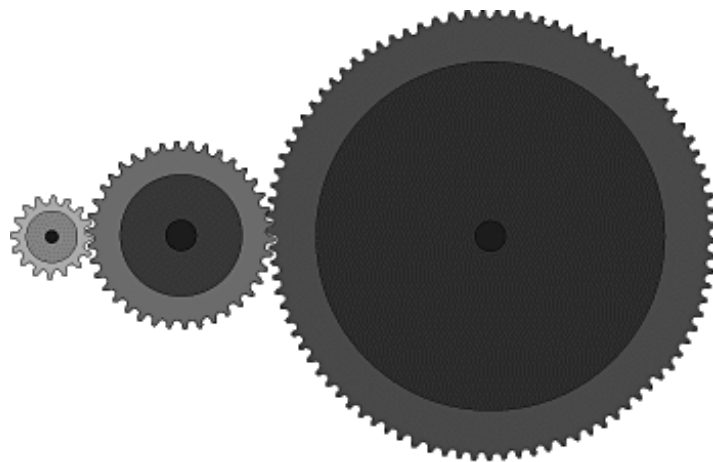


TRANSMISJONER



Henning Johansen

DRIVHJUL

- Reimdrift - benyttes ved store turtall n
 - gir lav periferikraft F i forhold til effekten P
- Rullekjeder - benyttes ved lave turtall n
 - gir stor periferikraft F
- Tannhjul - benyttes ved større periferikrefter F

$$\text{—Effekt } P = F \cdot v = F \cdot \frac{\pi d n}{60} [\text{W}]$$

hvor: v = periferihastighet [m/s]
 d = diameter [m]
 n = turtall [o/min]

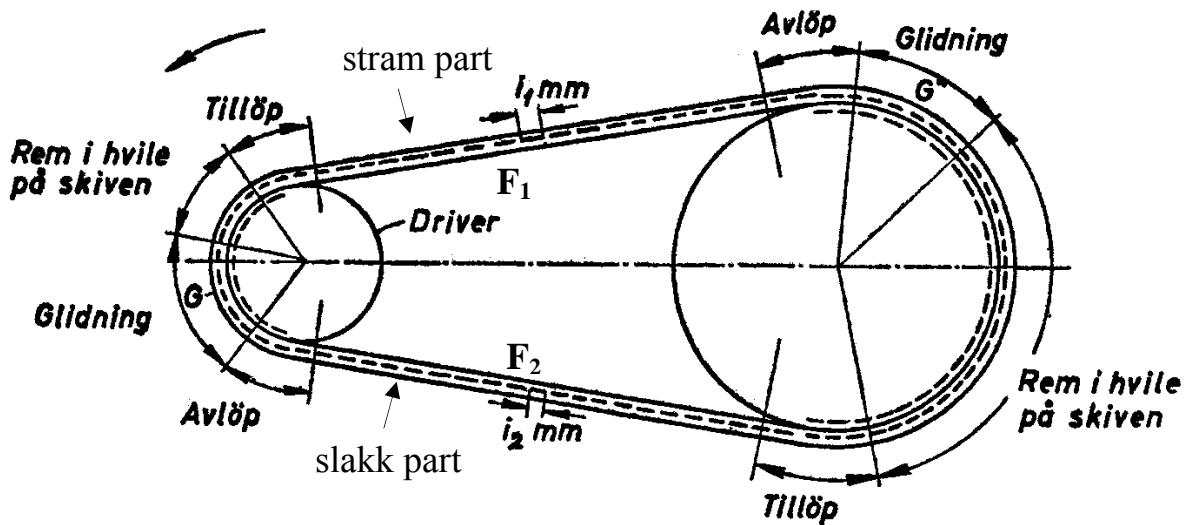
REIMDRIFT

- dreiebevegelse overføres mellom aksler som er plassert i større avstand fra hverandre
- akslene kan ha innbyrdes vilkårlig retning
- dreieretningen kan være den samme eller motsatt
- gir elastisk overføring med hastighetstap

Fordeler ved reimdrift

- har god tilpasningsevne til de overførte krefter p.g.a. ettergivelse ved overbelastning og rykk
- gir praktisk talt lydløs gang
- har mulighet for inn- og utkopling

Reimløpet

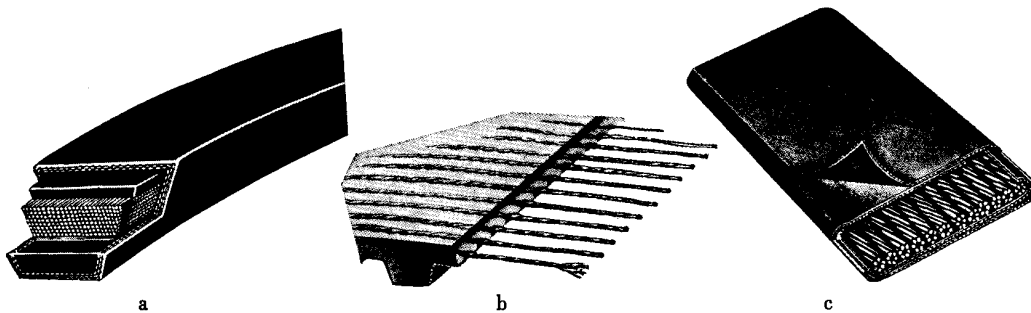


Figur.
Reimtøyning og reimkrefter

- reima har forspenningskraft F_0
- når belastning settes på, får vi reimkrefter F_1 og F_2
- Det foregår glidning mellom reim og skive som gir elastisk slipp
- ved økende belastning ($F_1 - F_2$) øker elastisk slipp og reima begynner å slure
- p.g.a. glidning (sluring) gjøres skivebanen helt glatt.
- bruker vanligvis fettsjikt mellom reim og skive som gir større friksjonskoeffisient μ ved elastisk glidning

Reimmaterialer

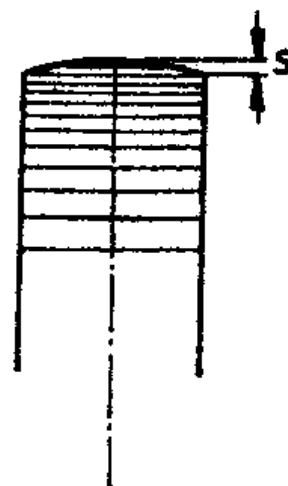
- lær : mye brukt tidligere
- tekstil, gummi, balata : lite brukt
- nyere reimer : - utføres endeløse
 - består av tråddinnlegg (plast eller stål), kord, og vevd omlegg (bomull, kunstsilke eller plast) som er støpt inn i gummi, syntetisk gummi eller plast



Figur.
Reimer. a kilereim med tråddinnlegg (-kord) og vevd omlegg
b tannreim med trådkord
c flatreim med ståltauarmering og duk-omlegg

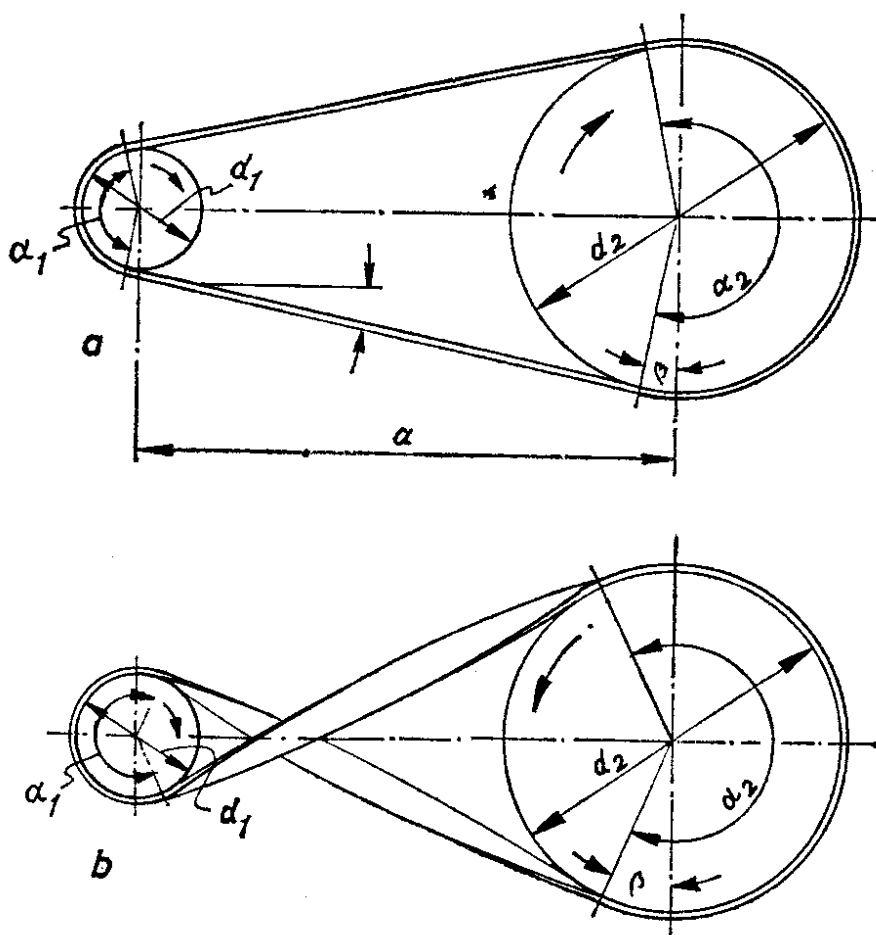
Reimskiver og arrangement

- reimskivas overflate er ofte kupert for at ikke reima skal løpe ut over kanten på skiva
- reima vil søke mot største diameter
- vanligvis utført på den drevne skiva da reima løper slakk innover denne og letter tilpassning
- s vanligvis 0,5 – 1 % av reimbredden



Figur.
Reimløp på skiva

Åpen og krysset reimdrift



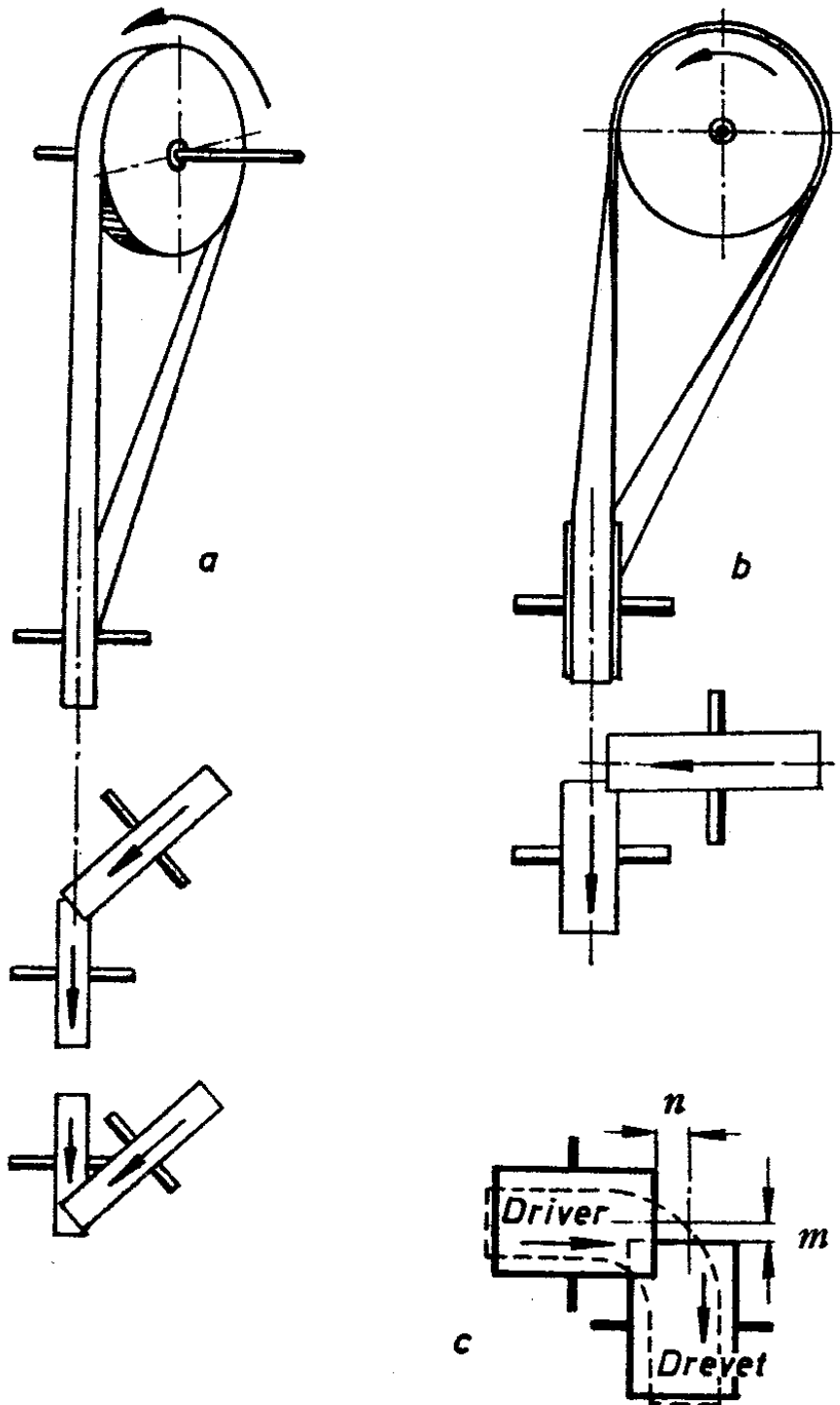
Figur.

Åpen reimdrift

- aksler er parallelle
- rotasjon i samme retning

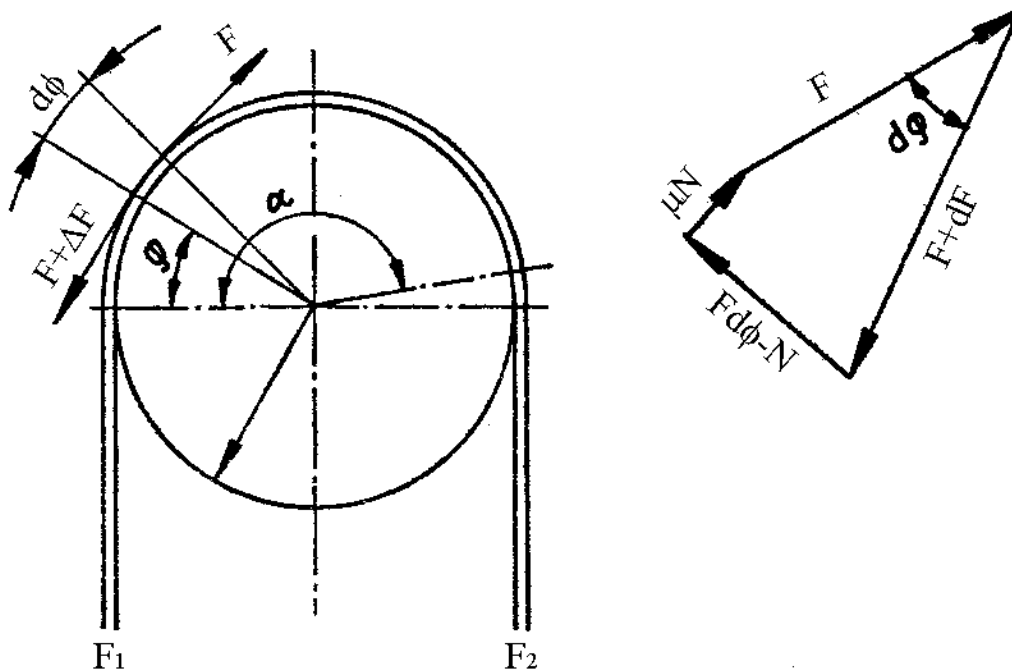
Krysset reimdrift

- aksler er parallelle
- rotasjon i motsatt retning

Skeiv reimdrift

Figur.
Skeiv reimdrift

Bestemmelse av reimkrefter



Figur.
Bestemmelse av reimkrefter.

$$\text{Effekt } P = F \cdot v = F \cdot \frac{\pi dn}{60} [\text{W}]$$

hvor : F = reimkraft [N]
 v = periferihastighet [m/s]
 d = diameter [m]
 n = turtall [o/min]

$$F = \frac{60P}{\pi dn} \quad \textcircled{1}$$

$$F = F_1 - F_2 = \text{samlet reimkraft} \quad \textcircled{2}$$

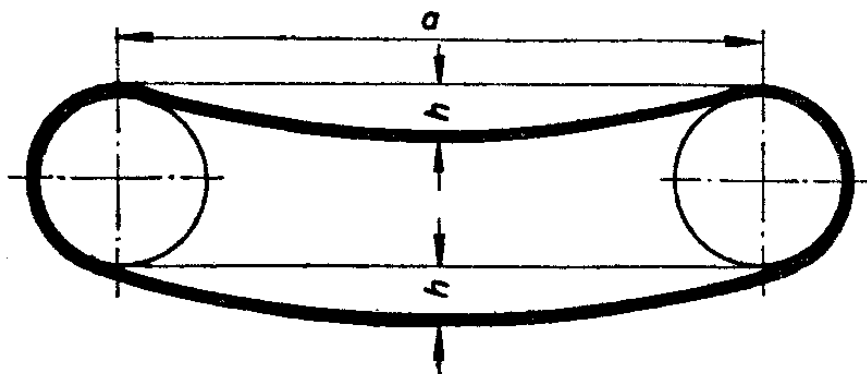
$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu\alpha} \quad \textcircled{3}$$

hvor : μ = friksjonskoeffisient [ubenevnt]
 α = omslutningsvinkelen [rad] $\left[\frac{\text{rad}}{\text{grader}} = \frac{2\pi}{360} \right]$

Strammemetoder

Forspenningskraften F_0 som er nødvendig for overføring av en bestemt periferihastighet, kan frembringes på flere måter. Felles for de fleste er at i stor grad innvirker på reimdriftens utforming og kostnad.

Stramming ved reimas egenvekt



Figur.
Nedheng i reimpartene

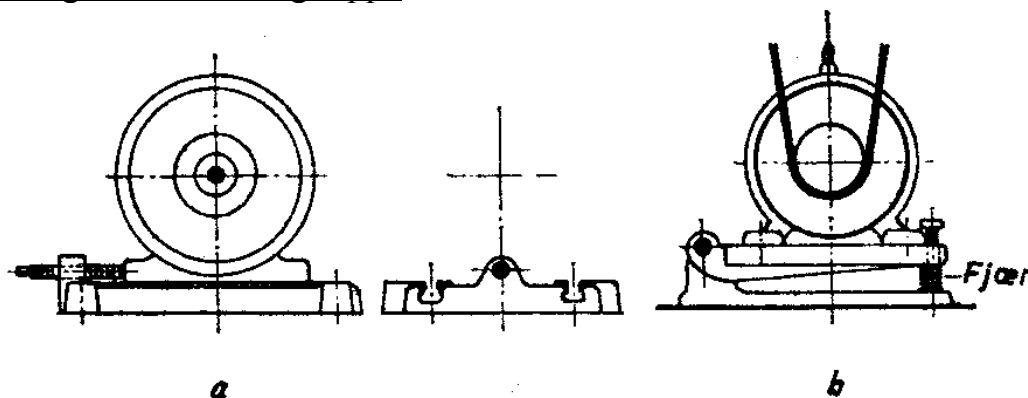
- brukes for store akselavstander
- brukes ved horisontal reimdrift
- forspenningskraften fremkommer ved nedhendet i reimpartene

$$\text{Forspenningskraft } F_0 = \frac{qa^2}{8h}$$

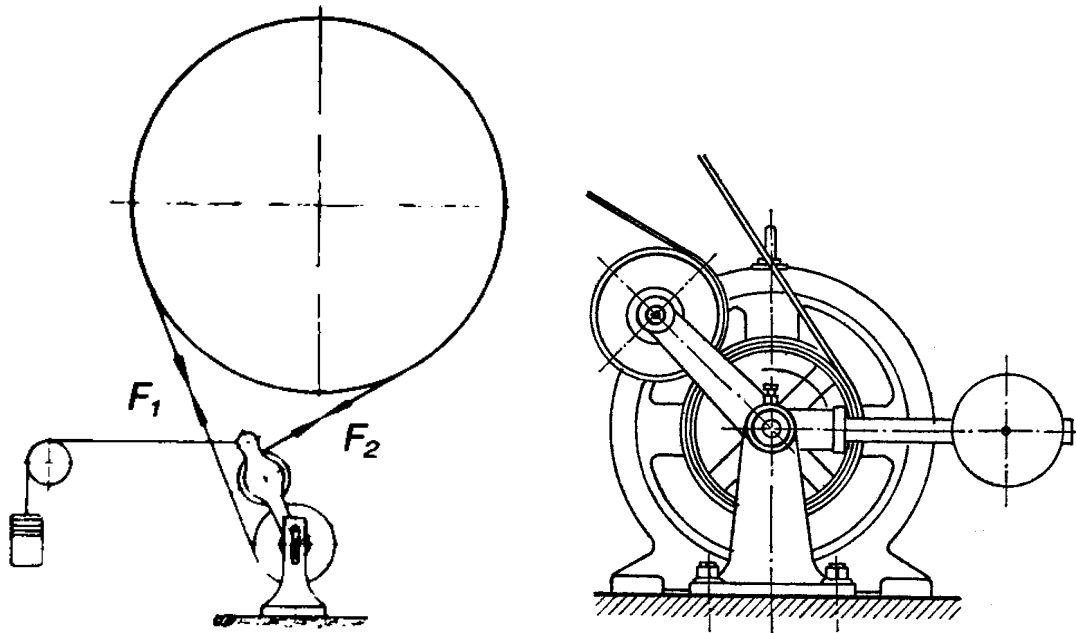
hvor : a = spennvidden [m]

q = vekt pr. løpende meter av reima [N/m]

Stramming v.h.a. skrue og vippe



Figur.
Stramming v.h.a. skrue og vippe

Stramming v.h.a. strammerull

*Figur.
Reimdrift med strammerulle*

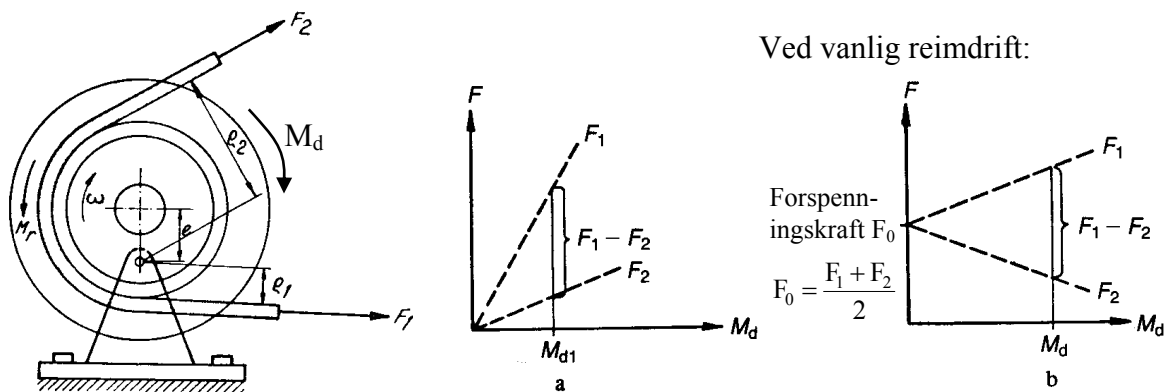
Med utvendig strammerulle:

- omslutningsvinkelen α øker
- forholdet F_1/F_2 øker \Rightarrow større nyttelast
- lagertrykket ($F_1 + F_2$) reduseres $\left[F_a = \pm(F_1 + F_2) \cos \frac{180 - \alpha}{2} \right]$
- diameter på strammerull $\leq 1,33 \cdot d$

Med innvendig strammerulle:

- omslutningsvinkelen α minsker
- diameter på strammerull $\leq d$

Selvstrammende reimdrift, Sespa - trekk



Figur.

Prinsippet for Sespa-driften.

Motoren dreier seg om opphengsaksen.

a Reimkreftene som funksjon av overført moment.

Ved overført moment M_{d1} blir $F_1 - F_2$ som vist.

b Reimkreftene ved vanlig reimdrift

- motoren er opphengt eksentrisk i forhold til egen aksel
- reim monteres uten forspenning
- motor avgir moment $M_d = (F_1 - F_2) \frac{d}{2}$
- like stort, motsatt rettet, reaksjonsmoment M_r oppstår i motorstativet
- $|M_r| = |M_d|$
- systemet er i likevekt, og $F_1 \cdot \rho_1 = F_2 \cdot \rho_2$, gjelder

Lagertrykket, F_a

$$F_a = \pm(F_1 + F_2) \cos \frac{180 - \alpha}{2}$$

$$\text{når: } \alpha = 180^0 \Rightarrow F_a = F_1 + F_2$$

$$\alpha < 180^0 \Rightarrow F_a = +$$

$$\alpha > 180^0 \Rightarrow F_a = -$$

Utveksling

$$\text{Oversetting } i = \frac{n_1}{n_2} \left[\frac{\text{drivende}}{\text{drevne}} \right]$$

hvor: $n = \text{turtall [o/min]}$

teoretisk er $v_1 = v_2$

$$\pi d n_1 = \pi D n_2$$

$$\Rightarrow \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d}$$

$$\text{Utveksling } u = \frac{D}{d} \left[\frac{\text{diameter store hjul}}{\text{diameter lille hjul}} \right]$$

i praksis er $v_1 \neq v_2$ p.g.a. sluring og krymping i reim

Virkningsgrad settes til: $\eta = 0,94 - 0,97$

Forspenningskraft

$$\text{Etter start: a) i stram part } F_1 = F_0 + \Delta F \quad \Rightarrow \Delta F = F_1 - F_0$$

$$\text{b) i slakk part } F_2 = F_0 - \Delta F \quad \Rightarrow \Delta F = -F_2 + F_0$$

$$\Rightarrow \Delta F = F_1 - F_0 = -F_2 + F_0$$

$$\text{Forspenningskraft } \underline{F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}}$$

Påkjenninger i reim

- 1) Strammespenning p.g.a. F_1 : $\sigma_d = \frac{F_1}{A_{\text{reim}}}$
- 2) Strammespenning p.g.a. sentrifugalkraften på reim: $\sigma_c \approx 0,1 \left(\frac{v}{10} \right)^2$ generelt
- 3) Bøyepening: $\sigma_b = \frac{t}{d} \cdot E$
hvor t = reimtykkelse [mm]
 d = reimskivediameter [mm]
 E = E-modul til reimmaterialet [N/mm²]

Maksimal spenning $\sigma_{\text{maks}} = \sigma_d + \sigma_c + \sigma_b$

Maksimal spenning opptrer i stram reimpart ved innløp på minste reimskive når denne driver.

Kilereimer

Fordeler med kilereim i forhold til flatreimer:

- friksjonen øker
- omslutningsvinkelen α kan gjøres mindre
- kan benytte mindre senteravstand
- kan benytte større utveksling
- kan benytte mindre forspenningskraft, F_0
- gir mindre lagertrykk
- gir mindre glidning
- gir høyere virkningsgrad, η

Ulemper:

- reimskivene er kostbare

For å redusere kostnadene kan store skiver gjøres plane ved oversetting $i > 3$.

- V-spor (driver) – flat drift (drevet) \Rightarrow billig
- Alternativt V - V drift

Kilereimer og kilereimskiver er standardisert.

Beregning av kilereimdrift:

Nødvendige opplysninger:

- 1) Driftmaskinens art og om mulig angivelse av startmoment
- 2) Den effekt som skal overføres
- 3) Drivende skives omdreiningstall
- 4) Arbeidsmaskinens art
- 5) Drevne skives omdreiningstall
- 6) Driftstid pr. døgn
- 7) Ønsket senteravstand

Tannreimer

Noen punkter:

- gir ingen sluring
- dyre reimer og skiver
- anvendelse hvor høye krav til eksakt utveksling og stille gange
- ingen forspenning
- beregninger som for flatreimer og kilereimer

Kjededrift

Anvendelse:

- når tannhjul ikke passer p.g.a. for stor akselavstand
- når plassforholdene utelukker reimdrift

Fordeler:

- ufølsomhet overfor fuktighet
- mindre plassbehov i sideretning
- rolig gange
- positiv overføring uten hastighetstap
virkningsgrad $\eta = 0,94 - 0,97$, ved gunstig smøreforhold $\eta = 0,98$

Ulemper:

- sjenerende forlengelse av kjede ved støt og store krefter
- krever nøyaktig montasje med parallelle aksler

TANNHJUL

- overfører rotasjonsbevegelse
 - overfører effekt $P \rightarrow 35.000\text{kW}$
- $$P = F \cdot v = F \cdot \frac{\pi d n}{60} [\text{W}]$$
- periferihastighet



$v \rightarrow 15\text{m/s}$

sylindrisk rettfortanning

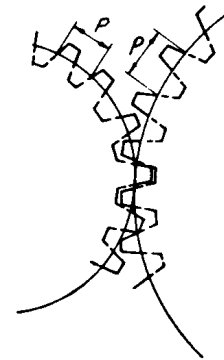
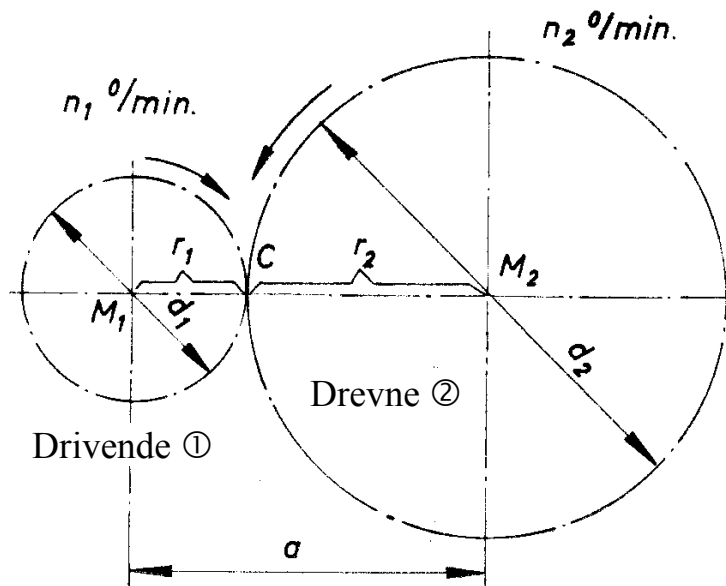


$v \rightarrow 100\text{m/s}$

sylindrisk skråfortanning



konisk fortanning



p = deling

C = berøringspunkt

d_1	delesirkel	d_2
r_1		r_2
Z_1	tanntall	Z_2
n_1	turtall	n_2
ω_1	vinkelhastighet	ω_2

Oversetting $i = \frac{n_1}{n_2} \left[\frac{\text{drivende}}{\text{drevne}} \right]$

$i < 1$ gir økende n
 $i > 1$ gir reduserende n

Utveksling $u = \frac{Z_{\text{store hjul}}}{Z_{\text{lille hjul}}} \geq 1$

I pkt. C:

Periferihastighet $v_1 = v_2$

$$\frac{2\pi r_1 n_1}{60} = \frac{2\pi r_2 n_2}{60} \Rightarrow i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

$$2\pi r_1 \omega_1 = 2\pi r_2 \omega_2 \Rightarrow i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Omkrets $\pi d_1 = pZ_1 \Rightarrow \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$

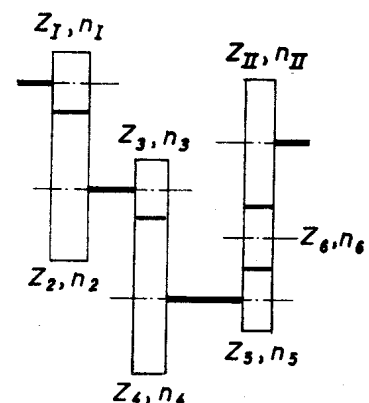
$\pi d_2 = pZ_2$

$$\Rightarrow i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

eksempel: En serie tannhjul. Total oversetting?

$$i_{\text{tot}} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} \cdot \frac{n_5}{n_6} \cdot \frac{n_6}{n_{II}}$$

$$i_{\text{tot}} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} \cdot \frac{Z_{II}}{Z_6} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_{II}}{Z_5}$$



Ved store effektoverføringer bør oversetting i ett trinn ikke overskride 5 - 6 for å unngå for stort tannhjul.

Modul

- gjelder for metrisk system
- omkrets $\pi d = pZ$

$$\Rightarrow d = Z \cdot \frac{p}{\pi} = Z \cdot m$$

hvor $m = \text{modul} = \frac{p}{\pi}$ [mm] (heltall eller brøk)

m er standardisert i Norsk Standard

Tannhjul

Modulrekker for sylindriske tannhjul og for koniske tannhjul med rette tenner

Moduler med 1. og 2. prioritet stemmer overens med ISO Recommendation R 54 — 1966 og ISO Recommendation R 678 — 1968.

Tabell 1 Mål i mm

Modul m		
1.	2.	3. *)
1		
1,25	1,125	
	1,375	
1,5	1,75	
2	2,25	
2,5	2,75	
3		3,25
	3,5	3,75
4	4,5	
5	5,5	
6		6,5
	7	
8	9	
10	11	
12		13
	14	15
16	18	
20	22	
		24
25		27
	28	30
32		
	36	39
40		42
	45	
50		

*) Moduler 3,25, 3,75 og 6,5 bør unngås i henhold til ISO/R 54 og 678. De øvrige moduler i denne rekken er ikke opplært i nevnte ISO-rekommendasjoner og bør ikke benyttes ved nykonstruksjoner.

Sammenligningstabell mellom modul og diametral pitch.

Tabell 2

Modul m mm	Diametral pitch: P		Modul m mm	Diametral pitch: P	
	$P = \frac{25,4}{m}$ in ⁻¹	$m = \frac{25,4}{P}$ mm		$P = \frac{25,4}{m}$ in ⁻¹	$m = \frac{25,4}{P}$ mm
1			7		
1,125			8	3,5	7,25714
1,25			9	3	8,46667
	20	1,27000	10	2,75	9,23636
1,375			11	2,5	10,16000
1,5	18	1,41111	12	2,25	11,28889
1,75			14	2	12,70000
2	16	1,58750	16	1,75	14,51429
2,25			18	1,5	16,93333
2,5	14	1,81429	20		
	12	2,11667	22	1,25	20,32000
2,75			25		
3	11	2,30909	28	1	25,40000
	10	2,54000	32	0,875	29,02857
3,5			36	0,75	33,86667
4	9	2,82222	40		
4,5			45	0,625	40,64000
5	8	3,17500	50	0,5	50,80000
5,5					
6	7	3,62857			
	6	4,23333			
	5,5	4,61818			
	5	5,08000			
	4,5	5,64444			
	4	6,35000			

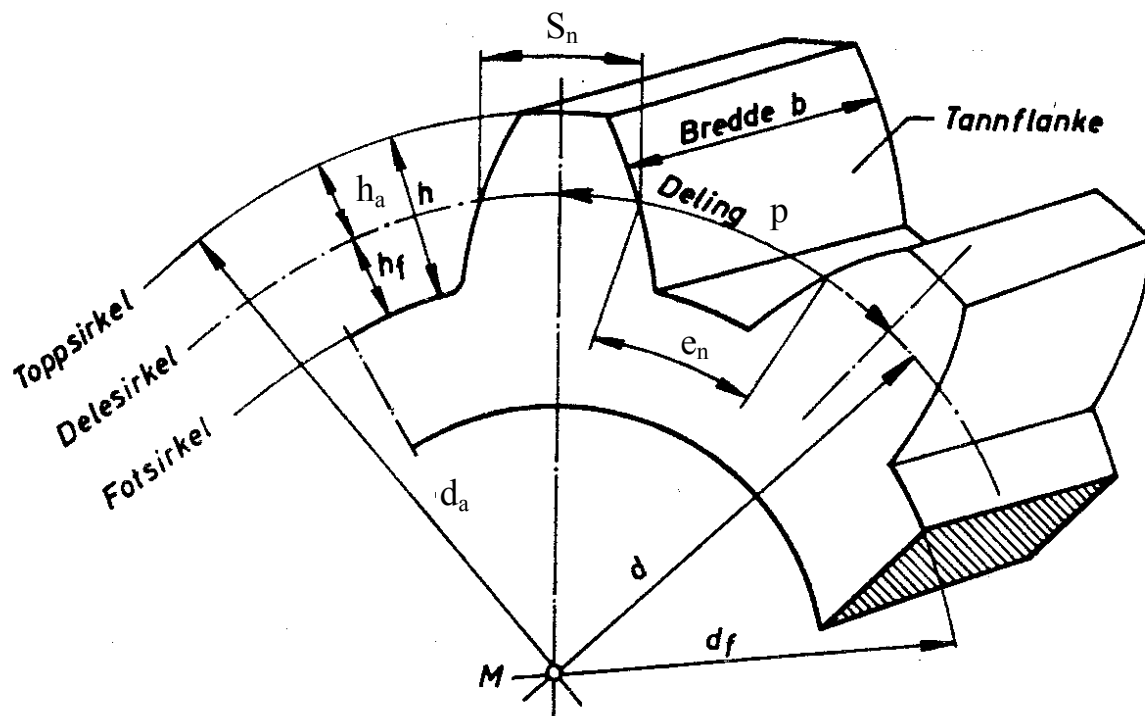
Anmerkning: I angelsaksiske land brukes «diametral pitch» istedet for modul.

$$\text{Modul } m = \frac{\text{delesirkeldiameter (mm)}}{\text{tanntall}}$$

$$\text{Diametral pitch } P = \frac{\text{tanntall}}{\text{delesirkeldiameter (in)}}$$

Diametral pitch anbefales benyttet hvis mellomverdier av moduler er uunngåelig, da det er lettere å skaffe verktøy for diametral pitch, enn for ikke-standardiserte moduler.

NB! To tannhjul i inngrep må ha samme modul

Mål og betegnelser

- $b = \text{tannbredde} = \lambda \cdot m$
 hvor $\lambda = \text{breddeforhold fra tabell}$
 $S_n = \text{tanntykkelse} = p/2 - 0,05m$
 $e_n = \text{lukevidden} = p/2 + 0,05m$
 $p = \text{deling} = m \cdot \pi$
 $h_a = \text{(tann)topphøyden} = m$
 $h_f = \text{(tann)fothøyden} = 1,1m - 1,3m \rightarrow 1,25m \text{ vanligvis}$
 $h = \text{tannhøyden} = 2,25m \text{ vanligvis}$
 $d_a = \text{toppsirkeldiameter} = m \cdot Z + 2h_a$
 $d = \text{delesirkeldiameter} = m \cdot Z$
 $d_f = \text{fotsirkeldiameter} = m \cdot Z - 2h_f$

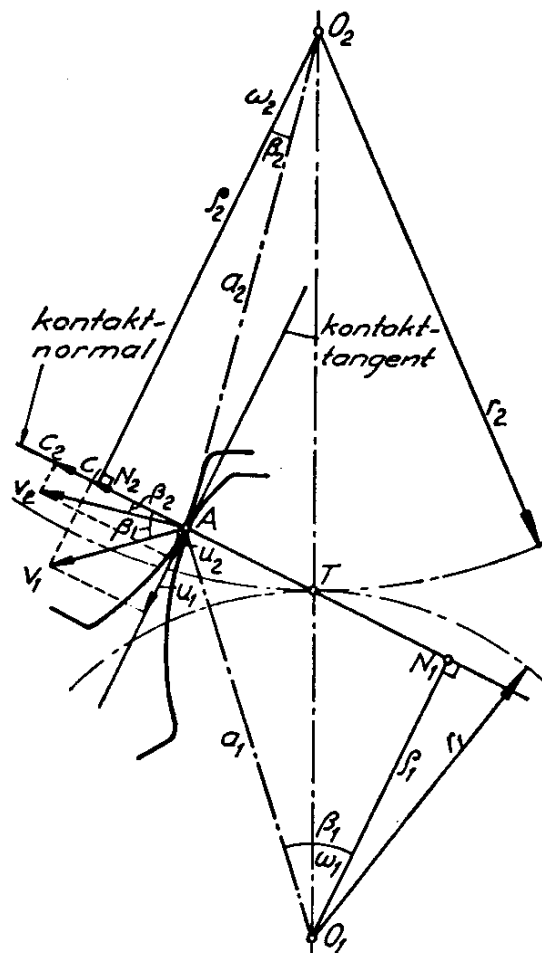
$$\text{Akselavstand } a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m \cdot Z_1 + m \cdot Z_2}{2}$$

Fortanningsloven

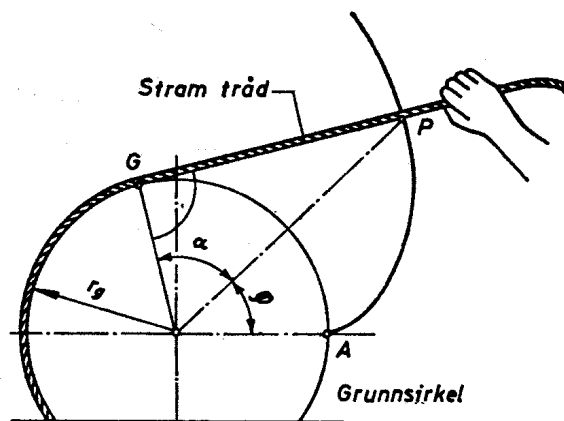
Krav: Dreiebevegelsene skal være kontinuerlige og jevne

Evolvertfortanning

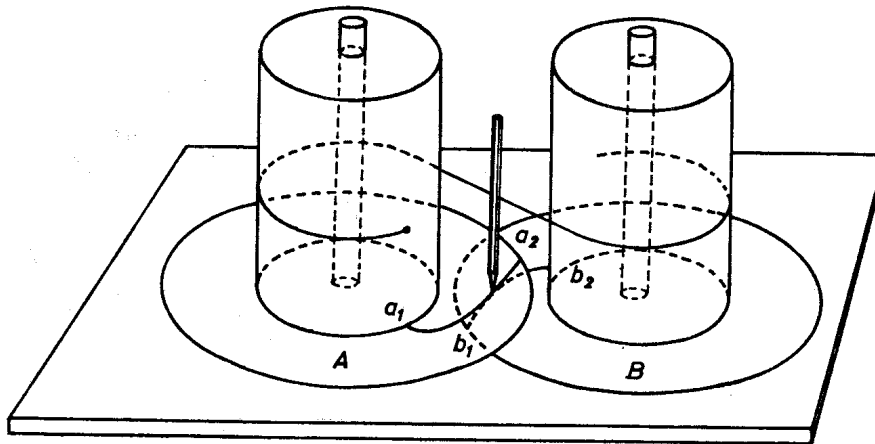
Grunnregel: Kontaktnormalen i berøringspunktet A må under alle innbyrdes stillinger av tennene gå i gjennom sentralpunktet T på senterlinjen $O_1 O_2$. Se figuren under.



Figur.
Hastighetene i kontaktpunktet



Figur.
Evolverten fremkommer når vi lar et punkt på en stram tråd beskrive en kurve mens den vikles av en trommel



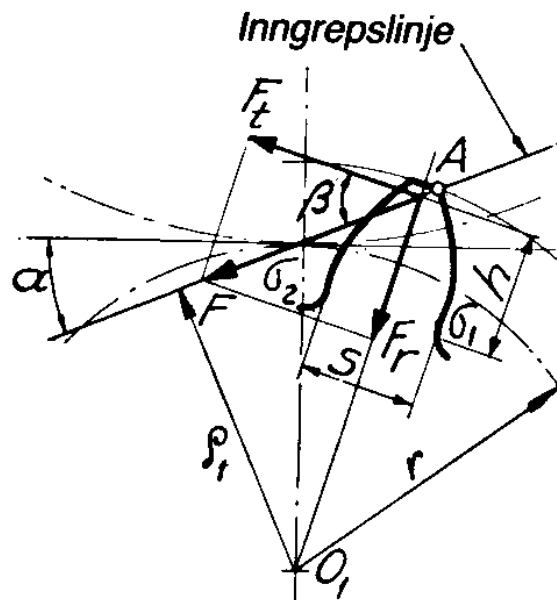
Figur.

Evolventtenner arbeider korrekt sammen.

Projeksjonen av tråden på pappskivene er i virkeligheten inngrepslinje som blir en rett linje. Det oppstår ren rulling på tannflankene.

I figuren under er A kontaktpunktet mellom tennene som forflytter seg under inngrepet nedover på tannflanken til tannrota.

Vinkelen α mellom inngrepslinjen og normalen på senterlinjen, kalles inngrepsvinkelen. For evolventfortanning, ifølge Norsk Standard, er α alltid 20° . Tannkraften F forårsaker to typer påkjenninger, flatetrykk i kontaktpunktet (A) og bøyepening i tannroten.



Figur.

Kraften F dekomponert i radialkraft F_r og tangentialkraft F_t .

A = kontaktpunkt her vist i starten av inngrepet.

$\alpha =$ inngrepsvinkelen $= 20^\circ$