere over vinkelen ϵ :

$$F_2 \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^{\epsilon} \mu d\epsilon \quad \text{dvs.} \quad \ln F_1 - \ln F_2 = \mu \cdot \epsilon$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \epsilon} \quad (2) \quad \text{som kalles Eytelweinformelen}$$

Formelen viser at friksjonskoeffisienten μ og omslutningsvinkelen ϵ har stor innflytelse på forholdet mellom F_1 og F_2 og dermed remtrekkets overføringsevne. Av ligning (1) og (2) får vi

$$F_1 = \frac{F_u e^{\mu \epsilon}}{e^{\mu \epsilon} - 1} \quad \text{og} \quad F_2 = \frac{F_u}{e^{\mu \epsilon} - 1} \quad (3)$$

Ved omslutningsvinkler på omkring 180° er

$$\text{akselbelastningen } A = F_1 + F_2 = F_u \frac{e^{\mu\epsilon} + 1}{e^{\mu\epsilon} - 1} \quad (4)$$

For å oppnå F_1 og F_2 må remmen ha en viss forspenning F_0 slik at

$$F_1 = F_0 + \Delta F \quad \text{og} \quad F_2 = F_0 - \Delta F. \quad \Delta F \text{ øker fra } 0 \text{ når remtrekket blir satt i gang.}$$

$$F_0 = (F_1 + F_2) \cdot \frac{1}{2}$$

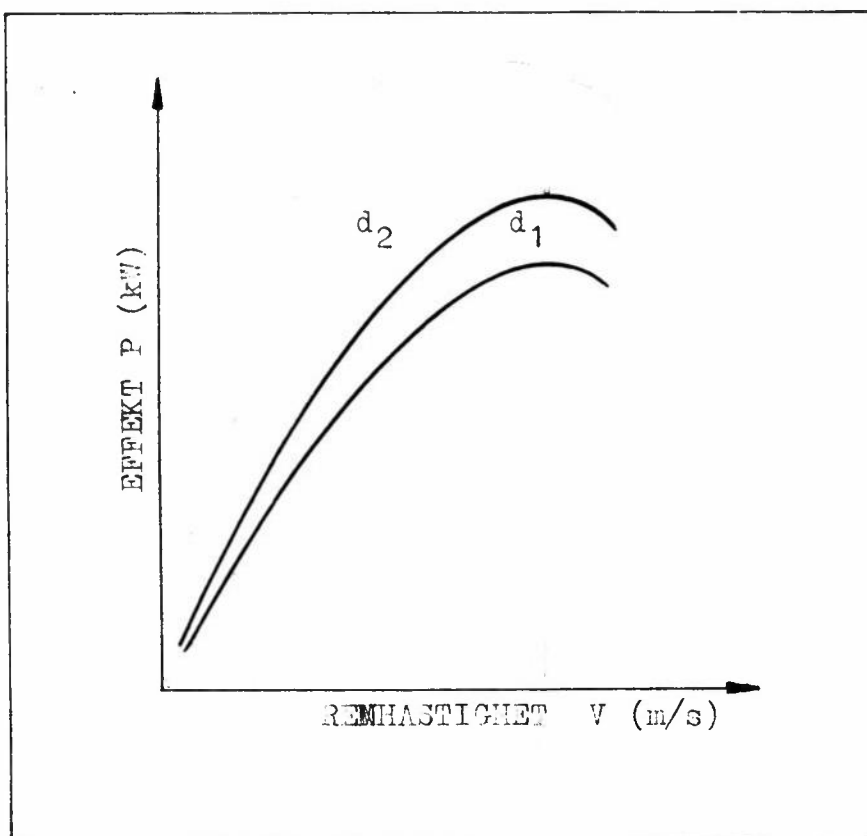
Formlene 1, 2, 3 og 4 kan også brukes når man skal beregne kreftene ved en båndbrems. Kreftene i bremsebåndet virker på samme måte som kreftene i rempartene.

3. Remhastighet.

Effektoverføringsevnen ved remtrekk er også avhengig av remhastigheten.

Den øker med hastigheten inntil sentrifugalkrafta begynner å få innflytelse på normalkrafta slik at friksjonskrafta mellom rem og skive blir redusert.

Effektoverføringsevnen vil begynne å avta ved en remhastighet på omkring 32 m/s for flatremmer og 20 m/s for kileremmer.



Større diameter på remskivene øker også effektoverførings- evnen.

d_1 og d_2 er remskive- diametre.

$$d_2 > d_1$$

4. Rembelastning

En rem blir utsatt for strekkspenning σ_l , bøyespenning σ_b og sentrifugalspenning σ_c .

$$\sigma_l = \frac{F_l}{b \cdot s}, \quad \sigma_b = E \frac{s}{d}, \quad \sigma_c = \frac{j}{g} \cdot v^2$$

s = remtykkelse, b = rembredde, E = remmaterialets elastisitetsmodul, d = minste skivediameter, j = remmens egenvekt, g = tyngdeakselerasjon. Sentrifugalspenningen gjør seg gjeldende når $v > 15$ m/s.

Maksimal rembelastning

$$\sigma_{\max} = \sigma_l + \sigma_b + \sigma_c$$

5. Kileremtrekk

Sammenlignet med flatremdrift har kileremsoverføringer følgende fordeler og ulemper.

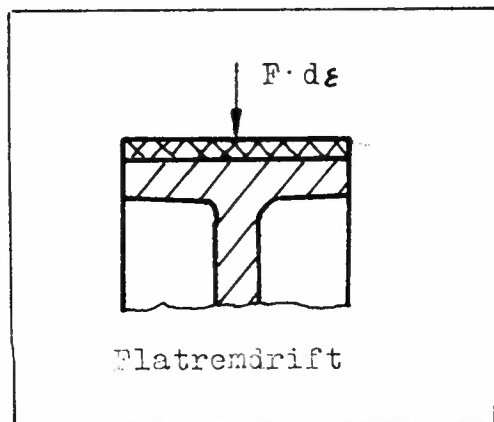
Fordeler:

- Kan overføre større effekt ved samme remstramming (normalkraft)
- Smalere
- Kan brukes på kileremsvariatorer
- Mindre remstramming og akselbelastning

Ulemper:

- Effektoverføringsevnen avtar ved lavere remhastigheter enn ved flatremmer
- Nødvendig med lengdetoleranser for remmer til flersporete kileremskiver.

Grunnen til større effektoverføringsevne ved samme normalkraft kan forklares

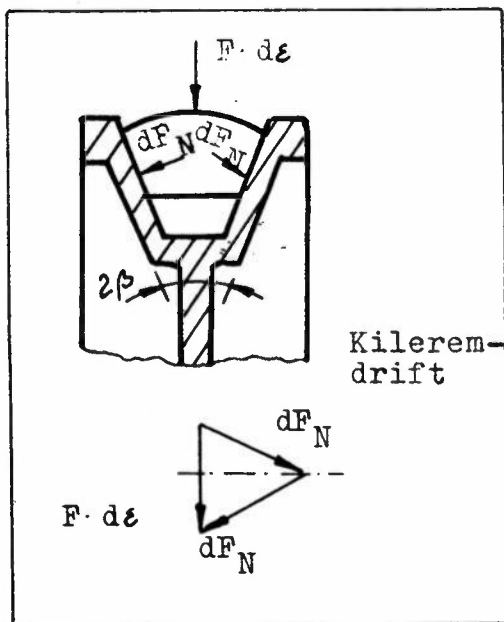


på følgende måte:

Normalkrafta på et lite element $d\epsilon$ av remmen er $F \cdot d\phi$ $d\epsilon$

Dette gir en friksjonskraft

$$dF_w = \mu \cdot F \cdot d\epsilon$$



Ved kileremsdrift overføres radialkraften $F \cdot d\phi$ til to flater med normalkreftene

$$dF_N$$

Av vektordiagrammet ser vi

$$dF_N = \frac{F d\epsilon}{2 \sin \beta}$$

Friksjonskraften

$$dF_w = \mu \cdot 2 \cdot dF_N = \frac{\mu}{\sin \beta} F d\epsilon$$

der β er lik den halve kilevinkel på remskiva.

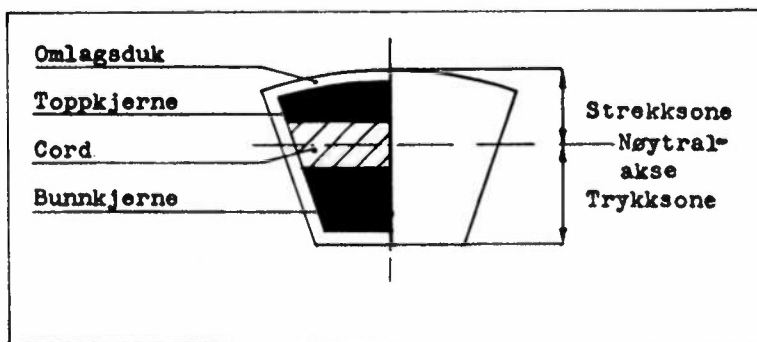
For enkelhets skyld setter vi $\mu^1 = \frac{\mu}{\sin \beta}$

som brukes i stedet for μ i formlene for remtrekk. På den måten kan vi få kilevinkelen inn i en omregnet friksjonskoeffisient.

Da $\mu^1 > \mu$ vil forholdet $F_1/F_2 = e^{\mu^1 \epsilon}$ bli større ved kileremsdrift enn ved flatremdrift. Videre blir forskjellen mellom F_1 og F_2 større slik at vi kan klare oss med en mindre F_1 for å oppnå samme F_u . Da akselbelastningen er $A = F_1 + F_2$ vil akselbelastningen bli mindre ved kileremsdrift enn ved flatremdrift når vi skal overføre samme moment.

6. Kileremsprofiler og kileremskiver

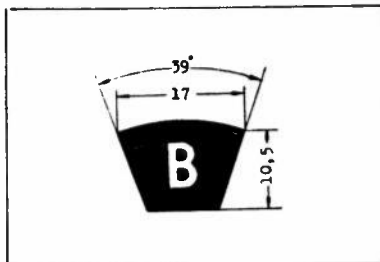
Kileremmene er bygget opp av:



Et beskyttende materiale (omlagsduken).

Et utfyllende materiale (topp- og bunnkjernen) og

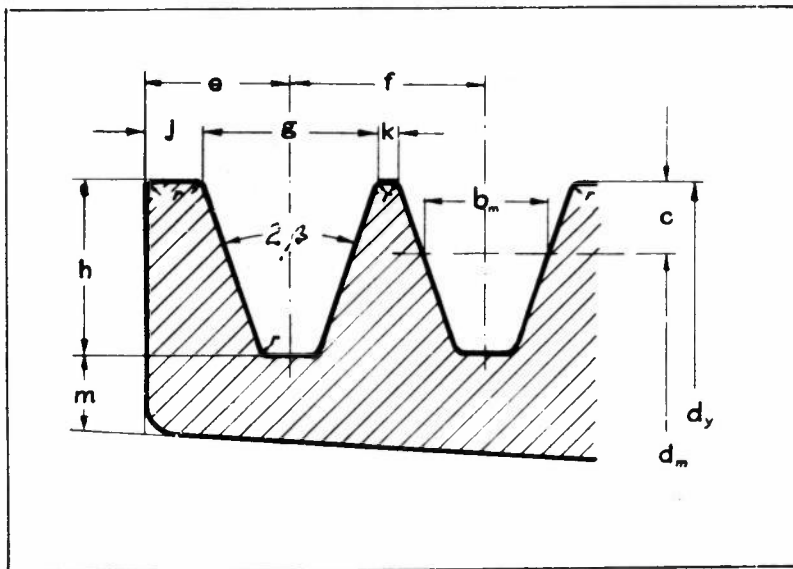
Et kraftoverførende materiale (corden).



Kileremmene er inndelt i standardiserte remprofiler.

Det minste remprofilet blir betegnet med S.

Størrelse og effektoverføringsevne stiger fra S til A, B, C, D og E-profiler. Hvert profil har sine bestemte mål.



Målene på kileremskivene

er også standardisert.

Ved store remprofiler kreves det store skivediametre. I stedet for å bruke store profiler kan man ofte med fordel bruke flere små på flersporet skive. Remmenes lengde må da oppfylle visse toleransekrav slik at remmene blir mest mulig likt belastet.

7. Eksempel. Remtrekk på steinplukker.

Transportøren på steinplukkeren skal drives via kraftuttaket på traktoren. Kraftoverføringsakselen har en slurekobling som løser ut på 22 kW. Turtallet er 540 min^{-1} . Friksjonskoeffisienten mellom rem og skive er 0,5. Remskiven sitter på en aksel, og vi ønsker å finne akselbelastningen.

I kileremkatalogen kan vi se på to alternativer

- a) 3 C-remmer, minste skivediameter 300 mm og remhastighet 8,8 m/s gir en effektoverføring på $P = 3 \cdot 6,5 = 19,5 \approx \underline{20 \text{ kW}}$
- b) 2 D-remmer, minste skivediameter 315 m og remhastighet 9 m/s gir en effektoverføring på $P = 2 \cdot 12 = 24 \text{ kW}$.

Vi velger 3 C-remmer. Akselbelastningen ved en omslutningsvinkel på 180° , kilevinkel 38° og omregnet friksjonskoeffisient $\mu^1 = \mu / \sin 19^\circ = 1,5$

$$A = F_u \frac{e^{\mu^1 \epsilon} + 1}{e^{\mu^1 \epsilon} - 1}, \quad e^{\mu^1 \epsilon} = e^{1,5 \pi} = \underline{111,3}$$

$$A = F_u \cdot 1,02 \text{ der periferikrafta } F_u = \frac{M_v \cdot 2}{d}$$

$$M_v = 9550 \frac{22}{540} = 389 \text{ Nm} , \quad F_u = \frac{389 \cdot 2 \cdot 1000}{300} = \underline{2594 \text{ N}}$$

$$A = 1,02 \cdot 2594 = \underline{2646 \text{ N}}$$

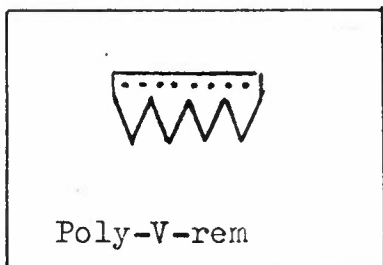
Ved flatremdrift ville akselbelastningen blitt:

$$A = F_u \frac{e^{\mu\epsilon} + 1}{e^{\mu\epsilon} - 1} , \quad e^{\mu\epsilon} = e^{0,5 \cdot \pi} = 4,8$$

$$A = 2594 \frac{5,8}{3,8} = \underline{3960 \text{ N}}$$

8. Poly - V remmer

Ved Poly - V remmer blir fordelene ved flatremmene og kilereммene utnyttet i én remtype.



Denne remtype krever mindre plass enn flere kileremmer på samme skive og har samtidig større friksjon enn flatremmen. Kreftene blir jevnt fordelt over hele rebredden. Ved flere kilereммer kan de øvrige remmer bli overbelastet, dersom en eller flere av de andre blir for slappe.

XIII Variatorer.

Transmisjoner med trinnløs regulering av turtallet kalles vanligvis variatorer.

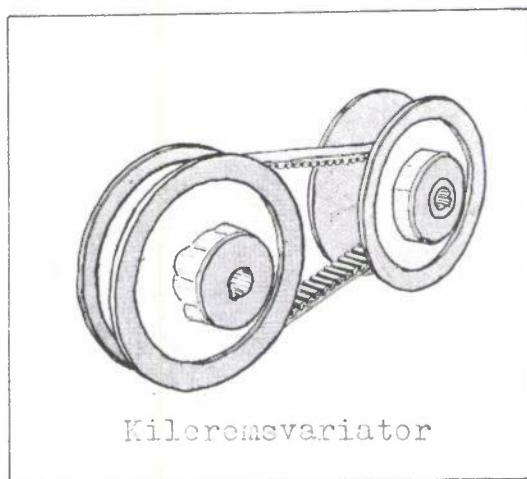
Variatorer er mye brukt i landbruksmaskiner og forsøksutstyr til landbruket. Som eksempler kan nevnes:

Fremdrift- og vindehastigheten samt slagerturtallet på skurtreskere, fremdriftshastigheten på minitraktorer, transporthastigheten for transportører og elevatorer, utmatningshastigheten på såmaskiner, vifteturtall m.m. Ved utvikling av nye maskiner og metoder er det ofte en forutsetning at man har mulighet for å regulere turtallet trinnløst.

I det følgende skal det beskrives en del prinsipper ved variatorkonstruksjoner som tilbys i dag:

- med kileskiver,
- med veivaksel og regulerbar slaglengde,
- med kuler eller rulleskiver.

1. Med kileskiver

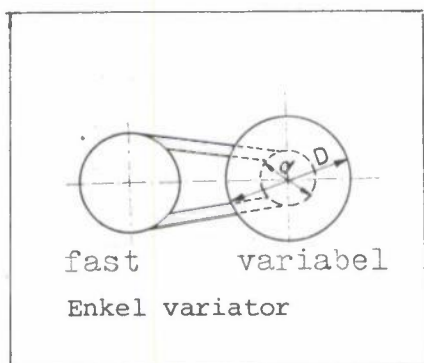


Den mest brukte variator i landbruksmaskiner er kileremsvariatoren. Det skyldes uten tvil den enkle og billige konstruksjon.

I de senere år er det blitt utviklet variatorremmer som tåler store strekk- og bøyebelastninger, og levetiden er blitt vesentlig lengre. Det som begrenser bruken av kileremsvariatoren er slipp, nødvendig remhastighet, rembredde og plassbehov (rembredden bør ikke være større enn 5 ganger høyden).

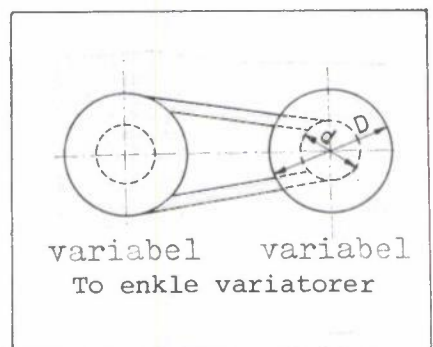
Optimal remhastighet ligger mellom 20 og 30 m/sek. Ved høyere hastigheter vil sentrifugalkraften slynge remmen utover, og gi større slipp, mens effektoverføringsevnen avtar jevnt med synkende remhastighet.

Utvekslingsforholdet blir bestemt av skivediametrene, skivenes kilevinkel og rembredden. Turtallet forandres ved å la den diameter remmen arbeider på variere fra en maksimumsverdi D til en minimumsverdi d .

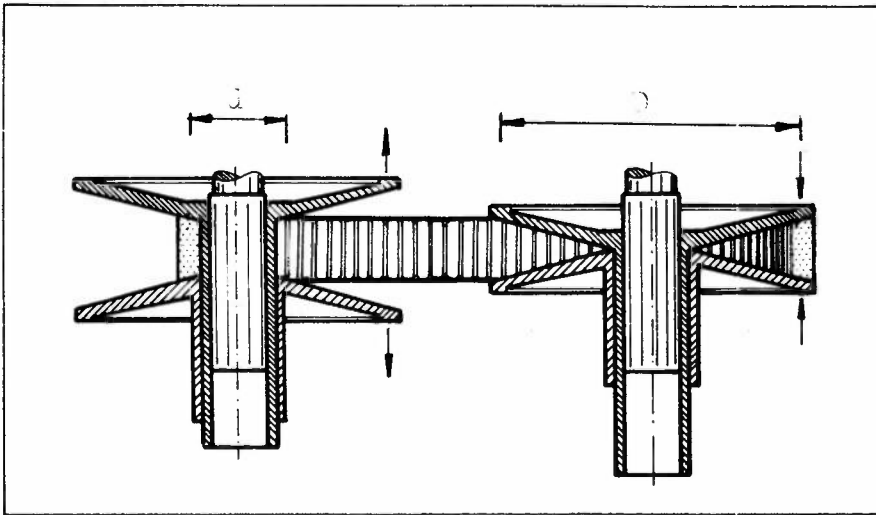


En enkel variator består av to kileskiver og turtallsreguleringen skjer når disse forskyves i forhold til hverandre.

En kombinasjon mellom en enkel variator og en fast remskive vil gi et forhold mellom høyeste og laveste turtall på $i = \frac{D}{d}$.

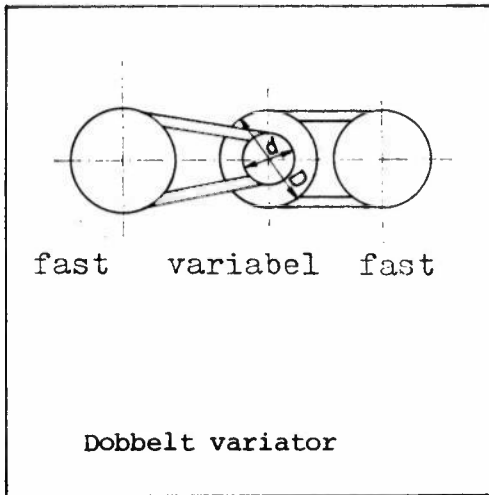


Kombineres to enkle variatorer med hverandre vil utvekslingsforholdet bli $i = \frac{(D/d)^2}{}$.



To enkle variatorer

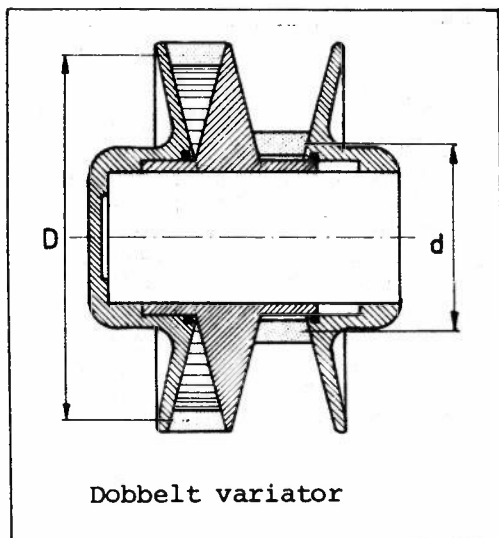
En annen variatorkonstruksjon med samme utvekslingsforhold finner man i den dobbelte variator kombinert med to faste remskiver. Denne type har en bevegelig skive som forskyves mellom to kileskiver. De to remmene fra variatoren til de to faste remskivene vil forskyve den midtre skiven og forandre diameteren fra D til d for den ene rem samtidig som diameteren forandres fra d til D for den andre rem. Dette skjer når senteravstanden mellom den dobbelte variator og de faste remskivene tvangsmessig forandres.



Dobbelt variator

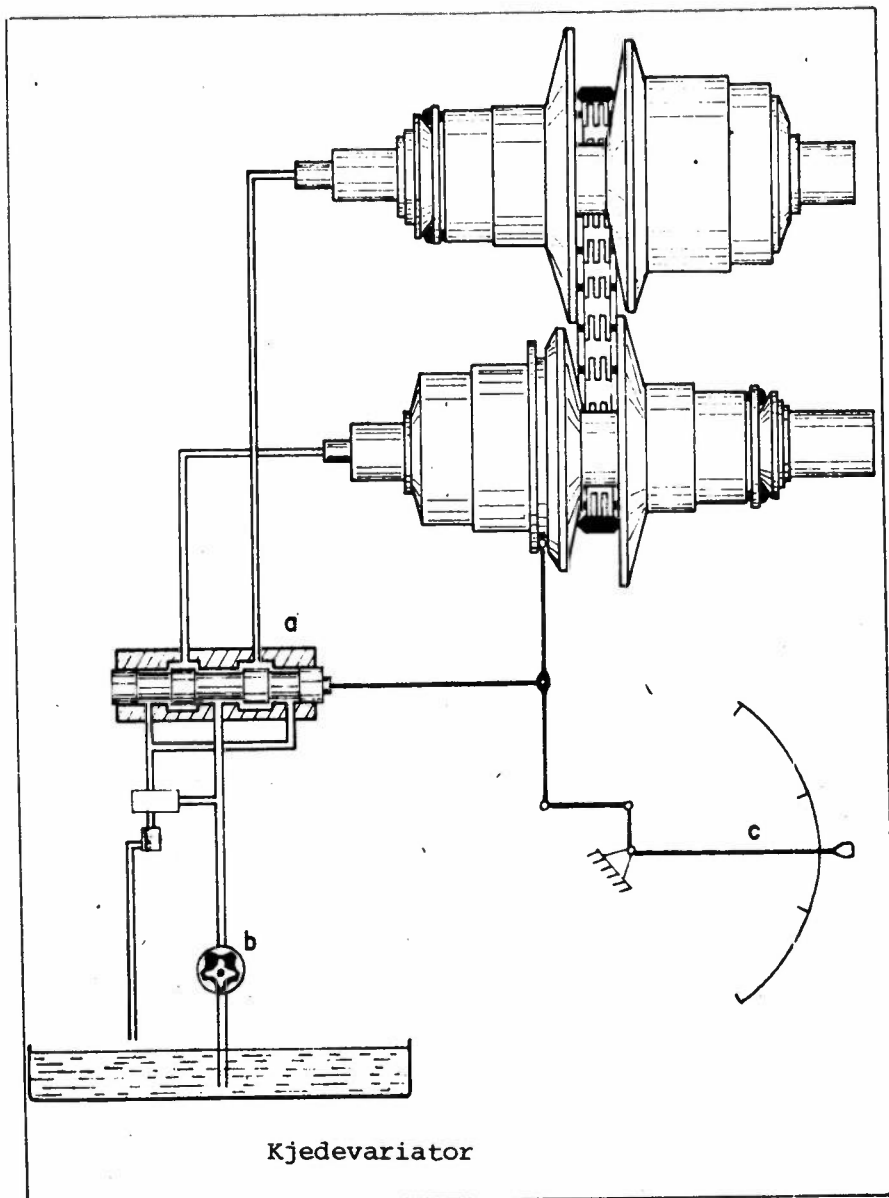
Med to enkle variatorer eller med en dobbelt variator kan man oppnå et utvekslingsforhold på 8 : 1.

I landbruksmaskiner finnes det i dag variatorremmer som kan overføre opptil 40 kW.



Dobbelt variator

For å kunne overføre større effekter uten større slipp og med lite plassbehov er det i mange år blitt arbeidet med å utvikle en kjedevariator der kileremmen



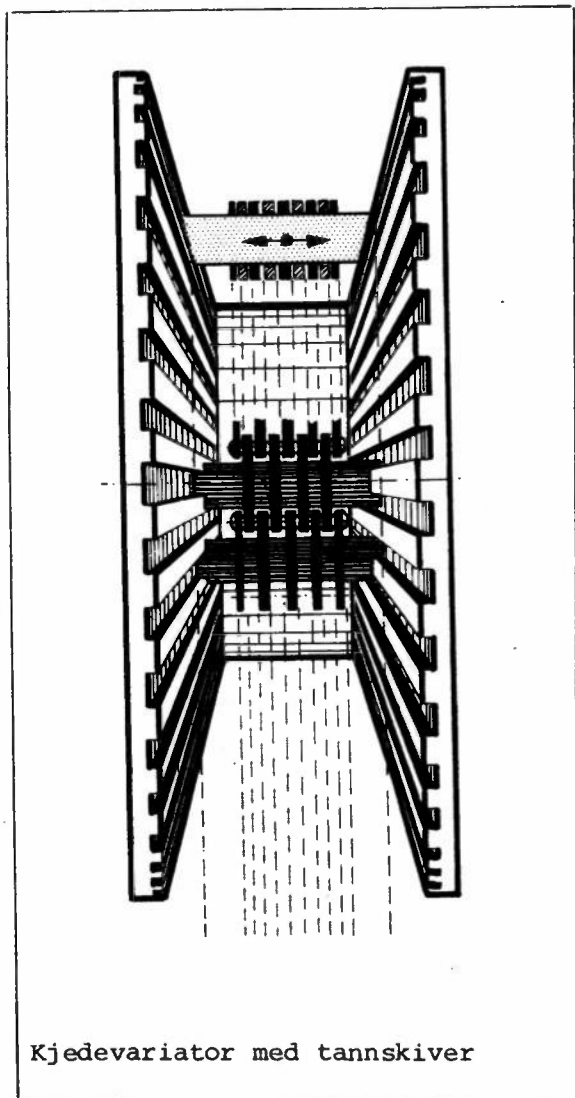
er blitt erstattet av en spesialkjede. Først da man hadde materialer som kunne tåle det store flate-trykk som var nødvendig for å unngå sluring mellom kileskivene og kjeden, var det mulig å ta kjedevariatoren i praktisk bruk.

Figuren viser en kjedevariator der den største delen av aksialkraften oppnåes ved å utnytte dreiemomentet som skal overføres. Resten av kraften som er nødvendig for å unngå sluring blir frembrakt hydraulisk.

Da styreventilen a er mekanisk forbundet med skivene, vil bare en

liten forskyvning åpne ventilen og oljetrykket gi det forutsatte tillegg i aksialkraften. Oljetrykket opparbeides av oljepumpen b. Vil man derimot foreta en regulering av turtallet, forskyves håndtaket c manuelt. Da blir styreventilen a også aktivert og oljetrykket fordelt slik at skivene i den ene variator blir forskjøvet fra hverandre og mot hverandre i den andre variator.

Dette system er brukt i Reimers kjedevariator og finnes i større traktorer, hvor det er mulig å regulere turtallet trinnløst med et utvekslingsforhold på $i = 4 : 1$ innen hvert av girene.



Kjedevariator med tannskiver

En annen interessant kjedevariator har kileskiver med radielle tenner hvor lamellene i en lamellkjede griper inn. Når turtallet reguleres forskyver lamellene seg aksialt og følger tennenes form. Dette er mulig da skivene er slik montert på akselen at en tann på den ene skive står rett overfor tannbunnen på den andre skiven.

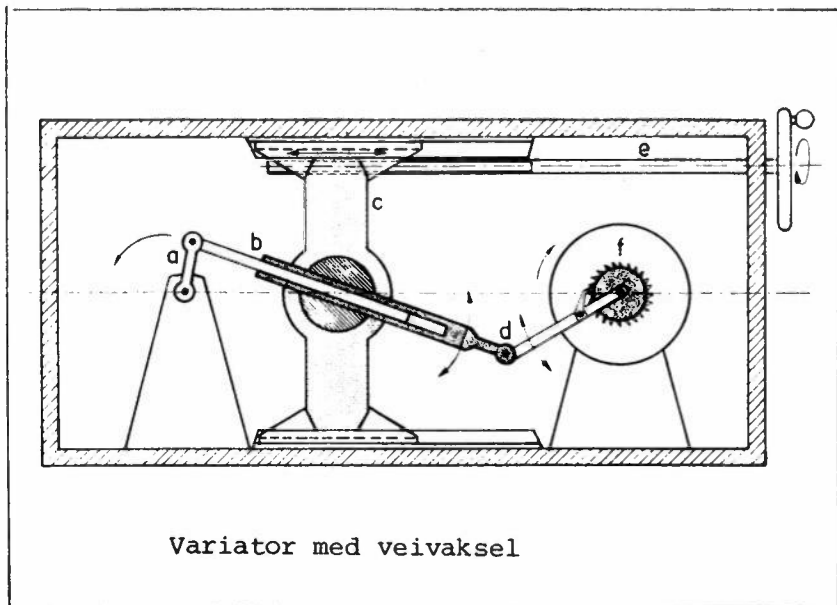
Prinsippet ved systemet er det samme som ved kombinasjonen av to enkle kileremsvariatorer med utvekslingsforholdet $i = (D/d)^2$.

Transmisjonen har ingen slipp og kan overføre et stort moment ved lave turtall.

M-B variatoren er bygd opp på denne måte, og de største typene kan overføre opptil med et utvekslingsforhold $i = 6,3 : 1$.

2. Med veivaksel og variabel slaglengde.

Prinsippet ved disse variatorer er i korthet følgende: Ved hjelp av en veivaksel og en veivstang kan man frembringe en frem- og tilbakegående bevegelse. Slaglengden på denne bevegelse kan varieres når veivstangens opplagringspunkt eller veivarmens radius forandres. Den frem- og tilbakegående bevegelse omgjøres vanligvis til en roterende bevegelse gjennom et frihjul eller ved et koplings- eller tannstangssystem. Ulempen ved et slikt system er den ujevne dreiebevegelsen på utgangsakselen. Bevegelsen blir jevnere desto flere veiv- armer og veivstenger systemet har.



Variator med veivaksel

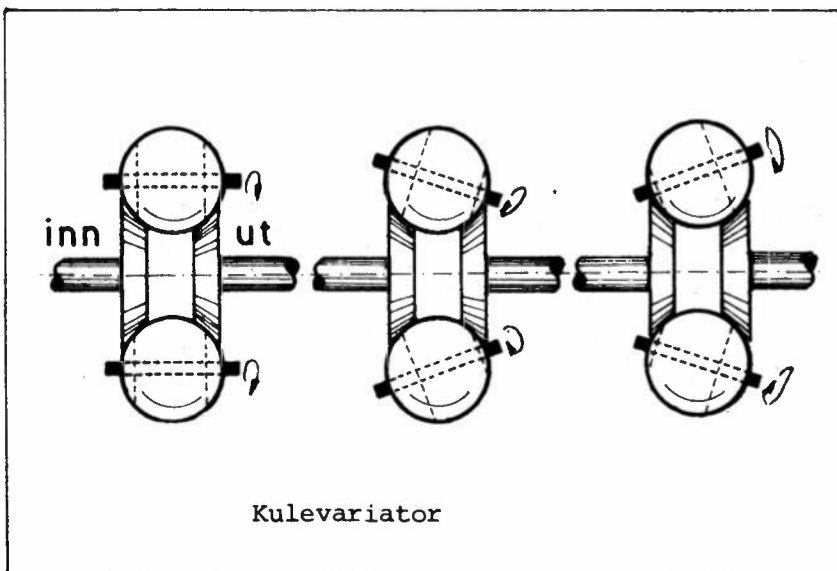
Figuren viser en variator som arbeider etter dette prinsipp på et frihjul. Veivarmen a roterer med med konstant turtall og veivstangen b er lagret i det forskyvbare lagerhus c. Leddet d vil utføre en svingende bevegelse som varieres når lageret c forskyves ved hjelp av spindelen e. Den svingende bevegelse omgjøres til roterende over et frihjul f.

Denne såkalte GUSA-variator kan regulere turtallet fra 0 - 300 omdr./min., og de største typer kan overføre opptil 8 kw.

3. Med kule- eller rullelegemer.

Ved kulevariatoren blir dreiemomentet overført fra en inngangskileskive via flere kuler til en utgangskileskive. Kulenes berørings sirkel mot skivene kan

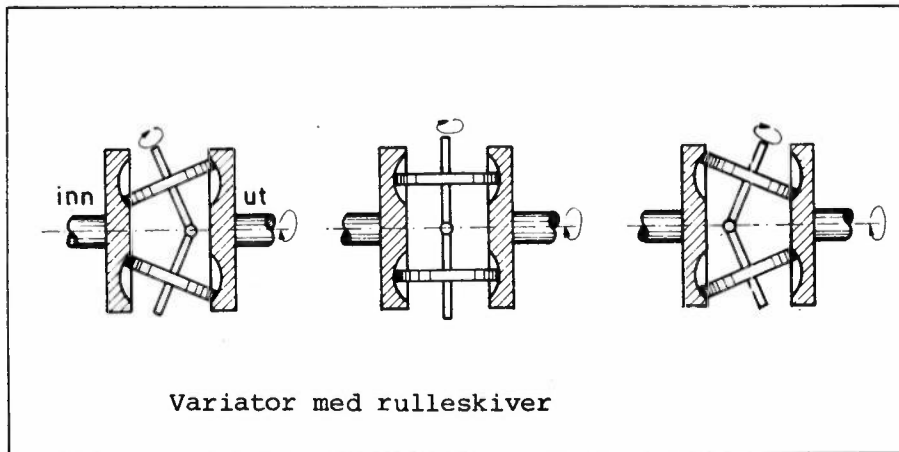
forandres ved å vippe kuleakslene. Derved vil også utvekslingsforholdet mellom kuler og skiver forandres. Når kuleakslene har en stilling som vist på venstre figur er utgangshastigheten lik inngangshastigheten. Vippes akslene vil man oppnå henholdsvis langsommere og hurtigere hastighet på utgangsakselen.



Kulevariator

KOPP-variatoren arbeider etter dette prinsipp. Dens maksimale utvekslingsforhold er på $i = 9 : 1$. De største typene kan overføre opptil 11 kW.

Et lignende prinsipp finner man i variatoren med sylinderformede rullelegemer. Dreiemomentet overføres via ruller mot skiver med konkave overflater. Utvekslingsforholdet forandres når rullens aksler vippes.



har man i stillingen som vist i figuren til venstre, mens den er lik inngangshastigheten i stillingen vist i midtre figur, og største utgangshastighet oppnåes med rulleakslene i stillingen vist til høyre.

Sadivar-variatoren som er oppbygd på denne måte, kan gi et utvekslingsforhold på $i = 7 : 1$, og de største typer kan overføre opptil 4 kW.

XIV. Kjededrift.

1. Fordeler og ulemper fremfor remdrift.

Fordeler:

- a) minimalt plassbehov i sideretningen
- b) positiv overføring uten hastighetstap
- c) store utvekslingsforhold mulig (opptil 6:1)
- d) ufølsomhet overfor fuktighet

Ulemper:

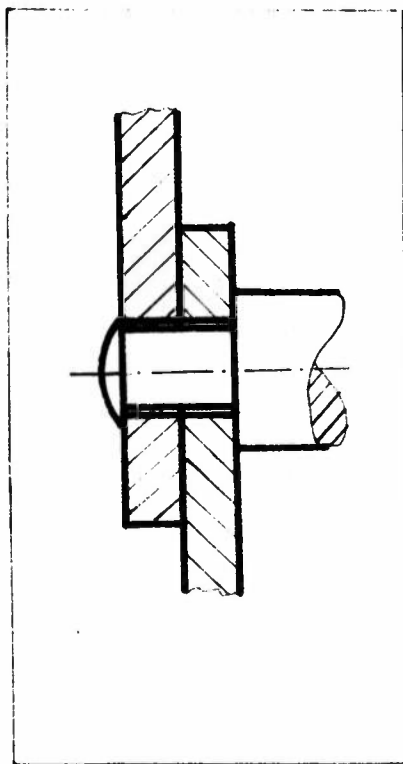
- a) krever nøyaktig montasje og parallelle aksler
- b) sjenerende forlengelse av kjeden ved støt og store krefter og ved slitasje i lagerflate og bolt
- c) smøring nødvendig
- d) tillatt kjedehastighet (12 m/sek) lavere enn tillatt remhastighet.

Virkningsgraden er omtrent som ved remdrift (0,94 - 0,96) ved gunstige smøreforhold opp til 0,98.

2. Kjedetyper.

Det var oppfinnelsen av tråsykkelen som ga støtet til kjedeoverføringens utvikling. Man hadde bruk for en lett og samtidig smidig overføring fra pedalene til bakhjulet, og man forsøkte seg først med removeoverføring. Det viste seg snart at hverken flate eller runde remmer ga en tilstrekkelig pålitelig kraftoverføring, og man gikk over til kjedeoverføring.

3. Gallskjede.



Den kjedetype man den gang hadde til disposisjon, var den såkalte GALLSKJEDE. (En gallskjede består av bolter med en brysting i hver ende. Mot disse brystinger legges innerplatene som kan rotere om boltene. I boltens begge ender er så klinket fast en ytterplate.)

Kjedeoverføringer med gallskjede ga et betydelig bedre resultat enn de tidligere benyttede remmer, men

det viste seg at gallskjedene etter forbausende kort tid begynte å klyve på kjedehjulene. Man trodde først at kjeden "strakk" seg, og at dette var årsaken til klyvingen. Det ble derfor forsøkt sterkere kjede, dvs. kjede med større og større bruddstyrke, men kjedens levetid økte ikke i takt med bruddstyrken.

Da man undersøkte kjedene som tilsynelatende hadde strukket seg, viste det seg at hullene i kjedens innerplater var slitt ovale, og at kjedens deling, dvs. boltens senteravstand, som en følge av denne slitasje var blitt forlenget, og at dette var årsaken til at kjeden begynte å klyve.

Når en gallskjede arbeider på et kjedehjul, dreier boltene seg rundt i hullene i innerplatene i det øyeblikk kjeden går inn på og idet den går av kjedehjulet (jo mindre tannantall i hjulet, desto større relativ bevegelse); det oppstår altså samme bevegelse som når en aksle dreier seg rundt i et lager.

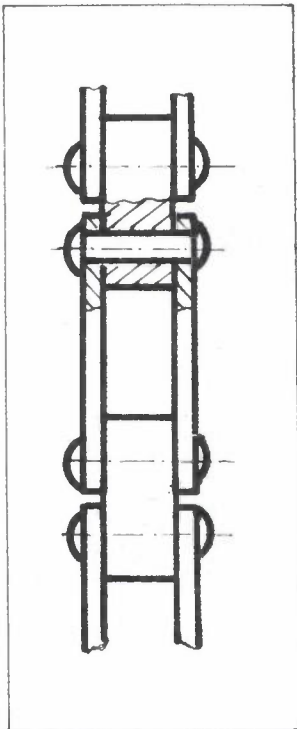
En kjede er i virkeligheten en rekke lagere som er forbundet med hverandre, og det er størrelsen og kvaliteten av disse lagere som er de to faktorer som bestemmer kjedens slitestyrke.

Det var derfor ganske innlysende hvorfor en kjede av typen gallskjede ikke var slitesterk nok, til tross for dens store bruddstyrke. En gallskjedes lagerflate er nemlig bare tykkelsen av de to innerplater multiplisert med boltens diameter. Denne lagerflate er så liten at selv ved en relativ beskjeden belastning blir lagertrykket så stort at smøringen presses ut, kjeden går "tørr", og følgen blir en uforholdsmessig stor slitasje.

Gallskjeder er ikke egnet som drivkjeder, og bør heller ikke benyttes som sådanne.

Det første skritt i utviklingen gikk ut på å fremstille en kjede med større lagerflate enn gallskjedens, og resultatet ble

4. Blokk-kjeden.



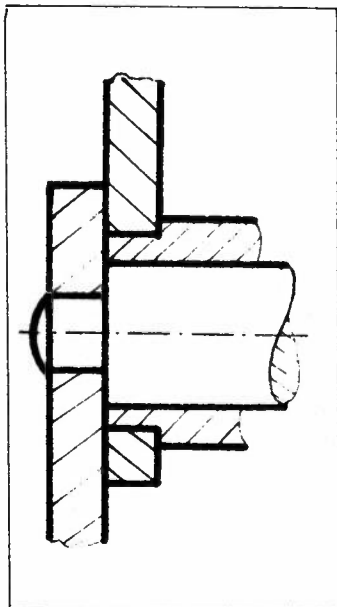
En blokk-kjede er en kjede hvor innerplatene er skiftet ut med en massiv stålblokk med et hull i hver ende.

Gjennom disse hullene blir boltene satt inn, og ytterplatene blir klinket fast til boltene. Man får på denne måten en kjede hvor boltene er lagret opp i hele sin lengde, og den har derfor en betydelig større lagerflate enn gallskjedens.

Blokk-kjeden er den første egentlige drivkjede, den viste seg å være meget slitesterk og var et stort fremskritt. Det viste seg imidlertid i praksis at blokk-kjedens vekt var uforholdsmessig stor, og at kjedehjulenes tenner ble svake.

Omkring 1880 fremstilte Hans Renold en kjede som i stedet for blokk-kjedens massive stålblokk hadde et sammenbygget innerledd. Dette innerledd besto av to plater med en stålhylse klinket fast i hver ende.

5. Hylsekjeden.

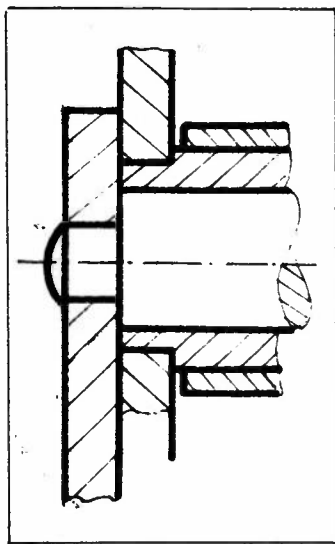


Denne kjeden, HYLSEKJEDEN, hadde samme lagerflate som blokk-kjeden, men den var betydelig lettere i vekt og kunne derfor kjøres opp i større hastighet.

Alle disse kjedetyper hadde imidlertid den feil at det under gang oppsto gnidning mot kjedehjulenes tenner. Dette forårsaket slitasje både på kjede og hjul.

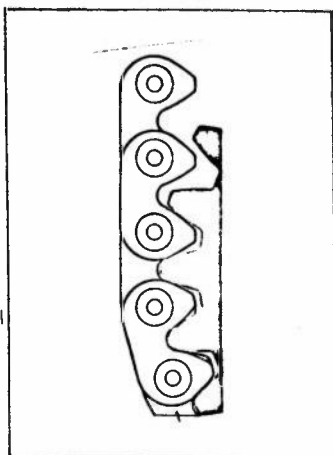
For å unngå dette fant Hans Renold på å plassere en herdet stålrull utenpå hylsekjedens hylse. Dermed var den første RULLEKJEDE konstruert.

6. Rullekjeden.



Det viste seg at rullekjeden arbeidet meget lett og smidig, og at slitasjer på såvel kjede som hjul var uhyre liten. Det var derfor helt naturlig at rullekjeden ikke ble brukt bare som sykkelkjede, men at den også ble fremstillet for større dreiemoment til industrielt bruk.

7. Tannkjeden.

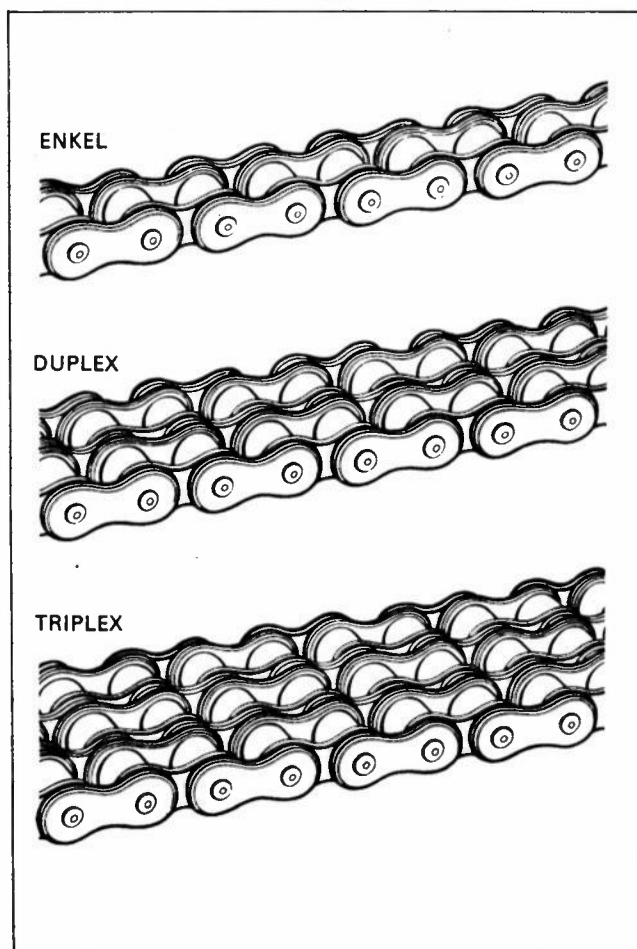


Kravene til styrken for rullekjedene til industrielt bruk steg stadig. Man begynte å fremstille stadig sterkere rullekjedene, men i og med at kjeden skulle være sterkere, ble også dens dimensjoner større, og her støtte man på en ny vanskelighet. Det viste seg nemlig at de større kjeder med sin større deling (senteravstanden mellom boltene) ikke kunne kjøres opp i samme hastighet som de mindre kjeder. De store kjeder kunne bare brukes for stor kraft i forbindelse

med liten hastighet. For å imøtekomme kravet om overføring av stor kraft også ved stor hastighet, ble tankkjeden konstruert.

En tankjede (amerikansk "Silent Chain") består av plater formet som en tann i hver ende. Gjennom huller i platene settes boltene inn, og man bygger så mange plater ved siden av hverandre i bredden, at lagerflaten blir stor i forhold til kjedens deling.

8. Duplex og triplex rullekjeder.



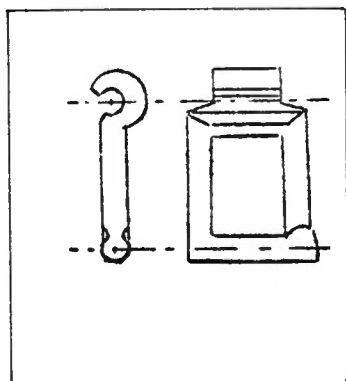
Kravet om stor kraft og stor hastighet også ved ujevn belastning forsøkte man først å imøtekomme ved å legge to enkle rullekjeder med forholdsvis liten deling ved siden av hverandre på kjedehjul med to tannkranser. Dette gikk til å begynne med ikke bra. Det viste seg nemlig som regel at en av kjedene ble utslitt før den andre, og resultatet var at begge kjedene røk.

Det neste skritt var fremstillingen av først dobbelte (duplex) og senere tredobbelte (triplex) rullekjeder.

Det er også blitt laget firedobbelte (quadruplex) rullekjeder, men de er hittil ikke blitt særlig meget anvendt. Det ser ut til at bøyningen av de forholdsvis lange boltene blir så stor at mellomplatene har tendens til å springe.

Vi har i de dobbelte og tredobbelte rullekjeder fått kjeder med liten deling i forbindelse med stor lagerflate, kjeder som gir meget gode overføringer ved stor kraft og stor hastighet, selv ved støtvis og ujevn belastning.

9. Ewartkjeden.



Denne kjedetype brukes mye i landbruksmaskiner ved kjedehastigheter under 2 m/sek.

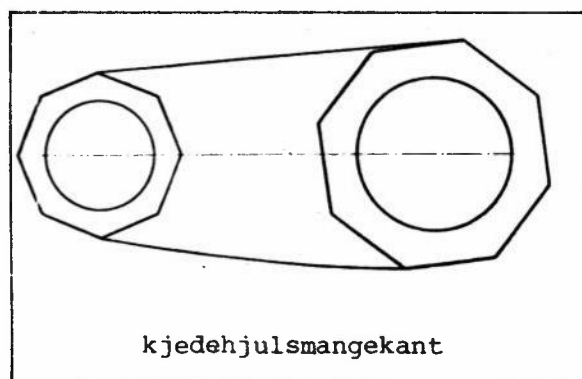
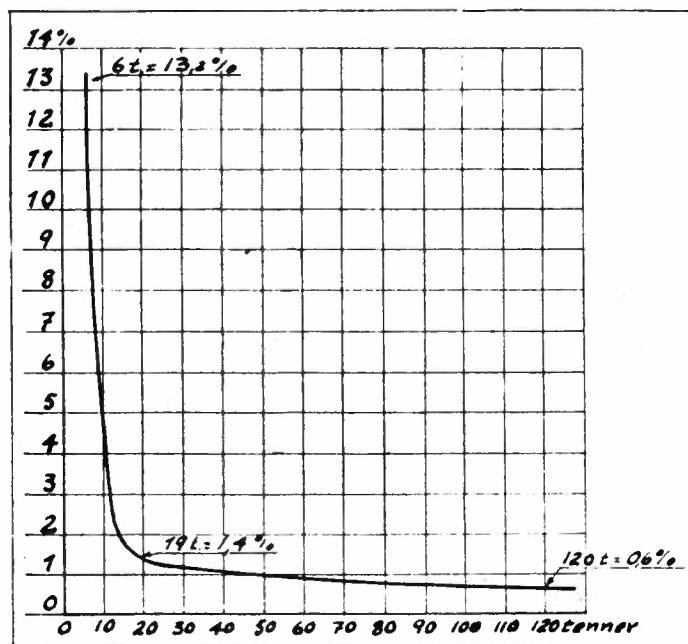
Kjedeleddene kan skyves inn i hverandre slik at det er enkelt å lage en kjede med ønsket lengde. Ewartkjeden går vanligvis uten smøring.

10. Kvalitetskjeder.

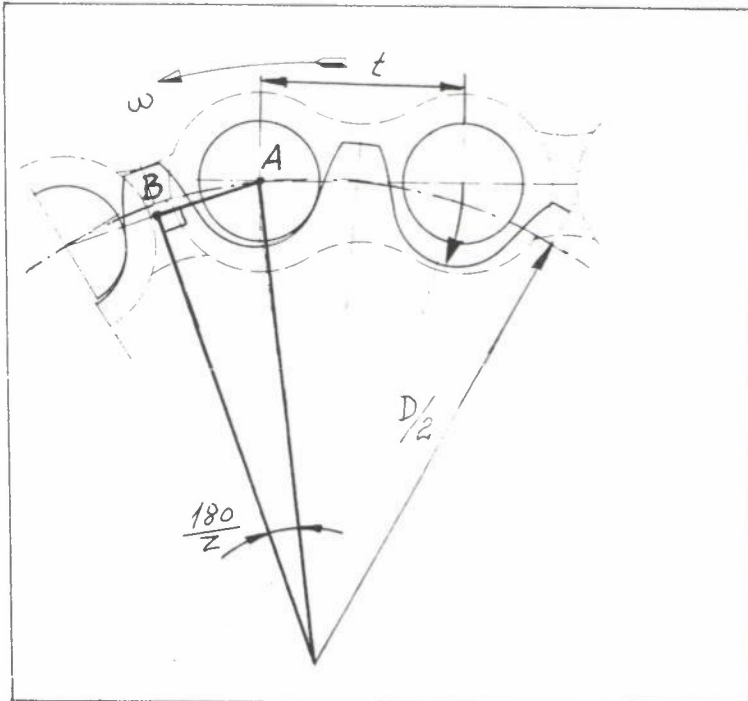
På kvalitetskjeder har man i dag heltrukne hylser som er brosjet innvendig. Hårdheten i hylsene skal være så stor at man ikke kan merke dem med en fingradet fil (seigherdning). Lagerbolten bør være glasshård på glideflaten og bløt i endene for å få klinket lagerboltene i ytterplatene.

11. Tannantall.

Bare ved langsomgående overføringer kan man bruke mindre enn 19 tenner i kjedehjulet. Grunnen til at 19 tenner må ansees som minste tannantall er følgende: Et kjedehjul er i virkeligheten ikke en sirkel, men en mangekant, som tilfører kjeden en ujevn bevegelse når det dreier seg rundt. Regner man ut pluss- og minushastighetssvingningene og uttrykker dem i prosent av den midlere hastighet den såkalte ujevnhetsgrad får man følgende kurve for kjedehjul med forskjellig tannantall:



Ujevnhetsgraden illustreres lettest ved et bilde av en kjede som ruller av på et kjedehjul. Kjedeleddene danner ikke en sirkel, men en mangekant på hjulet.



t = deling
= avstanden mellom boltene
i kjeden
 z = antall tenner
 D = dellsirkeldiameter

Når hjulet drives med konstant hastighet kommer boltene (punkt A) til å få hastigheten

$V_{\max} = \frac{D}{2} \cdot \omega$ og leddenes midtpunkter (punkt B) til å få hastigheten

$$V_{\min} = \frac{D}{2} \cos \frac{180}{z} \cdot \omega$$

Kjedehastigheten vil variere mellom disse verdiene, og som det fremgår av kurven på s. 129 gjør hastighetsvariasjonen seg særlig gjeldende når tannantallet blir mindre enn 19. Tannantall mindre enn 19 kan derfor bare brukes ved små kjedehastigheter og liten belastning.

12. Omsetningsforhold.

Normalt maksimale omsetningsforhold er 6:1. Grunnen til at tannantallet i kjedehjulet er begrenset oppad er følgende: Ved slitasje blir lagerboltens diameter mindre, samtidig som hylsens innvendige diameter blir større, og dette bevirker at kjedens deling blir lengre. Etterhvert vil kjeden begynne å klyve. Desto flere tenner kjedehjulet har desto før vil kjeden begynne å klyve.

$$\text{Omsetningsforhold } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad \begin{array}{l} n = \text{turtall} \\ z = \text{antall tenner} \end{array}$$

Man regner med at en riktig dimensjonert kjedeoverføring med minimum 19 tenner i drevet og maksimum 114 tenner i hjulet bør kunne arbeide 6 - 8 år med 8 timers arbeidsdag før kjeden er så slitt at den begynner å klyve.

Den beste virkningsgrad og levetid oppnås ved god smøring.

13. Senteravstand og stramming.

Normal senteravstand er ca. 40 ganger kjedens deling. Lengste senteravstand som bør benyttes er ca. 80 ganger kjedens deling. Den kan velges så kort at tennene nesten berører hverandre.

Stramming. En kjede kan brukes med en forlengelse helt opptil ca. 2 %, og etterstramming må være mulig. En strammeanordning bør være utført slik at det lar seg gjøre å stramme kjeden en lengde som tilsvarer 2 delinger.

14. Kjedebrudd.

Et kjedebrudd i en riktig dimensjonert kjede kan bare hende hvis et eller annet fremmedlegeme kommer inn mellom kjeden og hjulet. Når en kjede er blitt så slitt at den begynner å klyve er bruddstyrken betydelig redusert, men til tross for dette vil bruddstyrken som regel være så stor at kjeden ikke ryker, selv etter at den har begynt å klyve.

15. Beregning av kjeder.

Ved valg av kjeder benytter man seg vanligvis av diagrammene i kjedekatalogene. Er effekten, drevets turtall og belastningsfaktoren kjent kan man raskt finne en kjede som passer. Maskiner i landbruket har som regel en sesongbetont innsats, og kjeder valgt på grunnlag av kjededigram vil derfor i mange tilfelle bli overdimensjonert. Vi skal derfor ta for oss beregning av kjeder uten å benytte kjededigram.

$$\text{Streck i kjede } F = 9550 \frac{P \cdot 2}{n \cdot D} \quad (N) \quad P(\text{kW}), n(\text{o/min}), D(\text{m})$$

I tabellen er det oppgitt kjedenes bruddstyrke F_B og nominell bæreflate A i boltene. Ønskelig sikkerhet S mot brudd øker med kjedehastighet og avtar med økende tannantall.

$$\underline{S \cdot F < F_B}$$

S kan variere fra ca. 5 ved 23 tenner og 0,5 m/s og 46 ved 13 tenner og 5 m/s. } 2

Ved periferihastigheter større enn 6 m/s bør det, særlig ved større overføringer med tunge kjeder, undersøkes om sentrifugalkraften blir så stor at den må tas med i beregningen. Kjedene bør også kontrolleres med hensyn til flatetrykk:

$$p = \frac{F}{A} \quad (\text{N/m}^2)$$

Maksimalt tillatt lagertrykk er vanligvis ikke oppgitt i kjedekatalogene, og nedenfor har vi derfor tatt med en tabell som blir brukt for Renold kjeder. Verdiene som brukes som holdepunkter ved valg av kjede.

Belastnings-tilfelle	Lagertrykk N/mm ² enkel kjede			Lagertrykk N/mm ² duplex og triplex kjede		
	full hastigh.	2 m/s	0,25 m/s	full hastigh.	2 m/s	0,25 m/s
Jevn	18,2	28,8	34,5	14,8	24,6	29,5
Ujevn	14,0	19,0	22,5	12,6	15,5	19,0
Støtvis	11,2	14,0	16,8	9,0	12,0	14,0

Eksempel.

Bygningsheis som drives av en 2,2 kW 1 syl. firetakts bensinmotor. Motorturtall er 2 000 o/min og heisturtall 4 000 o/min. Heisen har ujevn drift og motoren vil gi støtvis drift.

I følge diagram i katalog og korreksjonsfaktor må man velge en rullekjede med ½" deling og 19 tenner i drevet. Drevets delsrinkel får da diameteren $D = 77,17$ mm. Vi skal prøve å kontrollberegne kjeden med hensyn til brudd og flatetrykk.

Dreiemoment på motorkjedehjul:

$$M = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{2,2}{2000} = 10,5 \text{ Nm}$$

Ved støtvis drift regnes $M_{\max} = 2 \cdot M = 21 \text{ Nm}$

$$\text{Periferikraft } F = \frac{M_{\max}}{D/2} = \frac{21 \cdot 1000 \cdot 2}{77,17} = \underline{544 \text{ N}}$$

Bruddstyrke for ½" kjede $F_B = 9100 \text{ N}$

$$\text{Sikkerhet mot brudd } S = \frac{9100}{544} = \underline{16,7}$$

Nominell bæreflate for den minste ½" kjede $A = 24 \text{ mm}^2$

$$\text{Flatetrykk } p = \frac{544}{24} = \underline{22,7 \text{ N/mm}^2}$$

$$\text{Kjedehastighet } v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \cdot 77,17 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = \underline{8 \text{ m/s}}$$

Av tabellen på s. 132 ser vi at lagertrykket i kjeden er for stort dvs. vi må velge en kjede med større nominell bæreflate. Det finnes en $\frac{1}{2}$ " kjede med $A = 50 \text{ mm}^2$.

$$\text{Flatetrykk } p = \frac{544}{50} = 10,9 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Sikkerhet } S = \frac{11,2}{10,9} = \underline{1,03}$$

Ved å velge en $\frac{1}{2}$ " duplexkjede med $A = 100 \text{ mm}^2$ ville sikkerheten mot for stor slitasje bli fordoblet.

Vi kunne også ha valgt et kjedehjul med større delsrinkel og derved fått en mindre periferikraft, men det ville ha medført økt kjedehastighet og større sentrifugalkraft som ville gi tilleggsbelastning på kjeden.

