DTU Bibliotek

Denne fil er downloadet fra

Danmarks Tekniske Kulturarv

www.tekniskkulturarv.dk

Danmarks Tekniske Kulturarv drives af DTU Bibliotek og indeholder scannede bøger og fotografier fra bibliotekets historiske samling.

Rettigheder

Du kan læse mere om, hvordan du må bruge filen, på *www.tekniskkulturarv.dk/about*

Er du i tvivl om brug af værker, bøger, fotografier og tekster fra siden, er du velkommen til at sende en mail til *tekniskkulturarv@dtu.dk*

P. C. Henriksen
Forelæsninger
over
Maskinlære.

2

INDUSTRI-
FORENINGEN.

2516.

621(022)

16-17-2.

Forelæsninger

over

Maskinlære

i

det tekniske Selskabs Skole

ved

P. Chr. Henriksen.

2den Del.

Kjøbenhavn

1881

INDUSTRI-
FORENINGEN.

Trykt hos Ferd. Hansen, Fælledvej 16.

Konstruktion af Maskindele.

I. Skruer til Brug for Befæstelse kunne paavirkes paa 2 Maader: 1) Til Overvindning af Skruespindlen 2) Til Gjængernes Afskjæring fra Spindlen.

Er Kraften, der virker efter Skruens Længde P ℔, saa kan man med tilstrækkelig Sikkerhed byde Spindlen 3850 ℔ pr. □" Tværsnit. Kaldes Spindlens Diameter d_1, har man:

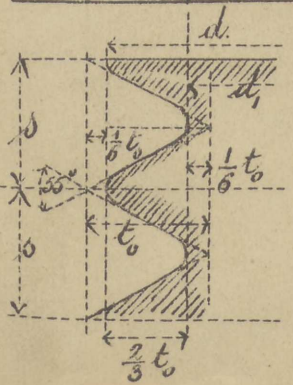
$$P = 3850 \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2 = 3023\, d_1^2$$

$$\text{c: } d_1 = 0{,}0182 \sqrt{P}.$$

d_1 i Tommer	P i ℔.	d_1 i Tommer	P i ℔.
$\frac{1}{4}$	189	$\frac{3}{4}$	1700.
$\frac{5}{16}$	295	1.	3023
$\frac{3}{8}$	425	$1\frac{1}{4}$.	4723.
$\frac{7}{16}$	579.	$1\frac{1}{2}$	6802.
$\frac{1}{2}$	756.	2.	12092.

Kaldes Skrueboltens Diameter d, Skruens Stigning s, saa har man for det „Whitworthske Skruesystem":

$$s = 0{,}04 + 0{,}08\, d.$$



Højden i Trekanten: $t_o = 0{,}96\, s$

Indvendig og udvendig afrundes Gjængerne $\frac{1}{6} t_o$, saaledes at Gjængernes Dybde bliver: $t = \frac{2}{3} t_o = 0{,}64\, s$. Skrueboltens Diameter bestemmes af Lign:

$$d_1 = 0{,}9\,d - 0{,}05$$

Møttrikken er sædvanlig sexsidet, sjælden firsidet, undertiden gjöres den cylindrisk. Vi indskrænke os til at betragte en sexsidet Møttrik. Sædvanlig gives den en Höide lig d. Sexkantens mindste Diameter D sættes for filede Møttrikker:

$$D = 0{,}2 + 1{,}4\,d$$

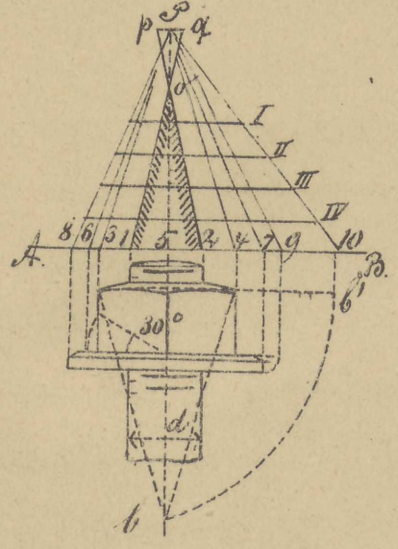
for raa Møttrikker: $D = 0{,}27 + 1{,}45\,d$.

Paa filede Møttrikker bliver den överste Flade sædvanlig reifet efter en Kegleflade, hvis Sidelinier danne en Vinkel paa 30° med Grundfladen, eller og saa efter en Kugleflade med Radius lig $\frac{5}{3}$ D. Underlagsskiven faar en Diameter lig $\frac{4}{3}$ D og en Tykkelse lig $\frac{1}{10}$ D. Skivens överste Rand affases eller forsynes med en Hulkehl.

Bolthovedet tildannes sædvanlig med sexkantet eller kvadratisk Grundflade og gives, hvad enten den er filet eller raa, en Brede lig $0{,}2 + 1{,}4\,d$ og en Höide $h = 0{,}7\,d$.

Forholdstegning for Møttrikker. Paa Fabrikker er det hensigtsmæssig at tegne engang for alle Møttrikker i alle brugelige Størrelser, en Forholdstegning. En saadan Tegning haves paa Værkstedet

en lignende bevares paa Tegnestuen, saa at der kan herske Orden og Nöiagtighed i denne mindre, men dog vigtige Fabrikationsgren. Figuren fremstiller en Forholdstegn. Man tegner den filede Möttrik for den störste forekommende Boltediameter efter de foranförte Formler, derpaa projiceres alle Maalene paa en ret Linie lodret paa Skråens Axe. Fra 1 og 2, der indeslutte Boltens Diameter d, trækkes rette Linier til et vilkaarlig valgt Punkt v, derpaa drages Transversalerne I, II, III og IV i saadanne Afstande, at Linierne O1 og O2 afskjære forskjellige Boltediametre, som da ere de tilsvarende Möttrikkers Höider. Alle andre Dimensioner ere ligefrem proportionale med D=0,2+1,4d, de blive altsaa 0, naar D er 0, som finder Sted, naar:

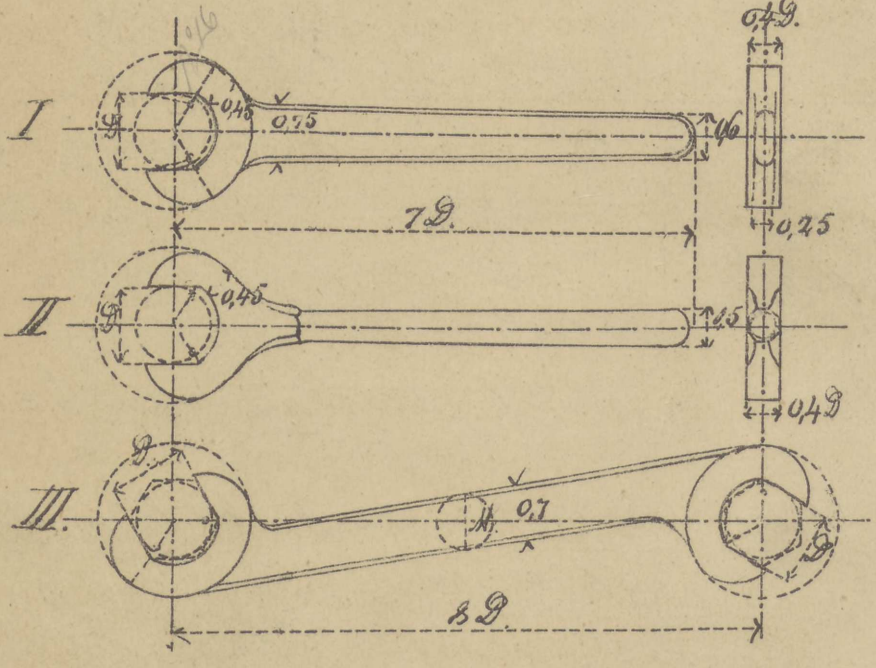


$0,2+1,4d=0 \quad \therefore d=\div 0,143.''$

Forlænges Linierne O1 og O2 ud over O indtil der kan afskjæres en Transversal $pq=\div 0,143.''$ pq skjærer Skruens forlængede Axe i P. Drages Linierne P3, P4, P5 o. s. v. afskjæres paa I, II, III, IV o. s. v. de sögte

Dimensioner for Möttrikker med Bolddiametre beliggende paa I, II, III, IV o. s. v. Andre Maal kunne ligeledes tages t. Ex. Skivens Tykkelse 7-9, Sexkantsiden 5-6, Radius til den kugleformede Riefning. En tilsvarende Forholdstegning lader sig fremstille for raa Möttrikker.

Skruenögler ere Vægtstænger, tjenlige til at omfatte og dreie Möttrikkerne.



Figurerne I og II fremstille den enkelte Skruenögle. Enhed i Konstruktionen er: $D = 0{,}2 + 1{,}4d$

Den dobbelte Nögle III har Gab i begge Ender. Hvor Pladsen er knebet benytter man sig af den dobbelte Nögle med ligestore Gab. Forbindelseslinien mellem Gabenes

Midtpunkter danner en Vinkel paa 30° med Midlinien i Gabene, naar Möttrikken er sexkantet, hvorimod Vinklen er 45°, naar Möttrikken er kvadratisk. Saadanne S Nögler yde den Fordel, at man ved afvexlende Brug af Gabene, hver Gang kan dreie Möttrikken en halv Polygonvinkel, saaledes at Haandfanget ved hver $\frac{1}{12}$ Del Dreining befinder sig i den samme Stilling; men i saa Fald maa Nöglen konstrueres saaledes som Figuren viser det.

II Skrüer til at fæste i Træ. Sættes Skruens Diameter paa Gjængens Yderkant = d Tommer, den Del af Længden, der fæster i Træet = l Tommer, saa er Skruens Modstand bestemt ved:

$$P = K . d\, l\, \text{℔}.$$

De Værdier af K ved hvilke Skruen oprives ere følgende:

	Brudlast K.	
	Endetræ	Tværtræ.
for. Fyr	1940	2910
— Lind	2640	3730
— Hvidbög	3900	6140
— Rödbög	2890	4120.
— Eg	3420	3910.

For at finde den Belastning, man med Sikkerhed tör byde Skruen, indföres i Formlen $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{8}$ af den i Tabellen angivne Værdi af K.

III. Spiger og Sømme. Disses Sammenholdskraft beregnes paa lignende Maade. Dersom det Stykke af Sømmet eller Spigeret, der er drevet ned i Træet, har Bredde b, Tykkelse t og Længde l, saa er Modstanden mod Oprivning

$$T = K_1 (b + t) l$$

hvor Per. b, t og l Tommer.

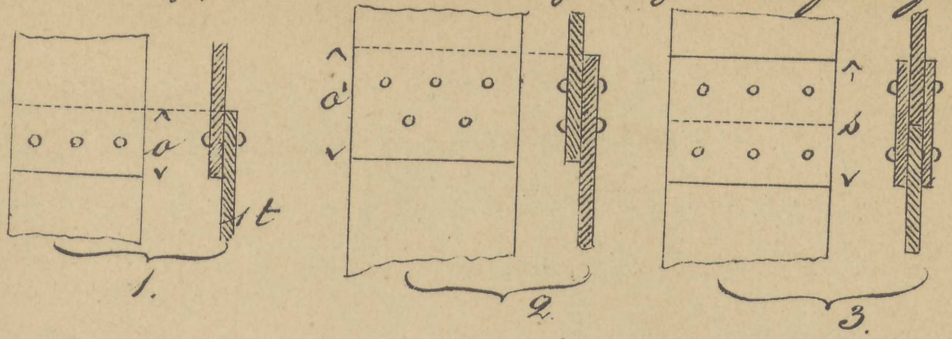
	Brudlast K_1	
	Befæstelse i Endetræ	Befæstelse i Sidetræ
for Fyrretræ	490	870.
- Lindetræ	490.	920.
- Rødbøg	940	1460.
- Hvidbøg	1140.	1600.
- Eg.	1400.	1950.

Ogsaa herfindes den sikkre Belastning ved at regne med $\frac{1}{3}$-$\frac{1}{2}$ af den i Tabellen angivne Værdi af K_1.

IV. Nitninger. To Smedejærnspladers, der paavirkes til Strækning, skulle nittes sammen; det spørges om Afstanden mellem Nitterne, naar der ikke tages Hensyn til Gnidningsmodstanden mellem Pladerne.

I de i Figurerne (se næste Side) viste 4 Slags Nitninger kunne forekomme i Praxis. I de to første Figurer overdække Pladerne hinanden, medens de i de to sidste sammenholdes ved dobbelte

Samlingsplader. Ved Beregningen indføres følgende Betegnelser d for Nittediameteren, a for Afstanden



1. 2. 3. 4.

mellem 2 Nittecentra i samme Række og t for Pladernes Tykkelse. Pladerne paavirkes til Strækning, Nitterne til simpel Forskydning. Skal nu Belastningsgrandsen for Pladerne og Nitterne naas paa samme Tid (hvad man netop i Praxis efterstræber) maa man i 1 have:

$$r(a-d)t = \tfrac{1}{4}\pi d^2 f$$

hvoraf:

$$a = \frac{\frac{1}{4}\pi d^2 f}{rt} + d.$$

r betegner det Materialet modtager pr □" til Overskridning, f hvad det pr □" modtager til Forskydning. I Praxis sætter man gjerne: $d = 2t$ à $1{,}5t$ og Overdakningen $o = a$ à $1{,}1a$.

I 2 forandres Ligningen til:

$$r(a-d)t = 2 \cdot \tfrac{1}{4}\pi d^2 f$$

c:

$$a = \frac{\frac{1}{2}\pi d^2 f}{rt} + d.$$

I Praxis gjør man her Nittediameteren ligesaa stor som i 1, men Overdækningen $a' = 1{,}66\,a$ à $1{,}75\,a$.

I 3 har man: $r(a-d)t = 2 \cdot \frac{1}{4}\pi d^2 f$,

$$\text{d: } a = \frac{\frac{1}{2}\pi d^2 f}{rt} + d$$

I Praxis gjøres her Samlingspladen $s = 2a$ à $2{,}2a$

I 4 har man: $r(a-d)t = 2 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 f$

$$\text{d: } a = \frac{\pi d^2 f}{rt} + d$$

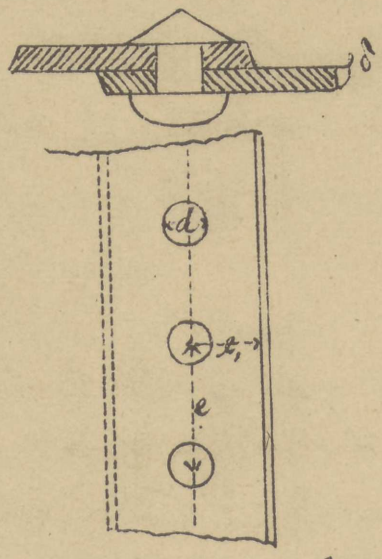
Her gjøres i Praxis $s' = 3\frac{1}{3}\,a$ à $3\frac{1}{2}\,a$.

Gnidningsmodstanden, som vi her ikke have taget Hensyn til, bevirker en større Modstand. Forøvrigt ville Nittehullerne formindske Pladernes Modstand, hvor disse strækkes, hvorimod Pladernes Modstand forbliver uforandret, hvor der finder Sammentrykning Sted, hvis Nitterne helt udfylde Hullerne. Endnu maa bemærkes, at Nitterne helst paasættes varme; de ville da ved Afkøling ikke fuldstændig udfylde Nittehullerne og ovenstaaende Uldtryk blive ogsaa derved ønskelige. Det ene Nittehoved slaas paa medens Nitten er varm og dannes af en Del af Nitteskaftets, som derfor skal være 2,5 t større end Nittehullets Længde.

Dampkjedelnitninger.

a. Enkelte Nitterækker. Ved disse er der paa

tre Steder Fare for Overrivning, der bør indtræde samme Spænding i Materialet paa alle disse Steder:



α) Nittens Overklipning ved Forskydning. Er Nittens Diameter d saa udtrykkes Kraften P paa 1 Nitte ved:

$$P = k_1 \cdot \frac{\pi}{4} d^2$$

β) Sættes Afstanden mellem Nitterne, maalt fra Midte til Midte lig e, Pladetykkelsen lig δ, kan Kraften P, der virker til Overrivning af det Stykke Plade, der ligger mellem to Nitter, skrives:

$$P = k_2 \delta (e - d)$$

γ) For hver Nitte er der to Plader af Længde ℓ, lig Afstanden fra Boltens Midte til Kanten af Pladen, der yde Modstand mod Sønderdeling ved Forskydning, deres Areal er lig $2\delta\ell$, og man har da:

$$P = k_3 \cdot 2\delta\ell$$

Regnes nu samme Modstand mod Forskydning som mod Overrivning, skal man have $k_1 = k_2 = k_3$, altsaa:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \delta (e - d) = 2\delta\ell,$$

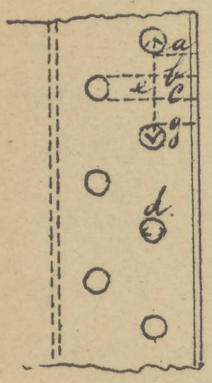
man fyldestgjør ved Dampkjedler denne Betingelse

tilnærmende ved at sætte:

$d = 0{,}15 + 1{,}5\,\delta$, $e = 0{,}4 + 2d$ og $e_1 = 1{,}5d$.

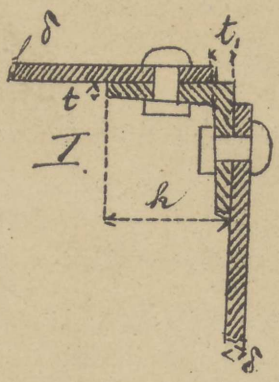
Nittens runde Hoved gives Diameter = 1,8 d, Høide = 0,6 d. Det tilspidsede Hoved, om et saadant bruges, Diameter = 2 d og Høide = 0,8 d.

Dobbelte Nitteraekker. Fig. viser, at der falder 2 Nitter af Diameter d paa Afstanden e; Afstanden imellem Nitterne kan følgelig gjøres større, hvorved Forbindelsen bliver stærkere, end hvis man brugte enkelt Nitteraekke. For hver Afstand e bliver der desuden 4 slykker Plader: a, b, c og g at overrive ved Forskydning, naar man lader Nitterne vexle som i Figuren; sættes derimod Nitterne lige bag hinanden faas kun 2 Plader, saa lange som b og c. I første Tilfælde kan Afstanden imellem de to Raekker Nitter altsaa gjøres mindre end i sidste. For det i Fig. optegnede Tilfælde er $e = 0{,}8 + 3d$.



Vinkeljernforbindelser. Fig. n. S. viser 2 Plader, forbundne ved et Vinkeljern. Som Dimensioner for dette kan tages: $h = 1 + 4{,}5\,\delta$.

Tykkelsen inderst $t_1 = \frac{8}{7}\delta$, yderst $t = \frac{6}{7}\delta$,



for $\delta = \frac{1}{4}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{1}{2}$ Tommer bliver $h = 2{,}13, 2{,}41, 2{,}69, 3{,}25$ do. iövrigt maa man vælge Vinkeljærn saa nær som muligt efter det anförte iblandt de Dimensioner, der gaa i Handelen.

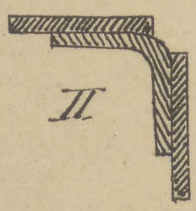




Fig. II viser en anden Form af Vinkeljærn, som bruges en Del, og som ved lige Dimensioner er fuldt saa stærk som Formen I.

Undertiden bruges ved Damphjedler at samle en plan Endeplade A med en cylindrisk Plade B ved at drive Kanten paa den förste op og nitte gjennem denne Kant (se III.).

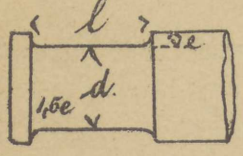
Dele, som tjene til Styring og Overförelse af Bevægelse.

1. Tapper.

Tapper kaldes de Maskindele, ved hvilke Axlerne hvile paa deres Understötninger; de ere altid Omdreiningslegemer og oftest Cylindre. Efter den Maade, hvorpaa Tapperne paavirkes af Kræfter, inddeles de i Bæretapper og Sportapper.

12.

a. Bærelapper ere saadanne, som paavirkes af Tryk lodret paa Længderetningen. De ere oftest horizontalt liggende. Fig viser en horizontal Tap, der lider Tryk ⊥ paa sin Længderetning; den har Cylinderform med Længde fra Brystet til det yderste Anlægspunkt = l og Diameter = d. Trykket, der virker paa den, sættes lig P.



Beregningen kan støttes paa følgende Betragtning: ved Forsætning af Akslen eller af Panden kan det ske, at Trykket kommer til at virke i Tappens yderste Anlægspunkt: paa en Vægtstangsarm af Længden l til at bryde Tappen. For dens Beregning har man altsaa:

$$Pl = \frac{R}{r} \cdot \frac{\pi r^4}{4} = R \frac{\pi}{32} d^3 \quad \text{c: } P = R \pi \frac{d^3}{32 l}$$

hvor R betegner den Spænding, man med Sikkerhed tør byde Materialet pr □" af Tappens Tværsnit, d og l ere angivne i Tommer. Sættes $\frac{l}{d} = \varphi$, bliver Formlen: $P = \frac{R \pi}{32} \frac{d^2}{\varphi}$ tilnærmende $= \frac{1}{10} R \frac{d^2}{\varphi}$

Nu sættes med en Sikkerhedsgrad = c. 6 fra Brudgrændsen:

For Smedejern $R = 7500$ ℔
" Støbejern $R = 5000$ ℔
" Staal $R = 10000$ ℔

Herved erholdes:

for Smedejærns Tapper $P = 750 \frac{d^2}{\varphi}$, og $d = 0{,}0365 \sqrt{\varphi P}$.

" Støbejærns " $P = 500 \frac{d^2}{\varphi}$, og $d = 0{,}045 \sqrt{\varphi P}$.

" Staal " $P = 1000 \frac{d^2}{\varphi}$, og $d = 0{,}0316 \sqrt{\varphi P}$.

Størrelsen $\varphi = \frac{l}{d}$ gjøres for saavere langsomt vendende Tapper = 1, men ellers gjøres $l > d$, fordi Tappen dag i Regelen hviler mod Bakken efter hele sin Længde, og man ønsker at fordele Trykket paa en stor Flade, at Tappen ikke skal slides for stærkt. Saa vanligt gjøres: $l = 0{,}40 + 1{,}2 d$ Tommer. Tværspringet af Brystet er sædvanligt $e = 0{,}12 + 0{,}07 d$ Tommer.

Tabellen næste Side, udregnet efter de ovenstaaende Formler, tjener til umiddelbart at bestemme Dimensionerne af Tapper, naar Trykket P er givet.

En Staaltap kan under lige Forhold bære dobbelt saa meget som en Støbejærnstap; man kan derfor finde en Staaltaps Dimensioner ved under Rubriken Støbejærn at opsøge en Vægt = det Halve af den foreliggende Taps Belastning. Skal f. Ex. en Staaltap lide Tryk $P = 6300$ #, saa giver Tabellen for en Støbejærnstap med Tryk $= 3150$ #: $d = 3$ Tom, $l = 4$ Tom, $e = \frac{1}{3}$ Tom. Dette er da netop den foreliggende Staaltaps Dimensioner.

Vandkjæls Tapper slides meget, der regnes derfor

med et Tryk, der er $1\frac{1}{2}$ Gange det virkelige; de kunne ikke tages efter Tabellen, idet man giver dem en Længde lig Diametren, altsaa $\varphi = 1$.

d Tom	l Tom.	e Tom	P i ℔ Smedejern	P i ℔ Støbejern	d Tom.	l Tom.	e Tom.	P i ℔ Smedejern	P i ℔ Støbejern
$\frac{1}{3}$	0,80	0,14	35	—	$2\frac{3}{4}$	3,70	0,31.	4215	2810
$\frac{1}{2}$	1,00	0,16	94	—	3	4,00	0,33	5063	3375
$\frac{3}{4}$	1,30	0,17	244	—	$3\frac{1}{4}$	4,30	0,35	5987	3992
1	1,60	0,19	469	—	$3\frac{1}{2}$	4,60	0,37	6990	4660
$1\frac{1}{4}$	1,90	0,21	771	—	$3\frac{3}{4}$	4,90	0,38	8071	5381
$1\frac{1}{2}$	2,20	0,23	1150	767	4	5,20	0,40	9231	6154
$1\frac{3}{4}$	2,50	0,24	1608	1072	$4\frac{1}{2}$	5,80	0,44	11783	7855
2	2,80	0,26	2143	1428	5	6,40	0,47	14648	9766
$2\frac{1}{4}$	3,10	0,28	2756	1837	$5\frac{1}{2}$	7,00	0,51	17826	11884
$2\frac{1}{2}$	3,40	0,30	3446	2298	6	7,60	0,54	21316	14210

Paavirkes Tapper af stærke Stød, f. Ex. Tapperne for Hammeraxler, saa erholde de endnu større Dimensioner paa Grund af de Tryk, de lide ved Stødene, hvilket vanskeligt lader sig beregne.

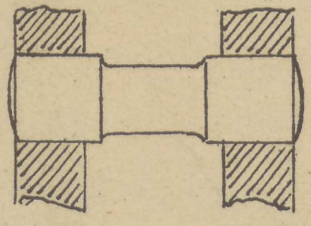
Ved alle nøiagtigt udførte Maskineriер hviler som oftest Tappen imod Leiet i hele sin Længde; man har da:

$$\frac{1}{2} Pl = R \frac{\pi}{32} d^3 = c \frac{1}{10} R d^3$$

Her valges dog R noget mindre end før, nemlig:

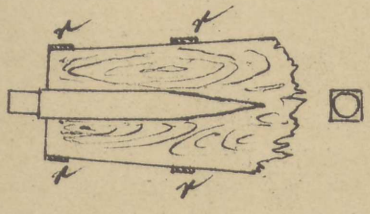
for Smedejern $R = 6000$ ℔
" Støbejern $R = 4000$ "
" Staal $R = 8000$ "

Tappen vil da ikke brydes, selv om der tilfalde for en kort Tid indtraadte, at den væsentlig kom til at hvile paa sin yderste Rand.

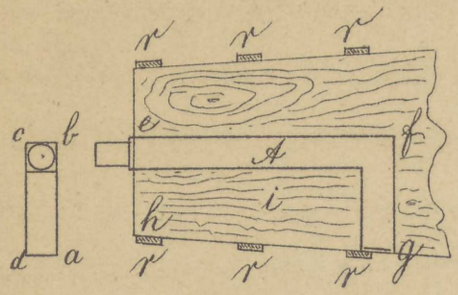


En Tap, der understøttes i begge Ender, vil, naar P og ℓ have samme Værdier som ovenfor kun faa halv saa stor Diameter som derne, naar den beregnes med samme Sikkerhed. For Riddets Skyld vil man dog her gjøre ved i at benytte en større Værdi af ℓ end for almindelige Tapper.

Bæretappens Befæstelse til Akslerne. Fig viser en Spidstap af Smedejern indsat i en Traaped. Den indsættes i Aglen efter at der er boret for den, og derefter paadrives Jernringene r, helst varme, saa at de sammenpresse Træet ved deres Afkjøling. Hvis det behøves, kan man derefter inddrive Jernkiler i Enden af Akslen. Disse Tapper bruges kun ved lette Tryk.



Nedenstaaende Fig fremstiller en enkelt Krykketap A. Den indsættes i et i Axlen indhugget Hul af Længdegjennemsnit efghog Tværsnit abcd. Naar Tappen er indlagt i Hullet, indsættes et Stykke Træ i og Ringen anbringes udvendigt paa Axlen, hvorpaa den forkiles. Tappen er sædvanligt af Smedejern.



Nedenstaaende Fig viser en dobbelt Krykketap, den indsættes paa lignende Maade som den enkelte Krykketap, kun at der tillige stemmes et firkantet Hul i Axlen for den ene Krykkearm.

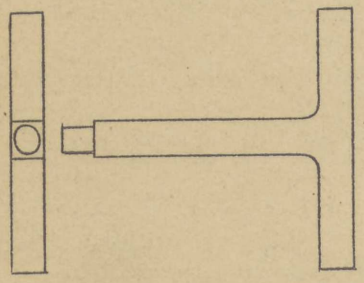
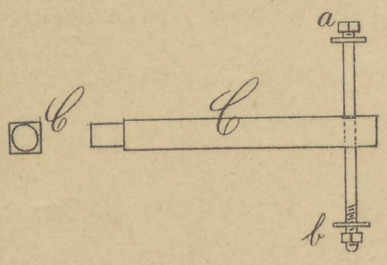
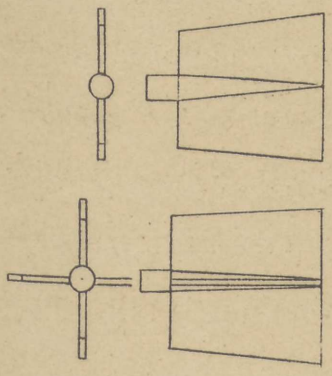


Fig fremstiller en Kladstap C, den indlægges fra Siden af Axlen ligesom Krykketappe: der bores for en Bolt a b, som trækkes til med Møtrikken b, der trykker paa en bred Mellemplade.

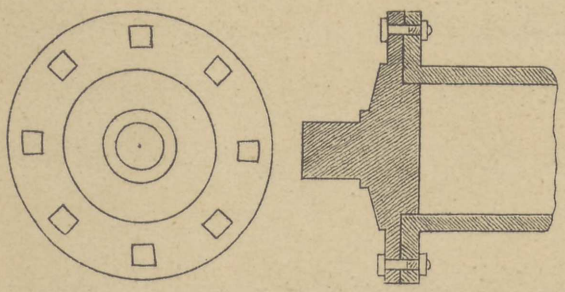


Figurerne næste Side vise en enkelt og en dobbelt Bladtap af Støbejern til at anbringes i Fræsler. For at

anbringe, den bores derfor. Kjærnen og stemmes ud for Bladene, Tappen drives ind i Akslen, Ringe anbringes udenom denne og Kiler indrives i Endefladen. Bladtappe med Blade ved begge Ender kunne ogsaa bruges til at forbinde to Træaxler. Forbindelsestappen maa hvile i et Tapleie.

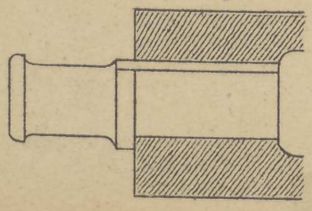


Smedejernstapper indsættes i Støbejernsaxler paa forskjellig Maade: ved svære hule Støbejernsaxler kunne Tapper af Støbjern, som man undertiden bruger, indsættes som Fig viser. Tappen er støbt i Eet med Bundstykket og derefter er Tappen og den Del, der skal passe indvendigt i den hule Axel, afdreiede, samt Bundstykket skrået til Kraven paa Akslen.



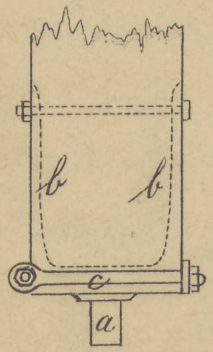
Solidere er det at indsætte en Smedejerns Tap i Bundstykket, end at støbe Tapperne i Eet med dette.

Fig. viser en Smedejernstap indsat direkte i en Støbejernsaxel og befæstet dertil med en Kile.



b) Vertikale Axeltapper, Sportapper, ere saadanne, der paavirkes af Tryk efter Længden. De beregnes efter det Tryk pr □", de kunne taale uden at gnave eller gnaves af det Spor, hvori de gaa; man regner sædvanligt 1370 ℔ pr □" af Tappens Endeflade.

c) Naar Tappen samtidigt paavirkes baade af Tryk lodret paa Længderetningen og efter Længden, saa beregnes de efter begge Tryk hvert for sig; det der giver den største Dimension er da tillige det, der bestemmer Tappens Dimensioner. Skalen saadan Tap bøjestes til en Træaxel, saa kan den dannes som Bladtap og indsættes paa den ovenfor omtalte Maade, eller, hvis den er af Smedejern kan de befæstes som Fig. viser; Tappen a er smedet i et Stykke med de 2 Grene b, som ere befæstede til Axlen ved Bolte og yderligere fastholdt ved den firkantede Ring c, som i alle 4 Hjørner kan spændes sammen om Axlen.

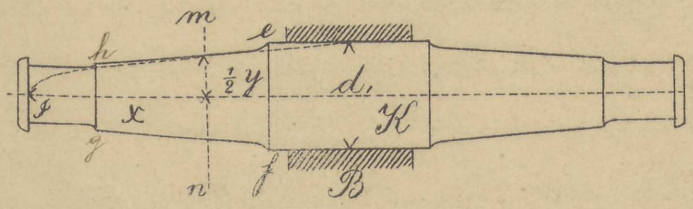


I Støbejernsaxler indsættes Sportapperne enten ved at skrue dem op i Endefladen eller bedre ved at give dem en konisk Forlængelse, som passer nøiagtigt i et konisk Hul i Axlen, indsatte disse paa deres Plads

og befæste dem ved en Kile eller Bolt.

Spordtappen afrundes ofte for Enden hvorved man kan opnaa, at Trykket paa Arealenhed bliver mindre end det vilde blive paa en plan Endeflade med samme Diameter. Man bliver derved istand til at formindske det af Friktionen konsumerede Arbeide.

2. Axler. De kunne inddeles i Bæreaxler og Omdreiningsaxler. a) Ved Bæreaxler forstaas saadanne, ved hvilke Kræfterne alene eller i det Væsentlige virke til Böining af Axlen. De gjöres neiop lige saa stærke som deres Tapper. Fig. forestiller en Axel med sine Tapper, Bet Hjul, en Balance eller deslige, betegner P Trykket, som



ved Vægten deraf i Forbindelse med Indgribning af Kræfter paa samme udöves i Tappens Endepunkt, saa er:

$$Pl = R\frac{\pi}{32} d^3 = c\frac{1}{10} R d^3.$$

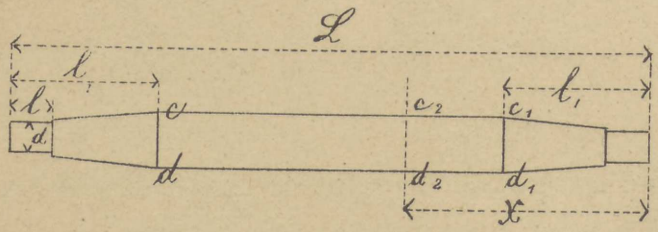
Er Axlen af samme Materiale som Tappen og er den af cirkelformet Tværsnit, saa bestemmes Diametren y for Tværsnittet m-n, der ligger i Afstand x fra Tappens yderste Endepunkt ved Ligningen:

$$Px = R\frac{\pi}{32} y^3 = c\frac{1}{10} R y^3.$$

20. Af disse Ligninger erholdes:

$$y^3 = d^3 \frac{x}{l} \quad \text{c} \quad y = d \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$$

Ifølge denne Ligning bliver Axelens Kontur en Parabel, hvis Axe er JK og hvis Toppunkt ligger i J. Man pleier imidlertid at give Axlen en retliniet Kontur, der nærmer sig til den anførte Form, men kun er lidt mere stiv. Det sker saaledes: Sættes Afstanden fra Enden af Tappen til Virkningspunktet af Byg l_1 og Diameteren paa dette Sted $= d_1$ saa har man $d_1 = d \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$ Nu afsættes $ef = d_1$ som Diameter ved Hjulet og gh = Diameter af Tappens Bryst, hvorefter Axlens Kontur dannes ved de rette Linier gf og he.



Er en Axel af Længde L belastet med lige store Vægte P paa 2 Steder c og c_1 beliggende i lige Afstand l_1 fra Tappernes yderste Anlægspunkter, saa bliver Diameteren af Axlen paa hvert af de nævnte Steder: $d_1 = d \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$

og Axlens Form henad mod Enderne dannes paa den ovenanførte Maade, som afkortede Kegler. For et vilkaarligt Sted $c_2 d_2$, beliggende i Afstanden $x > l_1$ og $< L - l_1$

bliver det statiske Moment af de virkende Kræfter:

$$Px - P(x - l_1) = Pl_1$$

eller det samme som for Snittene c og c₁. Som Følge heraf bør ogsaa Tværsnittene blive de samme, d: Axlen bliver cylindrisk imellem disse Snit.

Overhovedet vil man let for en hvilkensomhelst Fordeling af Belastning kunne bestemme Axlens Dimensioner ifølge Statikken.

Er man ved Beregningen for Tappernes Dimensioner gaaet ud fra, at de skulle være af Smedejern og Axlen skal være af et andet Materiale saa har man:

$$Pl = kd^3$$

og

$$Px = k_1 y^3$$

hvoraf: $y^3 = \frac{k}{k_1} \cdot \frac{x}{l} d^3$ og for $x = l_1$; $d_1^3 = \frac{k}{k_1} \cdot \frac{l_1}{l} d^3$

altsaa bliver: $d_1 = \sqrt[3]{\frac{k}{k_1}} \cdot d \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$

$k = R\frac{\pi}{32}$ er her Koefficienten for Smedejernets Tapper $= 750$ og k_1 den tilsvarende Størrelse for Axlens Materiale. Skal Axlen da være af Støbejern, saa er $k_1 = 500$ altsaa $\sqrt[3]{\frac{k}{k_1}} = \sqrt[3]{1,5} = 1,145$.

Skal Axlen være af Tra, Eg eller Fyr, saa sættes $k_1 = 75$ følgelig $\sqrt[3]{\frac{k}{k_1}} = \sqrt[3]{10} = 2,15$.

Forøvrigt maa saadanne Axlens Dimensioner ved Enderne være saa store, at Smedejernstappene kan

ne anbringes fast i Axlen. Traaxler gjöres ofte af andre Hensyn svarere end denne Beregning giver dem. Vil man istedetfor en massiv Bareaxel af Stöbejærn anbringe en hul, saa spares herved Materiale. Sættes den hule Axels Diameter = D, dens indre = D_1, saa ved man, at denne Axel og en massiv af Diameter d_1 og samme Materiale blive lige sikkre mod Brud, naar:

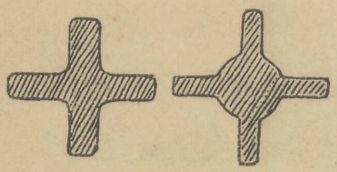
$$d_1^3 = \frac{D^4 - D_1^4}{D}$$

Sættes $\frac{D_1}{D} = \psi$ c: $D_1 = \psi D$, saa bliver:

$$d_1^3 = \frac{D^4(1-\psi^4)}{D} = D^3(1-\psi^4) \text{ c: } D = d_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1-\psi^4}}$$

For Bareaxler sættes sædvanligt $\psi = 0{,}6$, hvorved $\sqrt[3]{\frac{1}{1-\psi^4}} = 1{,}047$ c: $D = 1{,}047\, d_1$ og $D_1 = 0{,}628\, d_1$, c: Besparelsen i Materiale $= 30\,\%$.

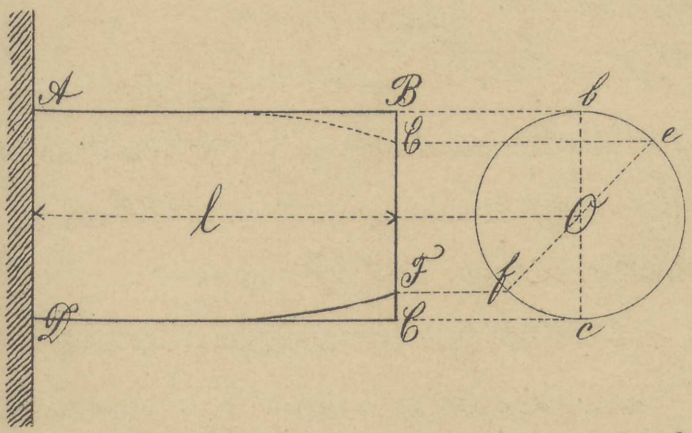
Undertiden gives Stöbejærns Bareaxler Former, som hosstaaende Figurer vise. Saadanne Axlers Dimensioner vil man let kunne beregne paa den Maade, at man først beregner en rund massiv Axels, og derpaa giver den søgte Axels Tværsnit samme Modstandsevne som det tilsvarende Snit af den runde Axel.



Forinden Omdreiningsaxlerne beregnes bliver at undersøge „ Prismatiske Legemer paavirkede af

Kræfter beliggende i en Plan lodret paa Legemets Akse
Dette Afsnit er ikke gjennemgaaet i Statikken.

Vi gaa ud fra 1) at Legemet har en Symmetriakse, hvis Stilling bliver uforandret under Formforandringen 2) at Legemets plane Tværsnit ogsaa under Formforandringen blive plane. Hvert Fiberelements Forskydning bliver derved proportional med dets Afstand fra Aksen. Et Prisme med Længde l tænkes



fastgjort i sine ene Ende AD, medens den anden Ende er paavirket saaledes, at Fiberelementet b bliver flyttet til e gjennem Vinkel bDe, der kaldes Vridningsvinkelen. Naar denne Vinkels Buelængde for Radius 1 er δ, saa er Forskydningen for de i Afstanden y fra Aksen liggende Fibre $y\delta$. En enkelt af dem med Tværsnitsareal α vil da gjøre en Modstand, der kan udtrykkes ved: $G\alpha\frac{y\delta}{l}$
hvor G er en Koefficient, der indgaar for Vridning paa lignende Maade som Elasticitetskoefficienten

for Strekning og Sammentrykning. Modstandens Moment med Hensyn til O er:

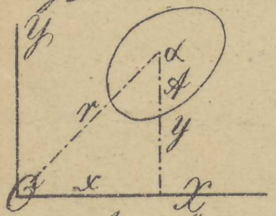
$$G\alpha \frac{\delta}{l} s = G \frac{\delta}{l} \alpha s^2.$$

Kaldes de ydre Kræfters Moment PR, da er Hvile-betingelsen:

$$PR = G \frac{\delta}{l} \Sigma \alpha s^2$$

$\Sigma \alpha s^2$ er Tværsnittets Inertiemoment med Hensyn til O: med Hensyn til en Axe lodret paa Tværsnittet gjennem dets Tyngdepunkt.

Kjender man et Areals Inertiemoment med Hensyn til to paa hinanden lodret stillede Axer i Arealets Plan, da bliver Inertiemomentet med Hensyn til en Axe lodret paa Arealet gjennem de to Axers Skjæringspunkt lig Summen af Inertiemomenterne med Hensyn til disse Axer. Elementet α af hosst. Areal A har et Inertiemoment med



Hensyn til OX, der er lig med αy^2 med Hensyn til $OY = \alpha x^2$ og med Hensyn til Axen gjennem O lodret paa Arealets Plan αr^2. Man har nu: $r^2 = x^2 + y^2$, hvoraf følger:

$$\alpha r^2 = \alpha x^2 + \alpha y^2$$

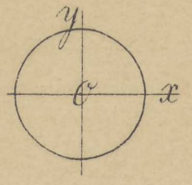
og altsaa

$$\Sigma \alpha r^2 = \Sigma \alpha x^2 + \Sigma \alpha y^2$$

eller:

$$J_O = J_{OY} + J_{OX}$$

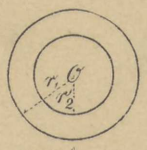
Er en Cirkels Radius r, da har man:



$$J_{Ox} = \frac{\pi r^4}{4}$$

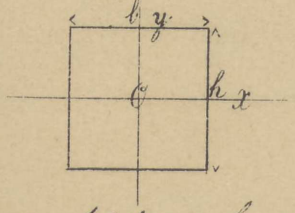
$$J_{Oy} = \frac{\pi r^4}{4}$$ ved Adition faas:

$$J_O = \frac{\pi r^4}{2}$$



For Cirkelringen faas:

$$J_O = \frac{\pi (r_1^4 - r_2^4)}{2}$$



For Rektanglet faas:

$$J_{Ox} = \frac{bh^3}{12}$$

$$J_{Oy} = \frac{hb^3}{12}$$

ved Adition faas: $J_O = \frac{bh}{12}(h^2 + b^2)$. Specielt $b = h = s$ (Kvadratet) faas: $J_O = \frac{s^4}{6}$

Forsög med Vridning have givet følgende Værdier af G.

for Stöbestaal – 14000000.
– – Smedejærn – 9000000.
– – Stöbejærn – 3000000.
– – Træ – 600000.

Af Formlen $PR = G\frac{\delta}{l}\Sigma \alpha \varrho^2$ faas for en ret cirkulær Cylinder med Radius r og Længde l

$$PR = G\frac{\delta}{l}\frac{\pi r^4}{2} \text{ og } \delta = \frac{P}{G}\cdot\frac{2lR}{\pi r^4}$$

Er den hul, ydre Radius r_1, indre r_2 faas:

$$PR = G\frac{\delta_1}{l}\frac{\pi}{2}(r_1^4 - r_2^4) \text{ og } \delta_1 = \frac{P}{G}\cdot\frac{2lR}{(r_1^4 - r_2^4)\pi}$$

Hule Cylindre vride sig mindre for et ligestort

Moment af ydre Kræfter virkende til Vridning end massive med samme Tværsnit og Længde; thi:

$$\delta : \delta_1 = \frac{1}{r^4} : \frac{1}{r_1^4 - r_2^4}$$

og da Tværsnittene ere ligestore har man:

$$\pi r^2 = \pi (r_1^2 - r_2^2)$$

altsaa: $$\delta : \delta_1 = \frac{1}{r^2} : \frac{1}{r_1^2 - r_2^2}$$

Ex $r = 4$, $r_1 = 5$ og $r_2 = 3$ giver: $\delta : \delta_1 = \frac{1}{16} : \frac{1}{34}$.

Har det prismatiske Legeme kvadratisk Tværsnit med Sidelinie s blive Formlerne:

$$P_R = G \frac{\delta_{II}}{l} \frac{s^4}{6} \quad \text{og} \quad \delta_{II} = \frac{P}{G} \frac{6 l R}{s^4}$$

Sammenlignes et Prisme med kvadratisk Tværsnit med en Cylinder med cirkulær Tværsnit og samme Længde som Prismet, da har man for samme Materiale samt for ligestore Momenter til Vridning:

$$\delta : \delta_{II} = \frac{2}{\pi r^4} : \frac{6}{s^4}$$

og naar Tværsnittene ere ligestore c: $\pi r^2 = s^2$

$$\delta : \delta_{II} = \frac{2}{r^2} : \frac{6}{s^2} = \frac{2}{r^2} : \frac{6}{\pi r^2}$$

c: de vrides omtrent lige meget.

Overskrides Elasticitetsgrændsen, saa gjælde ikke de anførte Formler og bliver Momentet til Vridning stort nok, vil der kunne opstaa Sønderrivning. Antages Fibrene af det Legeme, der vrides

ligesom indenfor Elasticitetsgrændsen at vrides proportionalt med deres Afstande fra Neutralaxen og sættes Radius til det yderste Element = r samt T lig Modstanden mod Sönderrivning ved Vridning for en Overfladeenhed, beliggende i Afstand r fra Axen, da har man:

$$PR = \frac{T}{r} \Sigma \alpha \varrho^2 = \frac{T}{r} \mathfrak{J}.$$

∴ Cylindrens Bæreevne er uafhængig af dens Længde.

Ter $\frac{4}{5}$ R, idet R betegner den absolute Modstand mod Sönderrivning.

<u>b. Omdreiningsaxler.</u> Herved forstaas Axler, der skulle forplante Omdreiningsbevoegelse, og som altsaa paavirkes af vridende Kræfter. Ved saadanne Axlers Beregning er der 2 Forhold at tage Hensyn til, nemlig dels Styrken, idet Overanstrængelse af Materialet maa undgaas, og dels Stivheden, idet Axlen ikke maa vride sig (fjedre sig) for stor en Vinkel under Kræfternes Indvirkning. Det er kun ved lange Axler at Hensynet til Stivheden faar Indflydelse paa Dimensionerne; ved korte Axler ville de Dimensioner, som Styrkehensynet kræver, tillige medföre den fornödne Stivhed.

Ved Beregning af Omdreiningsaxler skjelnes mellem svære Axler d: saadanne som ligge i første Indgribning med en uorganisk Bevægkrafts Modtager, eller med Arbeidsmodstandens Maskinaxel, altsaa Axler, der ere underkastede Stød ved Igangsætning og Standsning. De mellem disse liggende Axler kaldes lette Axler.

Naar Axler understøttes paa flere Steder, der ligge mellem Kraftens og Modstandens Angrebspunkter, saa maa Understøttelseshalsenes Diameter være den samme som Axlens, naar denne er rund eller massiv; er den hul og Halsene massive, hvilket dog sjeldent er hensigtsmæssigt, bør Halsenes Modstand mod Vridning være lig Axlens. Er Axlen endelig massiv og firkantet i Tværsnittet, saa maa Kvadratets Sidelinie sættes lig Halsens Diameter, og da er det denne, der skal beregnes.

Som Følge af det Anførte er det af Vigtighed, at de Halse, der ligge mellem Axlens Indgribningssteder, ikke slides synderligt. Man gjør derfor ogsaa disse Halse noget længere, end Tappen ved Bæreaxler; naar Diametren af dem er under 4 Tommer, bestemmes Længden efter

Formlen: $l = 0,40 + 1,4\,d$.

Brystringens Höide bliver: $e = 0,12 + 0,07\,d$, dens Brede $= 1,5\,e$.

a. Axlens Beregning efter Styrkehensynet.

Man faar for en cylindrisk Axel:

$$PR = T \cdot \frac{\pi d^3}{16},$$

hvor P er Kraften i ℔, R dens Radius i Tommer, d Axeldiametren i Tommer og T den ved Vridningen störste frembragte Spænding pr Kvadrattomme.

I stedet for $T \cdot \frac{\pi}{16}$ sættes efter Erfaring en sikker lav Værdi, nemlig for Smedejærns Axler 574,8, for Stöbejærns 287,4, hvilket svarer til henholdsvis $T = 2930$ ℔ og $T = 1465$ ℔. Man faar herved en meget höi Sikkerhedsgrad (10-12), men det sker for at Axlerne ikke skulle fjedre sig ved Snoningen.

Man har altsaa: for lette Smedejærns Axler:

$$PR = 574,8\,d^3 \text{ og } d = 0,1203 \sqrt[3]{PR}$$

for lette Stöbejærns Axler:

$$PR = 287,4\,d^3 \text{ og } d = 0,1515 \sqrt[3]{PR}.$$

For svære Axler regnes halv Værdi af Sikkerhedskoefficienten, man faar altsaa:

for svære Smedejærns Axler:

$$PR = 287,4\,d^3 \text{ og } d = 0,1515 \sqrt[3]{PR}.$$

og for svære Støbejærns Axler:

$$PR = 143{,}7\, d^3 \text{ og } d = 0{,}191 \sqrt[3]{PR}.$$

Disse Formler tjene til at beregne d, naar P og R er givne. Men Formlerne kunne gjøres simplere for det Tilfælde at ikke P og R, men det Antal Hestes Kraft N, som Axlen skal forplante og det Antal Omdreininger n, den gjør i Minuttet, ere givne.

Hastigheden i Fod pr Secund, svarende til Radius R i Tommer bliver da:

$$v = \frac{2\pi Rn}{60 \cdot 12}$$

Arbeidsmangden i Secundet:

$$Pv = \frac{2\pi Rn}{60 \cdot 12} P.$$

og Antallet af Hestes Kraft:

$$N = \frac{2\pi Rn}{60 \cdot 12 \cdot 480} P,$$

hvoraf:

$$PR = 55000 \frac{N}{n} \text{ og } \sqrt[3]{PR} = 38{,}03 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Indsættes disse Værdier i ovenanførte Formler, faar man:

For svære Støbejærns Axler:

$$\frac{N}{n} = 0{,}002613\, d^3 \text{ og } d = 7{,}26 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

For lette Støbejærns og svære Smedejærns Axler:

$$\frac{N}{n} = 0{,}005225\, d^3 \text{ og } d = 5{,}76 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

og for lette Smedejærns Axler:

$\frac{N}{n} = 0{,}010450\,d^3$ og $d = 4{,}57\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$

Af disse Formler ses, at jo større Omdreinings-hastighed man giver Axlen, desto tyndere bliver den.

Følgende Tabel er beregnet efter de anførte Formler.

d i Tommer	Lette Smedejærns Axler		Lette Støbejærns og svære Smedejærns Axler		Svære Støbejærns Axler	
	PR⊘"	$\frac{N}{n}$	PR⊘"	$\frac{N}{n}$	PR⊘"	$\frac{N}{n}$
1.	575	0,01045	287.	0,00522	—	—
$1\frac{1}{2}$	1950	0,03547.	975	0,01763	—	—
2.	4598	0,08300	2299	0,04180	1150	0,0209
$2\frac{1}{2}$	8980	0,1633	4490	0,0816	2245	0,0408.
3	15520	0,2822	7760	0,1411	3880	0,0706
$3\frac{1}{2}$.	24644.	0,4480	12322	0,2240	6161.	0,1120
4.	36787.	0,6688	18394	0,3344.	9197	0,1672
$4\frac{1}{2}$	52378	0,9523	26189	0,4761	13094	0,2381.
5.	71850	1,3060	35925	0,6530	17962	0,3265
$5\frac{1}{2}$	95600	1,7388	47800	0,8694	23900	0,4387.
6	124160	2,2576	62080	1,1288	31040	0,5644.
$6\frac{1}{2}$	157800	2,8700	78900	1,4350	39450	0,7175.
7.	197160	3,5848	98580	1,7924.	49290	0,8962.
$7\frac{1}{2}$	240440	4,4092	120220	2,2046	60610	1,1023.
8.	294320	5,3512.	147160	2,6756	73580	1,3378

d i Tom-mer.	Lette Smedejærns Aksler		Lette Støbejærns og svære Smedejærns Aksler		Svære Støbejærns Aksler	
	PR Bl"	$\frac{N}{n}$	PR Bl"	$\frac{N}{n}$	PR Bl"	$\frac{N}{n}$
$8\frac{1}{2}$	—	—	176500	3,210	88250	1,605
9	—	—	207700	3,810	103850	1,905
$9\frac{1}{2}$	—	—	246400	4,480	123200	2,240
10	—	—	287400	5,220	143700	2,603
$10\frac{1}{2}$	—	—	332800	6,048	166400	3,024

Det er ikke altid, at man behöver den store Sikkerhedsgrad, som Formlerne give. Ved saadanne Aksler, hvor Bipaavirkninger, der ikke lade sig indföre i Beregningen, kunne gjöre sig gjældende i nogen væsentlig Grad, vil man gjöre vel i at anvende höi Sikkerhed; dette er navnlig Tilfældet ved Aksler med ringe Diameter. Er derimod Aksens Paavirkning af en saadan Beskaffenhed, at den fuldstændig lader sig bestemme og navnlig naar tillige Akseldiametren er stor, saa at smaa Bipaavirkninger ingen kjendelig Betydning faa, saa kan man nöies med en betydelig mindre Sikkerhedsgrad, man kan saaledes sætte:

For Smedejærn $T = 6000$ Bl

— — Støbejærn $T = 4000$ Bl

b. Akslens Beregning efter Stivhedshensynet.

Naar Aksler blive lange, vil deres Fjedring let blive stor, saa at den bevirker Stød i Maskineriet. Man maa da beregne Diametren af Akslen efter den Betingelse, at Akslens Vridning ikke overskrider en vis Størrelse. Fredgold angiver den tilladelige Vridning til $1^0 = \frac{\pi}{180}$, og altsaa bliver, ifølge Formlen for Vridning inden for Elasticitetsgrændsen Vridningsvinklen $v = \frac{\pi \delta^0}{180} = \frac{P}{G} \cdot \frac{32 l R}{\pi d^4}$, hvor P, R og d betyde det samme som forhen, l Akslens Længde i Tommer og G Elasticitetskoefficienten for Vridning, der for Smedejern, der altid er Materialet ved lange Aksler, kan sættes = 8000000. Af nysanførte Formel findes da:

$$d = 0{,}0925 \sqrt[4]{\frac{PRl}{\delta}} = 1{,}415 \sqrt[4]{\frac{N}{n} \frac{l}{\delta}}$$

sættes $\delta = 1^0$ faas:

$$PRl = 13{,}708\, d^4 \text{ samt } \frac{N}{n} l = 0{,}2492\, d^4$$

Disse Formler give Tabellen se n. S. Tabellen viser, at naar Aksler paa:

d = 1" 2" 3" 4" 4½" 5" 5½" 6" have
l = 24" 48" 72" 96" 107½" 119½" 131" 143"

saa er det Grændserne inden for hvilke Aksler kunne bestemmes efter Tabellen paa Siderne 31 og 32.

d i Tommer	PRl ℔ □"	$\frac{N}{n}l$"
1'	13706	0,25
$1\frac{1}{2}$	69400	1,26
2.	219300	3,99.
$2\frac{1}{2}$	535000	9,73.
3.	1110000	20,16
$3\frac{1}{2}$	2057000	37,40
4.	3509000	63,80
$4\frac{1}{2}$	5618000	102,19
5	8567000	155,75
$5\frac{1}{4}$	12537000	228,03.
6	17765000	322,96

Blive Axlerne længere, maa deres Diameter bestemmes efter hosstaaende Tabel. Det ses, at de anförte Længder ere proportionale med Axeldiametrene, Noget, der let udledes af Formlerne:

$$\frac{N}{n} = 0{,}01045 d^3$$

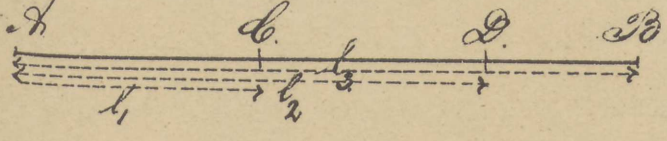
og $\frac{N}{n} l = 0{,}2492 d^4$,

der give $l = 23{,}87 d$ eller omtrent $24 d$ e: lige saa mange Tommer Axlen er i Diameter, lige saa mange Alen kan den være lang uden at vride sig forstærkt, forudsat, at Diametren er beregnet efter Formlen Side 29.

I Fabrikker anbringes meget ofte en Række Arbeidsmaskiner langs en Axel, som modtager den hele Arbeidsmængde ved sin ene Ende og afgiver den i mindre Mængder til de forskjellige Arbeidsmaskiner. En saadan Axel paavirkes selvfölgelig stær=

Rest paa det Stykke, der ligger mellem Kraftmaskinen og den første Arbeidsmaskine, medens de øvrige Stykker af Axlen anstrenges desto mindre jo længere borte fra Kraftmaskinen de ligge. Saadanne Axler gives ikke desto mindre samme Diameter over hele Længden, da man derved opnaar, at Remskiver, Tandhjul, Koblinger o. s. v kunne paasættes hvorsomhelst paa Axlen, de anbringes.

Naar Saavirkningen er bekjendt, kan man let beregne den Vridning, som hele Axlen lider:



Lad AB forestille en Axel med Diameter d, Antal Omdreininger pr. Minut $= n$, og som ved A modtager Arbeidsmængden $(N_1 + N_2 + N_3)$ medens den ved C afgiver en Arbeidsmængde $= N_1$, ved D en Arbeidsmængde $= N_2$ og ved B hele Resten N_3.

Vinklen δ, som hele Axlen vrides, findes da som Summen af dens enkelte Deles Vridningsvinkel, altsaa:

$$\delta = \left(\frac{1{,}415}{d}\right)^4 \frac{1}{n}\left[(N_1+N_2+N_3)\,l_1 + (N_2+N_3)(l_2-l_1) + N_3(l_3-l_2)\right]$$

eller:

$$\delta = \left(\frac{1{,}415}{d}\right)^4 \cdot \frac{1}{n}\left[N_1 l_1 + N_2 l_2 + N_3 l_3\right]$$

men dette kan atter skrives som:

$$\delta = \left(\frac{1{,}415}{d}\right) \cdot \frac{4}{n} \left(N_1 + N_2 + N_3\right) L.$$

hvor:

$$L = \frac{N_1 l_1 + N_2 l_2 + N_3 l_3}{N_1 + N_2 + N_3}$$

hvilket fører til følgende Regel:

Man betragter Hodstandenes Arbeidsmængder udtrykte i Hestes Kraft som Vægte, ophængte paa de tilsvarende Steder af Axlen, og finder deres fælles Tyngdepunkt. Axlens Vridningsvinkel vil da netop være den samme, som hvis hele Arbeidsmængden forplantedes hen til dette Punkt og der førtes bort fra Axlen.

Ved Omdreiningsaxler maa Tandhjul og Skiver, der modtage eller afgive Bevægelse, anbringes tæt ved Tap eller Halsleierne, for at ikke Axlen ved Kræfternes Virkning skal bøies. Af samme Grund gjøres Afstanden mellem to Halsleier ikke gjerne over 10 Tod. Bliver Afstanden, i hvilken en Axel skal ligge fri, større, maa man forstærke den mod Bøining med en let Armatur.

Exempel paa Anvendelse af Tabellerne: En Axel skal forplante 3 Hestes Kraft ved

et Antal Omdreininger i Minutet lig 90, som er $\frac{N}{n} = 0{,}0333$, og er det en let Axel, findes dens Diameter efter Tabellen Side 31 at være $1\frac{1}{2}$ Tom. Den vil vride sig mere end 1°, dersom der bliver længere mellem det Sted, hvor Axelen modtager Kraften, til det, hvor den afgiver den, end $1\frac{1}{2}$ Al = 3 Fod. Forudsat nu, at Afstanden skal vær 240 Fod = 240 Tom, saa naar dens Diameter bestemmes efter Tabellen Side 34 $\frac{N}{n} l$ bliver lig $\frac{1}{30} \cdot 240'' = 8$, og efter den sidste Tabel bliver Axeldiametren altsaa $2\frac{1}{2}$ Tommer.

3 Tapleier.

Tapleier kaldes med et fælles Navn de Maskindele, der tjene til Understøttelse for Tapper eller Hulse. Efter Tappens eller Halsens Beliggenhed kunne Leierne inddeles i Leier med horizontal Axe og Leier med vertikal Axe.

a. Leier med horizontal Axe gives forskjellige Former efter det Sted, paa hvilket de skulle fastgjøres, man inddeler dem i:

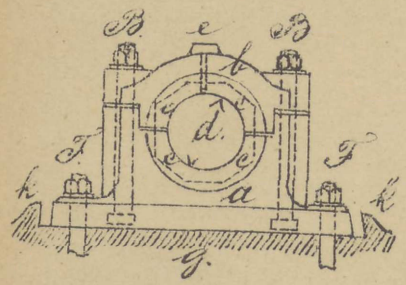
α) Staaende Leier, som hvile paa et horizontalt Underlag.

β) Konsolleier, som fastes til en lodret Væg, og

γ) Hængeleier, som hænge ned fra et horizontalt Loft.

Fig. 11. Pl. I. viser et staaende Leie. Det bestaar af et Understykke a og et Overstykke b af Støbejern

samt Bakker eller Fanger af Bronce (saakaldet „Metal"). Overstykket kan ved Boltene B føres ned mod Underlaget efterhaanden som Aflap og Leie udslides. Til dette Øiemed er der ogsaa et Spillerum imellem den øverste og den nederste Bakke. Understykket staar paa en Grundplade g, og kan ved Boltene F, der ligge i aflange Huller, indstilles nøiagtigt efter Tappens Akse, hvorpaa derefter inddrives Kiler mellem Leiet og Knasterne k paa Grundpladen. Gjennem Smørehoppen e ledes Smørelse ned mellem Axlens og Bakkernes Overflader.

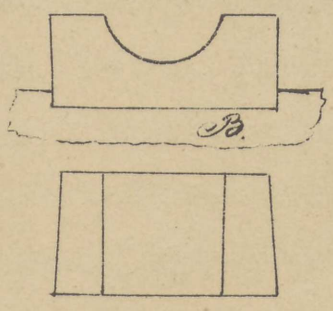


I Henseende til Dimensioner, saa ere l og d bestemte ved Tappens eller Halsens Dimensioner. Efter Erfaring gjøres Tykkelsen af Bakken: $= \frac{1}{8} + 0{,}07\,d$ Tommer, idet d er Tapdiametren.

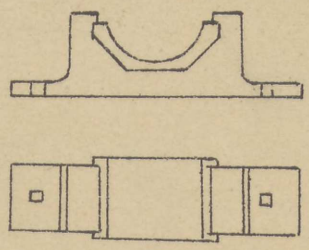
Diametren til Bakkens Inlæg mod Paslister i Over- og Understykke gjøres $= 0{,}28 + 1\frac{1}{6}\,d$ Tommer.

Bolte og Møtrikers Dimensioner afhænge af de Kræfter, der virke paa dem, de øvrige Dimensioner konstrueres let under Hensyn til Styrken og efter de Lokaliteter, i hvilke Leiet skal anbringes.

Brystet paa Tappen lægger sig an imod Bukkens Rande, der gribe om Leiets Sider, herved forhindres Forskydning af Axlen efter Længden.



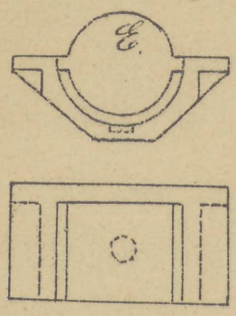
Ovenst Figur viser et Leie, alene bestaaende af en Underpart. Det anvendes, hvor kun Vertikaltryk er virkende paa Tappen eller hvor de er de Væsentligste, saa at Axlen ikke kan kaste sig opad. Det kan være af Træ, Glas eller Sten og indskydes i en Bjælke B, f. Ex. Stenen, der er Underlag for Vindmølleaxler ved den Ende, der vender mod Endefanget.



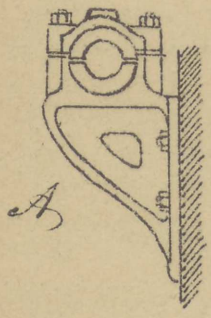
Ovenst Figur viser et lignende Leie af Støbejern, med Bakke af Bronce. Det bemærkes herved, at om end Kræfterne ikke virke til at drive Tappen opad, saa giver man dog ofte Leiet en Overpart med Bakke for at forhindre Urenligheder fra at komme imellem Tap og Bakke, hvorved Slidet i høi Grad vilde forøges.

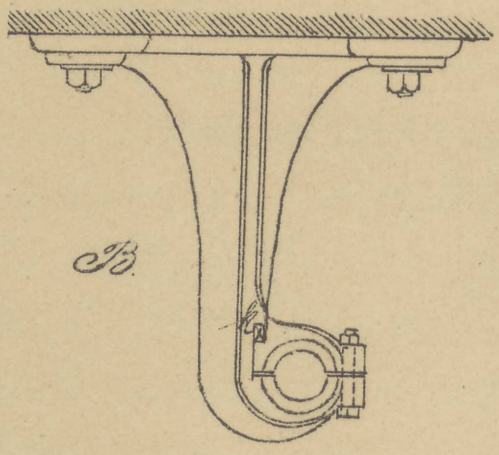
Figuren øverst næste Side viser et Leie af Støbejern med Underbakke. Det er i Et med Leiet

støbt en Endeplade E, fordi der virker Kræfter efter Langden af Axlen. Leiet er bestemt til at skulle nedpasses i et dertil udhugget Hul i en Bjælke.



Konsolleiet Fig A og Hængeleiet Fig B, indeholde væsentlig de samme Dele, som det staaende Leie, men adskille sig derfra ved Leiets Form. I Hængeleiet er desuden Overstykkets Befæstelse vist paa en anden slaade end ved det staaende Leie, det spændes nemlig til med en Bolt i Forbindelse med Kilen k.

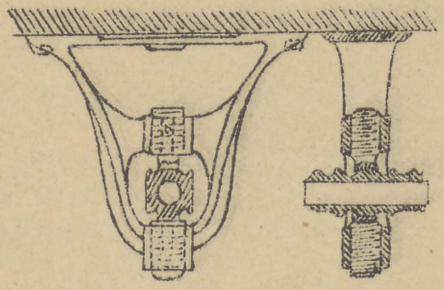




Ved Leier, som ikke ere bestemte til at modtage store Tryk, bruges ofte Bøsninger. I mange Tilfælde gjøres disse bevægelige, saa at deres Retning altid falder sammen med Axlens, selv om dennes Retning

forandres lidt. Af saadanne Konstruktioner haves flere.

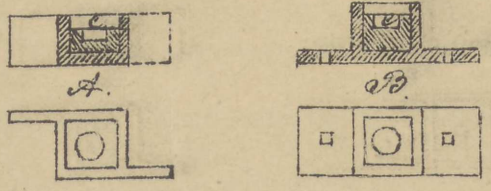
Hosstaaende Figur viser saaledes et Hangeleie med en Bøining, der kan dreie sig lidt i alle Retninger.



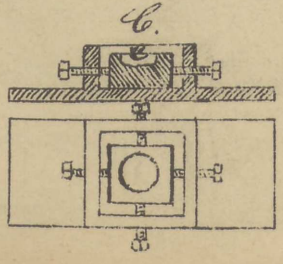
b. Leier med vertikal Axe kunne inddeles i:

a) Fodleier, der understøtte en Spordtap, og β) Halsleier der understøtte en Hals paa en staaende Axel.

Fodleier gives forskjellige Former efter Maskineriets Natur, navnlig efterson der fordres en meget nøiagtig Opstilling deraf eller ei.

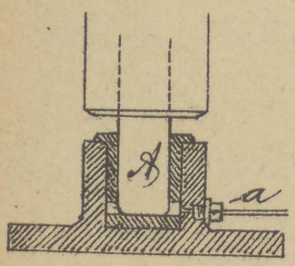


Figurerne A & B vise 2 simple Former af Fodleier bygge af Støbjern og forsynede med en Metalpande c, Tærnen, paa hvilken Tappen hviler. A er bestemt til at indsættes i et dertil udstemmet Hul i en Bjælke, B fastskrues ovenpaa en Bjælke; ingen af dem kan stilles. C fremstiller derimod et Leie, f. Ex for Langsjærnstappen for en Mellemgjærn. Panden c kan lyt-

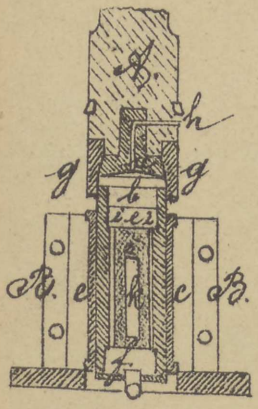


tes i Horizontalplanen, saaledes at Axlens Centerlinie kan indstilles meget nøiagtigt.

For hurtigt omdreiende vertikale Axler, der ere underkastede store Tryk, er det af Vigtighed, især naar man vanskeligt kan komme til dem, at de erholde stadig Smørelse



Hosst. Fig. viser lodret Gjennemsnit af et saadant Leie med sin Tap. Tappen A staar paa en Plade af hærdet Staal eller haardt Metal og er paa Siderne støttet ved en Bøsning af Bronce, der er nedladt i Leiet og passer om Tappen. Forneden er der et Smørehul til et Smørekammer om Tappen og til dette indledes stadigt Smørelse gjennem Røret a fra en høitliggende Oliebeholder.



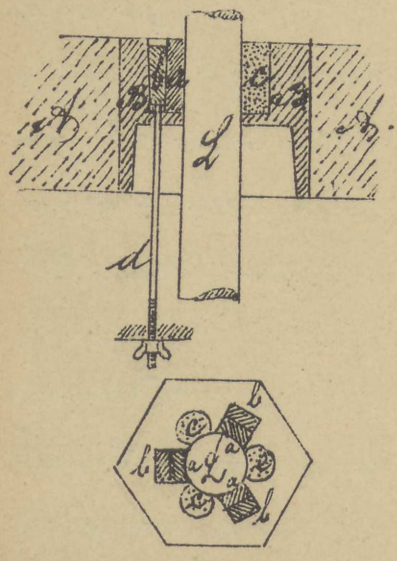
En eiendommelig Form af dette Slags Leier er benyttet af Fourneyron til Understøtning af Turbinens Axel. Figuren viser dette Leie. A er Turbinaxlen, Bet Støbejernsstykke, som er sammenskruet af 2 Halvdele; det hviler paa Fundamentet og er udfyldt med en Metalbøsning c, hvori en Støbejernscylinder er indpasset saaledes, at den ved en Vægtstang kan

höftes efterhvert som Tappen slides. k er et rektangulært Hul, an-
bragt tvers gjennem Cylindren c, gjennem dette gaar den
omtalte Vægtstang. e og f ere cylindriske Fordybninger i
c, b er Panden, hvorpaa Tappen a hviler, g er en Ring, som
hindrer Tappen i at glide ud. Smørelsen tilføres gjen-
nem et höit vertikalt Rör, der stedse holdes fyldt; dette Rör
böier om forneden og indmunder i Rummet f, hvorfra
Olien gjennem 2 fine Kanaler i kommer op i Rummet
e, og derfra atter langs Riller, anbragte paa Panden
b ind imellem de arbeidende Flader, fra hvilke slutte-
lig den afbenyttede Olie bortledes gjennem Kanalen h.

Halsleier for vertikale Axler kunne indrettes ligesom
Leier med horizontal Axe, kun maa de Labber, ved hvil-
ke de skulle befæstes, anbringes forhensigtsmæssigt efter Lokalite-
terne.

Forøvrigt brugtes ogsaa særegne Former af vertika-
le Halsleier for Exempel, Bosset for en Møllegvams
Langjærn, se Figuren øverst næste Side, og sam-
me Form er anvendelig ogsaa i andre Tilfælde,
hvor man ikke stadigt kan komme til at smøre Tap-
pen og dens Bakke d er Langjærnet, der skal un-
derstöttes i sin vertikale Stilling ved et Halsleie i
Liggeren A (den underste fastliggende Møllesten).

Til den Ende er Bøsningen B faststøbt til A, og i denne Bøsning er anbragt 3 Stykker Bakkera, der holdes mod Langjærnets Omkreds, hver med en Skrue b, som kan trækkes til med Stangen d. Imellem Skruegangene er anbragt Beholdere c i hvilke man anbringer Pakning, der er indfedtet med Smørelse. Idet Axlen L dreier sig, tager den Smørelse fra Pakningen, saa at den kan holde sig smurt i længere Tid, f. Ex for Tidsrummet mellem hver Gang Løberen tages op.



4. Koblinger.

Ved en Kobling forstaas en saadan Forbindelse mellem 2 Axler, der ligge i Flugt eller næsten i Flugt med hinanden, at den ene Axel ved sin Omdrejning tager den anden med sig. Koblinger kunne være:

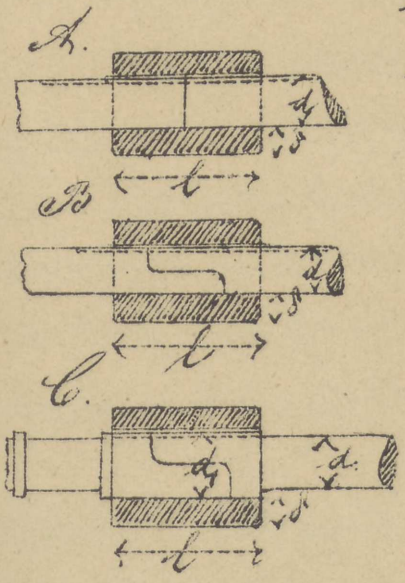
1) Faste Koblinger d: saadanne, der ikke let kunne adskilles og

2) Udløselige Koblinger, ved hvilke Forbindelsen med Lethed kan ophæves og atter tilveiebringes.

1) Faste Koblinger deles atter i stive Koblinger, ved hvil-

ke man tilstræber samme Stivhed, som om Akslerne eid-
gjorde eet Stykke og bevægelige Koblinger, der tilstede en
større eller mindre Bevægelighed af den ene Axel i For-
hold til den anden uden at derved Forbindelsen mellem
dem ophører, eller væsentlig forandres.

α) Stive Koblinger. Fig A viser en Muffekobling for
lette Aksler; Enderne af de 2 Aksler
ere stødte lige mod hinanden i en
Muffe, og en Kile, der
griber ligemeget ind baade i
Akslen og i Muffen forbinder Styk-
kerne fast, saa de maa dreie sig
samtidigt.



Figurerne B og C ere Muffe-
koblinger for svære Aksler. Stykkernes Ender ere her bladede over
hinanden i Muffen, der holdes sammen med Akslerne
ved en Kile, som griber ind baade i Muffen og Aksler-
ne. I B er det Smedejærns, i C er det Støbejærns-Aksler,
der ere koblede. B og C benyttes dog sjeldnere, da de
koste meget Arbeide og dog ikke frembyde væsentlige For-
trin fremfor den simple Form A.

Naar Kilen drives ud, kan enhver af Mufferne

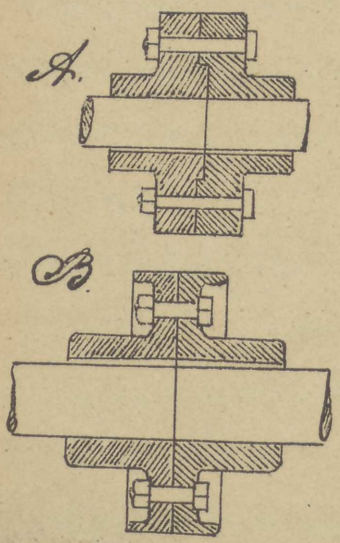
skydes efter Længden, og et Stykke Axel tages ud uden at flytte de andre Stykker.

Dimensionerne ere efter Erfaring bestemte saaledes:
Muffens Tykkelse $S = 0{,}2 + \frac{1}{3} d$ Tommer.
Muffens Længde $l = 5S$ til $6S$.

Det laveste Tal bruges ved svære, det höieste ved lette Axler, der löbe hurtigt rundt.

Kilens Brede $= 0{,}9S$, dens Höide $= \frac{1}{2}$ Brede.
Diameteren d_1 af Hovedet paa en Stöbejærns Axel $= \frac{5}{4} d$.
Længden af hvert Blad i Figurerne Brog C $= \frac{1}{2} l$.

Et Tapleie anbringes gjærne ved hver Muffe for at forhindre den i at böie Axlen; ere de Stykker Axel, der kobles sammen lange, c: over 10 Fod, anbringes endnu eet midt paa Længden.

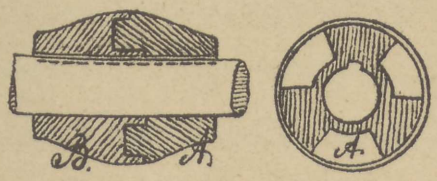


Figurerne A og B vise 2 Former af Skivekoblinger. Selve Koblingen bestaar heraf 2 Halvdele, der fastkiles hver paa sin af de 2 Axelender, der skulle forbindes, hvorpaa de sammenles ved Bolte. Disse Bolte komme saaledes til at paavirkes af et betydeligt Tryk, hvorfor de helst maa passe stramt i Hullerne, at Tryk-

ket kan fordele sig ligeligt paa dem alle. Det cylindriske Fremspring paa den ene Halvdel, som passer i en tilsvarende Fordybning i den anden, sikrer Akslernes nöiagtige indbyrdes Stilling. Formen A bruges mest, Formen B har Möttrikkerne og Skruehovederne mere skjülte saa at der er mindre Fare for at de skülle tage fat i Arbeidernes Klæder o. lign.

Tvæaksler kobles ved en Hals med Blade til begge Sider, som forhen omtalt.

β.) Bevægelige Koblinger. Disse bruges, hvor der er Fare for, at Leierne kunne sætte sig, f. Ex. hvis de ere fastgjorte paa Bjælker, og disse böie sig.

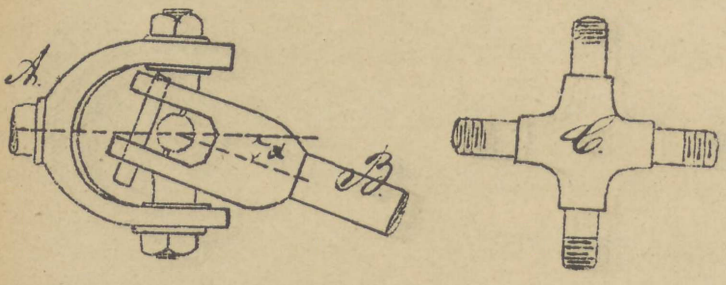


Hosst. Figur en Kobling konstrueret af Sharp, Brothers & Co. Sektorer i A gribe ind i tilsvarende Fordybninger i B. med et übetydeligt Spillerum og tillade derved en smig Böining af den koblede Axel. I Henseende til Dimensionerne af Muffen er Tykkelsen ved Enderne $0{,}2 + \frac{d}{3}$ Tommer, paa Midten $2d$, Ringene udvendigt og indvendigt $= \frac{1}{3} d$, Sektorernes Höide $= \frac{2}{3} d$, Længden $= 8 d$

Stöbejerns Aksler kunne kobles, paa den Maade, at man forsyner dem med Hoveder, som gribe ind i hin-

anden. Indgribningen kan ske ved fremspringende Tænder i det ene af Hovederne, der gribe ind i fordybede Tænder i Hovedet paa den anden Axel. Sædvanligt er det ved svære Axler, at saadanne Koblinger bruges, og idet man passer Indgribningerne sammen saaledes, at de have lidt Spillerum, bliver de ikke ganske stive.

Universalkoblinger. De ere nødvendige, naar Axlerne ikke ligge i en ret Linie, men danne en Vinkel med hinanden. Vinklen, som Axlerne A & B danne med hinanden er her lig $180° - \alpha$, hvor α kan være konstant eller variabel, idet Axlen A drejer sig i et fastliggende Led, B derimod enten stadigt kan beholde samme Retning eller ei. Hver af Axlerne er forsynet med en Gaffel med Tapleier, der



gribe ind paa Tapperne af Korset C. Naar Bakkerne, somhelst, gribe ind om Gaflernes Grene, kan man udelade Møtrikkerne paa Boltene.

Jo større α gjøres desto uregelmæssigere bliver Axlens B's Bevægelse. Tillige vokser Gnidningsmodstanden stærkt med α, hvorfor man sjeldent tager α større

end 10-15°.

Bruges 2 Universalkoblinger med et mellemliggende Axelstykke, kan man opnaa konstant Hastighed for den drevne Axel, naar Koblingerne lægges paa rette Maade

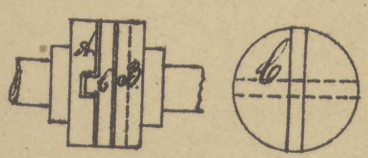
Er A den drivende Axel, B den drevne Axel, C Mellemaxlen og lægge alle Axler i samme Plan, skal følgende Regel benyttes:

Gaflerne paa Mellemstykket C lægges saaledes, at alle 4 Gaffelgrene komme i samme Plan. Vinklen mellem A og C sættes lig Vinklen mellem B og C.

Ligge første og sidste Axelstykke ikke i samme Plan, indses det let, at følgende Regel er den rette:

Mellemaxlens Gafler lægges saaledes, at første Gaffels Plan falder sammen med Planen AC, samtidig med at den anden falder i Planen CB, og Vinklen mellem A og C gjøres lig Vinklen mellem B og C.

Oldhams Kobling, som ogsaa undertiden kaldes Universalkobling er fremstillet i hosstaaende Figur. De



to Stykker Axler, som skulle kobles, have Hoveder A og B, der ere forsynede med Fordybninger efter Retning af Diametren, i disse indgribe Kammene af en mellemlagt Skive C, hvilke

30 Kamme staa lodret paa hinanden, ligge Axlernes Midtlinier ikke ganske i samme rette Linie, men dog parallelle, saa vil dette bevirke, at Stykkerne A, C og B komme til at glide paa hinanden, uden at dog Axlernes Hastighed derved lider nogensomhelst Forandring, og har man ved Sammenpasningen givet lidt Spillerum, vil ogsaa en ringe Afvigelse fra Parallelismen kunne tilgives.

Medbringer-Koblingen med Strop. For det Tilfælde, at to Axler A og B, der skulle kobles, ventes under deres Gang at kunne slides forskjelligt eller forsætte sig saaledes, at deres Centerlinier ikke falde sammen, bruges ved store Maskiner at koble dem paa den Maade, som er fremstillet i Fig.

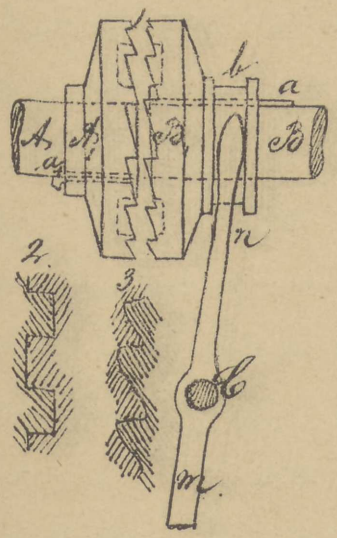


Paa Axelenderne befæstes Krumtappene A, og B, hvis Endetappe a og b gribe ind i en Strop C. Forsættes Axlernes Centerlinier mod hinanden, idet de dog vedblive at være parallelle, vil Stroppen C under Bevægelsen dreie sig lidt frem og tilbage paa Tappene a og b, og den ene Axel vil altsaa dog vedblive at føre den anden med sig rundt.

Dersom der tillige, ifølge de virkende Kræfters Størrelse og Retning, er Udsigt til, at Axlerne forsætte sig saaledes, at de ikke forblive parallele maa Ende-

tappene a og b gives Kugleform, og Panderne i Stroppen faa da en tilsvarende hul Form.

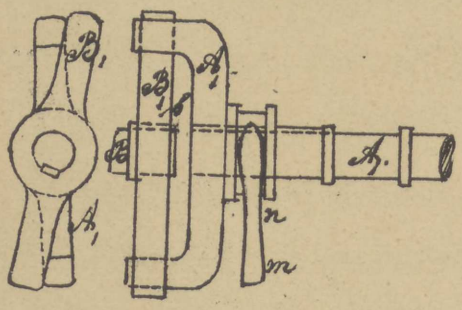
b.) Udløselige Koblinger. Hosst. Fig viser en saakaldet Tandkobling. Paa Axlen er ved Kilen a, fastgjort et Hoved A, der vender sine skraa Tænder til Høire, Axel B har en Kam a, paa hvilken Hovedet B, der har skraa Tænder til Venstre, kan skydes frem og tilbage efter Længden af B, hvilket iværksættes ved en Vægtstang m n, der er dreielig om en fast Tap C og hvis Gaffelgrene gribe ind hver paa sin Side af Halsen b. I den optegnede Stilling griber B, ikke ind i A, og Axlen A kan altsaa dreie sig rundt uden at tage Axlen B med sig. Skydes B, til Venstre, saa den kommer i Indgribning med A, saa følges derimod Axlerne ad.



Tændernes Form kan være forskjellig 1, 2 og 3 vise nogle af de vigtigste Former. Formen 2 tilsteder Omdreining i begge Retninger, men Forbindelsen kan kun hæves og tilveiebringes, naar Axlerne staa stille; 1 og 3 tilstede kun Omdreining i en Retning, men Forbindelsen kan med Lethed hæves og tilveiebringes selv un=

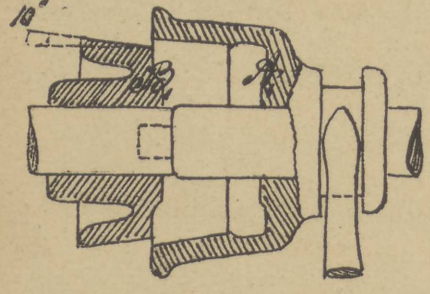
der Bevægelsen.

Den simpleste Ledbringer er fremstillet i hosst. Figur.



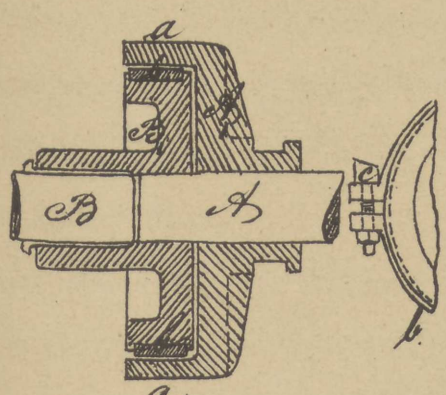
B, er Hovedet, der er fastkilet paa Axlen B ved Kilen b, A, er Ledbringerkloen, som ved Vægtstangen m n, drejelig om en fast Axe, kan skydes i og ud af Indgribning med B, saa at Axlen A henholdsvis lager B med sig eller lader den staa stille. Dersom Axlernes Middellinier ikke ganske falde sammen, glider Ledbringerkloen blot frem og tilbage paa B,.

Friktionskoblinger have det forud for Tandkoblinger, at de intet Stød give ved Igangsætningen. Fig. viser en almindelig Form deraf. A, og B, ere de 2 Halvdele af Koblingen, i den Stilling, som Figuren viser berøre de ikke hinanden, de kunne berøre hinanden langs en Keglefla-



de, i hvilken der maa kunne opstaa en saa betydelig Friktion, naar de presses sammen, at den ene Axel tager den anden med sig. Keglefladens halve Toppvinkel lages bedst = 10°. En eiendommelig Form af Friktionskobling er vist paa Fig. nr. I, den er bestemt til

at udlöse sig selv, naar Modstanden bliver for stor. Paa



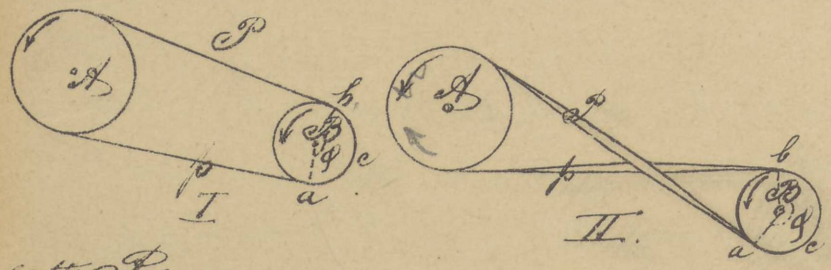
Axlen A er anbragt det skydelige Hoved A, med Klöerne a. Paa Axlen B er fastkilet Muffen B, i hvilken Axlen A passer ind, men kan dreie sig frit i den. Muffen B, har paa Omkredsen en Holdsring b, der ved Skruerne c kan skrues sammen mod Omkredsen, indtil der fremkommer en tilstrækkelig stor Gnidningsmodstand. Hovederne af Boltene c ere Anlag for Klöerne a. Er Axlen A i Bevægelse og Hovedet A, skydes hen i Indgribning med Boltehovederne paa b, saa bevæges Axlen B med samme Omdreiningshastighed som A, medmindre Modstanden bliver for stor, thi saa overvindes Friktionen og Ringen b glider, medens Axlen B staar stille.

5. Skiver med Remme, Snore, Traadtøie el. ler Kjæder.

a) Remme. Naar en Omdreiningsbevægelse skal forplantes fra en Axel til en anden, som er parallel dermed, saa kan det ske ved paa hver af dem at anbringe en Skive, og over disse Skiver lægge en Rem, hvis Ende, der strammes saa stærkt, at den ikke glider paa Ski-

verne. Omdreies da den ene af disse, vil den anden ogsaa dreie sig og det med samme Periferihastighed. Heraf følger, at de 2 Axlers Antal Omdreininger i en Tidsenhed forholde sig omvendt som de tilhörende Skivers Diametre.

Remmen kan enten lægges som i Fig I. aaben Rem, hvorved Skiverne omdreies i samme Retning, eller som i Fig II, krydset Rem. Skiverne omdreies da i modsatte Retninger.



Er A den drivende Skive, Q Modstanden, der skal overvindes i Omkredsen af Skiven B, saa maa under Gangen Spændingen P i den paaløbende Part ved Skiven A være Q + p større end Spændingen p i den afgaaende Part ved samme:

$$Q = P - p.$$

Fældes fra Centret af den mindste Skive Perpendikulærer paa Remmenes Retning, saa erholdes den Bue acb, der er omviklet med Remmen og som ved Friktionen skal hindre Remmen fra at glide paa Skiven. I følge Loven for Tovfriktionen har man altsaa:

$$P = p \cdot e^{\mu \varphi}$$

hvor e er 2,71828, φ den omviklede Bue, svarende til Radius = 1 og μ Gnidningskoefficienten mellem Remmens og Skivens Materiale.

Indsættes denne Værdi af P i Ligningen $Q = P - p$ erholdes:

$$Q = p(e^{\mu\varphi} - 1)$$

altsaa: $p = \frac{Q}{e^{\mu\varphi} - 1}$ og $P = Q \frac{e^{\mu\varphi}}{e^{\mu\varphi} - 1}$

Middelværdien mellem P og p er omtrent den Spænding, som Remmen bór have, naar Omdreiningsaxlerne ere i Ro, sættes denne lig T saa er:

$$T = \frac{P + p}{2} = \frac{1}{2} Q \frac{e^{\mu\varphi} + 1}{e^{\mu\varphi} - 1}$$

P + p er det Tryk, som Axlerne lide paa Grund af Remparternes Spænding.

Til Lettelse ved Beregningen tjener fólgende Tabel.

Værdi af $\frac{\varphi}{2\pi}$	Værdier af $e^{\mu\varphi}$.					
	Nye Remme paa Træskiver $\mu = 0,50$.	Remme i alm. Tilstand		Tugtige Remme paa Jærnskiver $\mu = 0,38$.	Snore paa Skiver af Træ	
		paa Træskiver $\mu = 0,47$.	paa Jærnskiver $\mu = 0,28$.		Skiven rú $\mu = 0,50$	Skiven poleret $\mu = 0,33$
0,2	1,87.	1,80	1,42	1,61	1,87.	1,51.
0,3.	2,57.	2,43.	1,69.	2,05	2,57.	1,86
0,4	3,51	3,26	2,02	2,60	3,51	2,29.
0,5	4,81	4,38	2,41	3,30.	4,81	2,82
0,6	6,59	5,88	2,87.	4,19	6,59	3,47.
0,7.	9,00	7,90	3,43.	5,32	9,00	4,27.
0,8	12,34.	10,62	4,09.	6,75	12,34	5,25
0,9.	16,90.	14,27.	4,87.	8,57.	16,90	6,46
1,0.	23,13.	19,16	5,81.	10,89.	23,13.	7,95

Naar man nů vil bestemme Remmes Dimensioner, maa man tage Hensyn til Spændingen P, der vil voxe, naar $\mu\varphi$ aftager. For at undgaa stærke Spændinger i Parterne omvikler man ikke gjærne en Bue, der er mindre end 0,40 af hele Periferien, og tages $\mu = 0{,}28$, som ved Remme i almindelig Tilstand paa Stöbejærns Skiver, saa haves efter Tabellen $e^{\mu\varphi} = 2{,}02$ og $P = \frac{2{,}02}{1{,}02} Q$ = omtrent $2Q$. Det Træk, som med tilstrækkelig Sikkerhed kan bydes en Læderrem pr □" af dens Tværsnit er 274 ℔; sættes Breden af Remmen lig b, Tykkelsen lig t, saa haves $274bt = 2Q$. Nů er for en enkelt Rem $t = \frac{1}{6}$ Tomme, altsaa $45{,}7b = 2Q$ c: $22{,}8b = Q$; men sættes det Antal Hestes Kraft, som Skiven forplanter lig N, Skivens Hastighed i Omkredsen lig v Fod, saa er $N = \frac{Qv}{480}$ c: $Q = 480\frac{N}{v}$, og indsættes denne Værdi for Q, erholdes for enkelte Remme:

$$22{,}8b = \frac{480N}{v} \quad \text{c:} \quad b = 21\frac{N}{v}$$

Men da μ let kan blive lidt mindre end beregnet, P altsaa lidt större, saa regnes sædvanligt:

$$b = 24\frac{N}{v}$$

en Formel, i hvilken N er Hestes Kraft, v Fod og b Tommer.

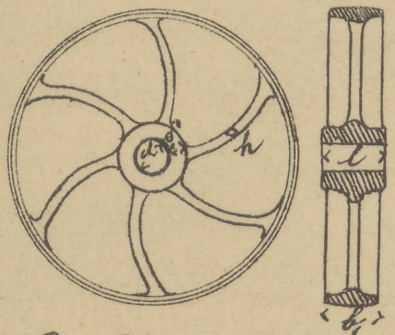
Jövrigt vil Tabellen paa forrige Side kunne tjene til at beregne Rembreden for særegne Tilfælde.

Dobbelte Remme have dobbelt saa stor Tykkelse som enkelte, men de anstrænges mere ved Böiningen, hvorfor man bedst lager i dette Tilfalde:

$$b = 16 \frac{N}{v}.$$

Anvendes Strammerüller bör de altid anbringes paa den svagest spændte Part af Remmen.

Remskiver. Fig viser en Støbejærnsremskive, fastkilet paa en Axel; Skiven kan tænkes bestaaende af 3 dele, Ringen, Armene og Navet.



Ringens Brede $b_1 = 1{,}25\, b$

Ringens Tykkelse i Yderkanten $= 0{,}16\, d$. Armenes Antal a tages som det hele Tal der ligger nærmest ved $\frac{1}{2} \frac{D}{d}$.

Armenes Tværsnit gjöres elliptisk.

Armenes Brede i Skivens Plan $h = 1{,}72 \frac{d}{\sqrt[3]{a}}$.

Armenes Tykkelse i Skivens Plan $b = \frac{1}{2} h$.

Navets Længde $l = b_1$

Navets Tykkelse i Yderkant $\delta = 0{,}2 + \frac{d}{3}$.

I Midten gjöres Tykkelsen större for derved at tilveiebringe Slip.

Kilen til Befæstelse paa Axlen gives Brede $= 0{,}9\,\delta$, Tykkelse $= 0{,}5\,\delta$. b og d ere efter Formlen for lette Smedejærnsaxler

De ovenfor angivne Dimensioner ere for største Delen empiriske, kun Armenes Tværsnitsdimensioner ere fundne paa følgende Maade:

En Arm med elliptisk Tværsnit, Axerne i Ellipsen = h og $\frac{1}{2}h$ paavirkes til Bøining af en Svingkraft = $\frac{Q}{a}\left(\frac{D}{2}\right)^2$. Armene skulle altsaa beregnes efter Formlen:

$$Q\frac{D}{2} = k_1 a h^3,$$

hvor k_1 er en Konstant, medens Aksen antages beregnet efter Formlen for lette Smedejernsaxler, der har Formen:

$$Q\frac{D}{2} = k_2 d^3, \text{ hvor } k_2 = 574,8;$$

af disse to Ligninger følger:

$h = C\frac{d}{\sqrt[3]{a}}$, hvor C er en Konstant, der beregnes til 1,72

for	$a =$	3.	4.	6.	8.	10.	12
bliver	$\frac{h}{d} =$	1,18	1,08	0,94.	0,86	0,79	0,75.

Hvis Remskiven sidder paa en Axel, hvis Diameter er forskjellig fra den, man vilde finde for en let Smedejernsaxel med samme Arbeidsmængde, som Remmen overfører, saa beregnes først en saadan Axels Diameter, d, og denne lægges til Grund for Bestemmelsen af Armens Dimensioner.

Iøvrigt markes med Hensyn til Armenes Konstruktion:

Hvor paa Aksen anbringes ofte, naar dens Anbringel-

se vilde volde Vanskeligheder, f. Ex. ved lange Axler i Fabrikker. Navets indre Diameter bliver i saa Tilfælde = d.

Armenes elliptiske Tværsnitsform anvendes for derved at reducere deres Luftmodstand til det mindst mulige.

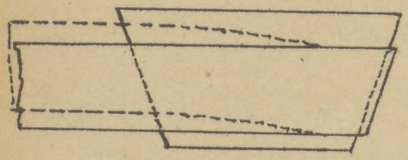
Den paa Figuren viste Krumning af Armene letter Köbningen, idet den meddeler Armene en vis Böielighed, der forebygger at Köbegodsets ulige Sammentrækning under Afkjölingen fremkalder saadanne Spændinger i Materialets Dele, som ellers ville opstaa, og som endog kunne lösrive Armene fra Nav eller fra Ring.

Ringen gives „Slip" paa den indre Flade, udvendigt gjöres den svagt hvælvet, hvilket vil bevirke, at Remmen ikke let falder af. Der vil da nemlig indtrade flere Forhold, som holde Remmen paa dens Plads.

1) Tænkes Remmen abc liggende midt paa Skiven og



med Form efter denne, og derpaa bragt ud til Stillingen a, b, c, saa vil a være kommen hen paa en större Radius, altsaa blive stærkere spændt og udöve et föröget Tryk mod Skiven, medens Delene b og c, der ere komne hen paa mindre Radier end för udöve mindre Tryk derimod, hvilket har til Følge, at der bliver en Overvægt i Bestræbelse for at drage Remmen tilbage til Midtstillingen.

2) Tænkes en Rem liggende paa en Keglefflade og den-
ne omdreies, vil Remmen have en Bestrebelse til at fjerne
sig fra Keglens Toppunkt, idet der

opvikles en større Længde af den Side
af Remmen, der lægger sig paa den
større Radius, end af den anden Si-
de, hvilket medfører, at Remmen indtager en Stilling som
den punkterte og følgelig, at den vandrer opad Keglen. Det-
te samme Forhold vil for Remskiven bevirke, at Remmen
søger hen til Toppen af Krummingen.

3) Endelig vil Centrifugalkraften stræbe at fjerne Rem-
men fra Axen, altsaa at holde den paa Toppen af Krum-
mingen.

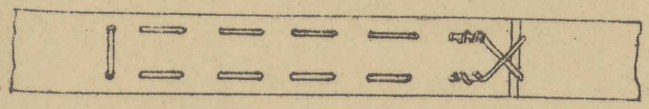
Remskiver af Træ benyttes undertiden. Paa Omkredsen hol-
ves de og gjøres iøvrigt lige fra Axen til Omkredsen af ens Tyk-
kelse. Det Væsentligste ved deres Konstruktion er at iagttage,
at de ikke kaste sig eller blive uruinde. For at forebygge Kast-
ning sammensættes Skiverne bedst af flere Lag Træ, ugle-
vindhed forebygges ved at sammensætte hvert Lag af Sek-
torer, saaledes at Omkredsen bliver Endetræer. Hammaa
lade Sektorernes Sider i de forskjellige Lag veksle i Stilling
og holde dem sammen med Kiler, mellem hvilke gaa
Skruebolte gjennem Skiverne.

Enhver Fraskive faar enten et Nav af Støbejern eller en Bøs-
ning af Metal.

Undertiden indrettes Fraskiver, ligesom Vognhjul, med
Omkredsen sammensat af flere Stykker, og med Arme,
der gaa ud fra Navet.

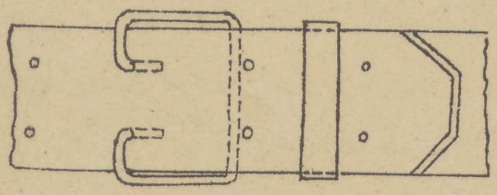
Remmene, der anvendes, ere sædvanligt af Læder, og
de kunne sammensættes paa følgende Maader:

Sammensyning med tynde Remme af Læder, se Fig.



den glatteste Side af
disse vendes imod Om-
kredsen af Skiven. Hver Gang Remmen har nakket sig saa
vidt, at den ikke kan føre Skiven med sig, strammes den
og sammensyes paany. Denne Syning bruges ved de sva-
reste Remme.

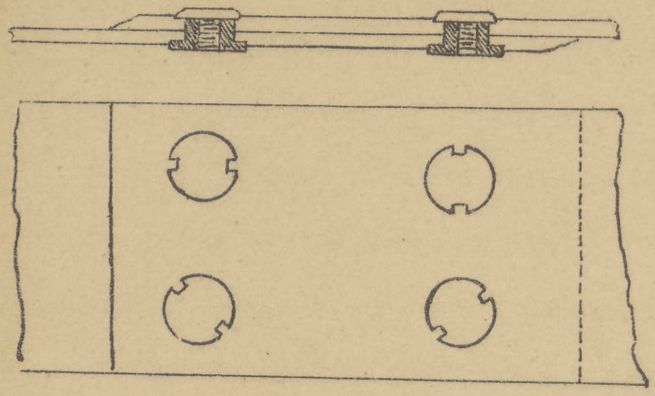
Sammenhægtning ved Spænde. Ved at flytte Spændet
til forskjellige Huller i Rem-
men, kan denne forkortes.
Spændets Grene og Bøile



maa ligge i et Plan.

Sammenskrüning se Fig øverst næste Side.
Møtrikkernes Hoveder ligge paa Indersiden af Rem-
men og ere plane.

De to sidste Forbindelser anvendes kun ved Remme



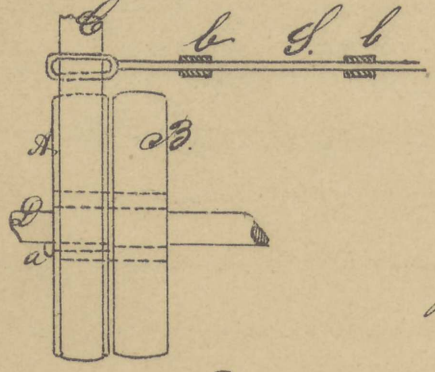
for lette Bevægelser.

Sammennitning med Kobbernitter bruges ligeledes.

Ved alle Remme vendes Kjødsiden ind mod Skiven.

Naar Remme benyttes som Overføringsmiddel for Kraften, vil det være let at standse den drevne Axel og atter sætte den igang, ligesom man ogsaa let kan variere dens Hastighed

Til bequem Standsning og Igangsætning benyttes: Fast og løs Skive. Skiven A er med Kilen a fastgjort paa et Hoved af Axlen D, den lige saa store Skive B kan derimod løbe frit rundt paa sin del af Axlen. Remmen C kommer fra en Tromle eller bred Skive, som ikke er hvælvet paa Overfladen;

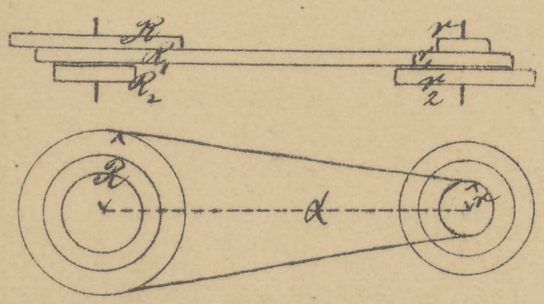


den er i Tegningen vist at gaa omkring faste Skive A og den vil altsaa tage Axlen D med sig og bevæge den tilhørende Maskine. Vil man sætte denne Maskine ud af Indgribning, sker det ved at flytte Remmen over paa

den löse Skive B. Det er nok at flytte Remmens paa-löbende Part over paa denne Skive. Til den Ende anvendes en Jærnböile, der griber om Parten og ved Stangen S kan föres frem og tilbage i Ledningerne b b i en Plan ⊥ paa Remmens. Naar den paa Skiverne A eller B löbende Part flyttes, saa fölger den afgaaende Part med og Remmen flytter sig tillige paa Tromlen, fra hvilken Bevægelsen kommer, da denne ikke er hvælvet og derfor ikke har nogen Bestræbelse til at holde Remmen paa et bestemt Sted. Ved meget lette Bevægelser kan Remmen flyttes med Haanden.

Til Forandring i Hastighed benyttes:

Trappeskiver. Paa den ene Axel anbringes tæt op til hinanden (f. Ex. stöbte i et Stk.) en Række Skiver med forskjellige Radier R, R_1 og R_2, og paa den anden Axel en lignende Række Skiver. Der fordres da, at hver 2 sammenhörende Skivers Radier skulle have et bestemt Forhold og at samme Rem uden Ende skal passe over hvilketsomhelst Par af Skiverne.



Betragtes först Skiveparret R, r, kaldes Remmens Længde l, Axernes Afstand α, saa er:

$$l = 2\alpha \sin\frac{\varphi}{2} + 2\pi R - (R-r)\varphi$$

hvoraf:

$$R = \frac{l - rq - 2\alpha \sin\frac{q}{2}}{2\alpha - q}$$

For 2 andre Skiver R_1 og r_1 findes:

$$R_1 = \frac{l - r_1 q_1 - 2\alpha \sin\frac{q_1}{2}}{2\pi - q_1}$$

som i Forbindelse med:

$$\frac{R_1}{r_1} = C \quad \text{og} \quad R_1 - r_1 = \alpha \cos\frac{q_1}{2}$$

udgjør 3 Ligninger til Bestemmelse af R_1, r_1 og q_1. Ligningerne kunne imidlertid ikke løses, man maa derfor prøve sig frem. Først bemærkes, at q altid er nær ved Værdien π. Derved bliver tilnærmende:

$$R + r = \frac{l - 2\alpha}{\pi} = \text{Konstant}.$$

Man sætter følgelig som en første Tilnærmelse:

$$R_1 + r_1 = R + r$$

der kombineret med Ligningerne:

$$\frac{R_1}{r_1} = C \text{ og } R_1 - r_1 = \alpha \cos\frac{q_1}{2}$$

giver et System af Værdier for R_1, r_1 og q_1.

De fundne Værdier af r_1 og q_1 indsættes nu i $R_1 = \frac{l - r_1 q_1 - 2\alpha \sin\frac{q_1}{2}}{2\pi - q_1}$ og man finder saa en ny Værdi af R_1, som er nøiagtigere end den forrige; denne indsat i $\frac{R_1}{r_1} = C$ og $R_1 - r_1 = \alpha \cos\frac{q_1}{2}$ giver atter nøiagtigere Værdier af r_1 og q_1, som indsættes i Formlen for R_1 o. s. v., indtil man har tilstrækkelig Nøiagtighed.

Man vil se, at α indgaar i Formlerne, hvoraf fol-

ger, at et Par sammenhørende Trappeskiver kun kunne benyttes for en eneste bestemt Afstand mellem Akslerne.

En Afvigelse fra den beregnede Værdi af a vil bevirke, at der fordres forskjellig Længde af Rem for de forskjellige Skiver. Er imidlertid a stor, og Afvigelsen fra den beregnede Værdi kun lille, saa vil ikke desto mindre samme Rem kunne passe over alle Skiverne, kun vil den da komme til at være lidt stærkere spændt over nogle af Skiverne end over andre.

Akslerne ere ikke parallele. I dette Tilfælde kan man dog ofte overføre Bevægelsen ved Rem. Man vil her kunne til at føre Remmen over fra en Skive til en anden, som ikke ligger i Plan dermed og det gjælder da om at gjøre dette paa saadan Maade, at Remmen ikke faar nogen Bestrabelse til at falde af.

Dette kan opnaas idet Remmen lægges under Hensyn til den Omstændighed, at det for den overveiende største Del er den paaløbende Part, der bestemmer Remmens Stilling i Forhold til den tilhørende Skive, saaledes at naar den paaløbende Part ligger i Skivens Plan, vil Remmens Stilling derved være sikret, selv om den afløbende Parts Retning danner en kjendelig Vinkel dermed.

Dette fører til følgende Regel:

Skiverne lægges saaledes, at deres Midtplaners Skjæringslinie tangerer begge Skivers Omkreds i de Punkter, hvori Remmen løber fra Skiverne.

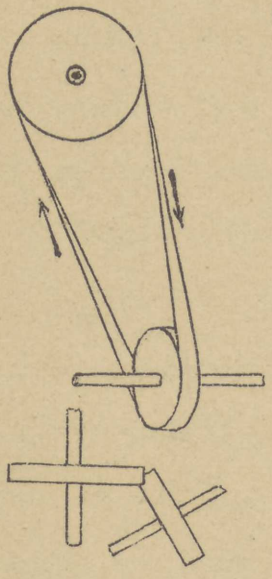


Fig. viser et Remløb, der er ordnet paa denne Maade. Pilene antyde Bevægelsens Retning. De afløbende Parter ligge ikke i Planen med Skiverne, hvorfra de komme; den Vinkel, hvorunder de forlade den, maa helst tages saa lille som muligt (c: stor Afstand mellem Skiverne), som den høieste Grændse angives 25°.

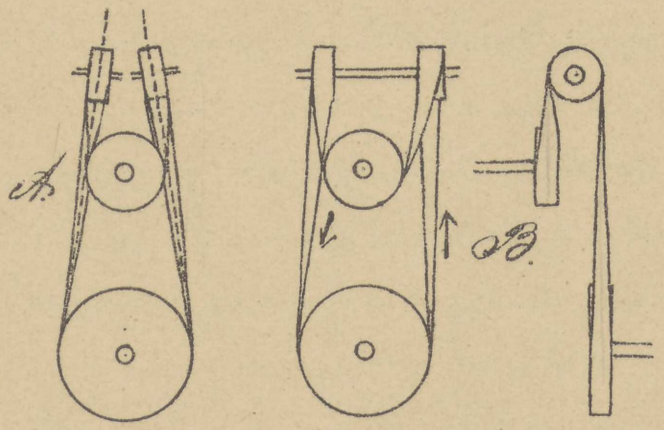
Som Følge af den afløbende Parts Stilling til Skiven kan Bevægelsen kun finde Sted i den angivne Retning. Vendtes Retningen om, vilde paaløbende Parter blive afløbende og omvendt, saa at den nysangivne Regel ikke var opfyldt; Remmen vilde da strax falde af.

Lederuller. I mange Tilfælde, hvor man ikke direkte kan komme til at lægge en Rem over 2 Skiver, kan det lade sig gjøre paa den Maade, at der anbringes Lederuller paa begge Remmens Parter for at forandre disses Retning. For at Remmen skal kunne forblive paa et saa

dant System af Skiver eller Ruller maa følgende Betingelse være opfyldt:

Det Punkt, hvori Remmen løber fra en Rulle eller Skive, maa ligge i den efterfølgende Skives eller Rulles Plan.

Vil tilfige Punktet, hvor Remmen løber paa en Skive eller Rulle, ligger i den foregaaende Skives Plan, saa vil Bevægelsen kunne ske i begge Retninger (af. løbende og paaløbende Parter ombyttes), ellers ikke.



A viser et Tilfælde, hvor Bevægelsen kan ske i begge Retninger, medens den i B kun kan ske i den ene Retning.

Kraftlab vil altid lides ved Bevægelsens Overføring med Rem over Skiver, navnlig hidrørende fra Gnidnings- og Böiningsmodstand. Desforuden vil endnu Luftmodstanden og Remmens Elasticitet forandre dige Tab.

1) Gnidningsmodstanden. Axlens Understøtninger ville modtage Trykket P + p hidrørende fra Remmens Spænding, det Tryk vil i Almindelighed blive et sammensat

med de övrige paa Understötningerne virkende Tryk til en enkelt Resultant, som bevirker Gnidningsmodstanden.

Antages Trykket $P+p$ at være det eneste, som virker paa Axlens Understötninger, vil man finde Gnidningsmodstanden F reduceret paa Remmen:

$$F = \mu (P+p)\left(\frac{r}{R} + \frac{r_1}{R_1}\right)$$

hvor μ er Gnidningskoefficienten.

2) Böiningsmodstanden. Der foreligger ingen direkte Forsög herover, hvorfor man maa stötte sig til, hvad der er bekjendt med Hensyn til Touges Modstand mod Böining.

Gaar et Toug over en Skive, hvor det altsaa paavikles paa den ene Side, afvikles paa den anden, saa vil Böiningsmodstanden B, reduceret paa Skivens Omkreds, tilnærmelsesvis kunne skrives:

$$B = 0{,}54\, Q \frac{\delta^2}{r}$$

hvor δ er Tougtykkelsen, r Skivens Radius, Q Tougets störste Spænding. For at anvende dette paa Remme, erstattes δ^2 ved Rembreden b gange Remtykkelsen t, og Hensyn tages til at der er 2 Skiver med Radier R og R_1, hvorover Remmen gaar. Man finder Böiningsmodstanden:

$$B = 0{,}54\, t\, b\, P\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1}\right).$$

altsaa for enkelte Remme $t = \frac{1}{6}$":

$$B = 0{,}09\, b\, P \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1}\right)$$

og for dobbelte:

$$B = 0{,}18\, P \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1}\right)$$

3) Luftmodstanden kan man oftest lade ude af Betragtning.

4) Remmes Elasticitet har vel ikke stor Betydning med Hensyn til Bestemmelsen af Kraftabets Størrelse, men derimod bevirker den, at Forholdet mellem de to Skivers Hastigheder ikke bliver nøiagtigt det omvendte af Radiernes Forhold. Hastighedstabet kan beløbe sig til c: $\frac{1}{2}$ pc. hvorman da skal have nøiagtig Gang anvendes Hjul.

Snore. For disse beregnes Spændingerne paa lignende Maade som for Remme.



Hosst. Figur viser et Gjennemsnit af en Snorskives Rand. Snoren a ligger an mod Siderne af den skarpe Fordybning. Snore kunne samles derved, at Enderne splidses el. ler at den ene Ende forsynes med et Øie af Metal, det andet med en Krog, hvilken da hages ind i Øiet.

Naar en Snor skal krydses for at forplante Bevægelsen saaledes, at den bevægede Axel faar modsat Omdreiningsretning af den, der findes hos den drivende

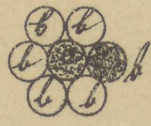
Axel, saa maa Skiverne ikke lægges ganske i samme Plan, men deres Midtplaner maa danne en lille Vinkel med hinanden, netop stor nok til at Snorens Parter kunne slippe forbi hinanden uden at berøres.

Snore anvendes kun til at overføre lette Bevægelser, hvor en ringe Snordiameter er tilstrækkelig, thi bliver Diametren stor, vil Modstanden mod Böining ogsaa blive stor.

Kraftetabet ved Snorløb beregnes ligesom for Remme, der fremkommer dels et fordoget Tryk paa Tapperne hidrørende fra Snorens Spænding, dels en Böiningsmodstand, der beregnes paa lignende Maade som for Remme, kun at man for b. t sætter d^2, hvor der Snortykkelsen.

Metaltraadstouge over Skiver. Dr. Hirn har opfundet denne Forplantelsesmaade for at kunne forplante Bevægelse paa store Afstande.

Man anvender hertil Touge af Jerntraad, af Messingtraad (naar de ere udsatte for Fugtighed) og af Stöbestaalstraad. Tougenes sædvanligste Gjennemsnit ses af Fig. Over en Kjerne af Hamp a er slaaet 6 Kordeler b, hver sammensat af 6 Jerntraade eller Metaltraade, slaaede over en Hampekjerne, saaledes som vist til Høire



i Figuren. Er Metaltraadenes Diameter = δ, saa bliver paa Grund af Maaden hvorpaa Traade og Kordeler lægge sig ved Sammenslaaningen, Snordiametren $d = 8\delta$. Stigningen af den Skruelinie, hvorefter Traadene i Kordelerne ere snoede, er 83-85°; Kordelerne snoes den modsatte Vei og faa en Stigning = 82°.

Touget indeholder altsaa 36 Metaltraade af Diameter δ og det er alene disses Modstand, man gjør Regning paa, medens Hampekjærnerne lades ganske ude af Betragtning.

Spændingen i Materialet fremkommer dels paa Grund af Kræfterne P og p i de fri Parter, dels paa Grund af Böiningen, idet Touget vikles om Skiverne. Den stærkeste Fiberpaavirkning fremkommer, hvor Pvirker sammen med Böiningen, altsaa der, hvor den stærkest spændte Part vikles af og paa Skiverne. Disse Punkters Paavirkning bliver følgelig at lægge til Grund for Beregningen. Kaldes Skivens Radius R og den Spænding, der hidrører fra Böiningen, k, saa er Momentet:

$$Sa = \frac{E\,I}{R} = \frac{k\,I}{\frac{1}{2}\delta} \text{ eller}$$

$$k = \frac{E\delta}{2R}$$

Er nu Trækket i den frie Part P, den største Spænding pr □", man vil byde Materialet = r, saa maa, idet a er Tougets nyttige Areal:

$$\frac{P}{a} + k = r$$

eller:

$$\frac{P}{a} + \frac{Ed}{2R} = r$$

Ved denne Formel kunne P og R afpasses efter hinanden; man ser, at naar P gjøres stor, saa bliver ogsaa $\frac{R}{\delta}$ stor.

For Jærntraad sættes r = 25000 ℔, idet Elasticitetsgrændsen naas ved 40000 ℔. E = 27000000.

$\frac{P}{a}$ tages oftest mellem 5500–10000 ℔ hvorved faas:

$$\frac{R}{\delta} = 690 - 960$$

og regnes d = 8 δ, bliver:

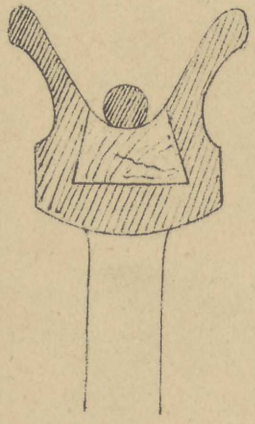
$$\frac{R}{d} = 86 - 120.$$

hvilket stemmer godt med de i Praxis brugelige Dimensioner.

For Messingtraad maa r tages meget mindre end for Jærntraad, men da tillige E er mindre for Messingtraad end for Jærntraad, saa vil man desuagtet omtrent kunne benytte samme Værdier af $\frac{P}{a}$ og $\frac{R}{\delta}$, som de, der findes for Jærntraad.

Staaltraad har samme E som Jærntraad, men r kan tages betydelig større, indtil 30000 ℔, saa at man med samme $\frac{R}{\delta}$ kan tage $\frac{P}{a}$ omtrent 5000 ℔ større end for Jærntraad.

Skiverne gjöres af Jern eller af Træ og paa Omkredsen forsynes de med en Kiöre, hvori Touget kan ligge; denne Kiöre maa være bred udadtil, forat Touget ikke let skal kunne kaste sig af; og ved Jernskiver maa den udföres med et blödt Underlag, saasom Træ, Gúttapercha eller Læder, hvorpaa Touget kan ligge fast. Fig viser Snit gjennem Krandsen paa en Jernskive med indlagte Træstykker.



Reisehastigheden af Skiverne tages stör, 60 - 100 Fod pr Sekúndt.

Afstanden mellem Skiverne maa ikke være for lille; da det saa bliver vanskeligt at holde Touget Spænding til strækkelig Konstant, 64 - 100 Fod er den mindste Afstand; der kan tillades, 300 Fod er sædvanligvis den störste, der brúges; skal Kraften forplantes paa endnú större Afstande, anbringes en Række Traadtouge efter hinanden, over Skiver, med en indbyrdes Afstand af 300 Fod.

Kræfterne i Touget P og p beregnes ligesom for Remme, idet $\mu = 0{,}25 - 0{,}28$

Tapgnidningsmodstanden regnes paa sædvanlig Maade; den bliver lille, da Skivernes Radier ere

store.

Modstanden mod Böining haves ingen Data for. Den har imidlertid ikke stor Betydning, da Elasticitetsgrændsen ikke overskrides, og altsaa den Arbeidsmængde, som forbruges under Böiningen, udvikles paany, naar Tøuget retter sig igjen.

De frie Parters Form er nærmest en flad Kjædelinie, der med stor Tilnærmelse kan betragtes som en Parabel. Som oftest belöber Indsænkningen sig til $\frac{1}{30}$ à $\frac{1}{40}$ af Længden for den svagest spændte Part; som Tölge deraf fordres der höie Opstillinger, naar Skivernes Afstand bliver stor. Oftest gjöres den nederste Part svagest spændt, men man sparer nogen Höide ved at bruge den omvendte Orden. Undertiden anbringes Bærerüller under den svagest spændte Part.

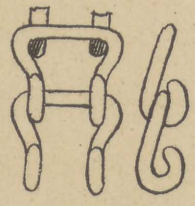
Skal Tougledningens Retning ikke holdes uforandret paa hele Længden, saa anbringes 2 Skiver, der hvor Retningsforandringen skal ske, saaledes at den enes Plan falder i den tidligere Retning, den andens i den ny Retning, og disse Skivers Aeler forbindes ved koniske Hjul

Kjæder. Skal Bevægelsen overföres ved en Kjæde uden Ende over et Par Skiver, saa er Gnid-

ningsmodstanden ikke tilstrækkelig til at forhindre Glid-
ning paa Skiverne, men man maa forsyne deres Om-
kreds med Tænder eller Knaster, hvori Kjædeleddene
kunne gribe ind. Formen af Kjædernes Led er meget
forskjellig.

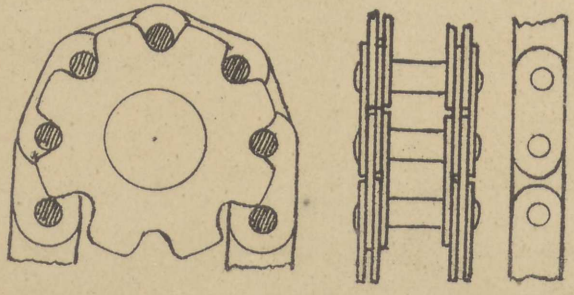
a) Simple Kjæder med ovale Led af Rundjern,
af samme Slags som de, der benyttes ved Løftning af
Byrder, bruges kun til at overføre lettere Bevægelser.
Indretningen af disse Kjæder og deres Skiver skal om-
tales under Fridsevarker.

β) Vaucanson's Kjæde. se hosset Fig. bruges
kun til meget lette Bevægelser, da den
ifølge Leddenes Form er svag; thi Ender-
ne af Rundjernet ere, som Fig. viser,
ikke sveisede til, men simpelt ombøiede.



Skiverne have Tænder, der gribe ind
mellem de lige Stykker af Leddene.

γ. Galles Kjæde tjener til at forplante store Kræfter,
men helst med moderat
Hastighed. Leddene bestaa
af Skinner af fladt Jern,
saaledes at hvert Led inde-
holder mindst 2, ofte flere



indtil 8 Skinner. Leddene ere indbyrdes forbundne med Bolte, mod hvilke Tænderne, paa Skivernes Omkredse, gribe, saaledes som det let vil forstaas af Figuren. Dimensionerne af en saadan Kjæde vil man let kunne beregne, naar Kraften, som virker der er bekjendt. Materialets Spænding pr □" kan sættes lig 10000 ℔.

Kraftabet ved Bevægelsens Overførelse med Kjæde hidrører dels fra Tapfriktionen, der beregnes paa sædvanlig Maade, og dels fra Gnidningsmodstanden ved Leddenes Bevægelse i Forhold til hinanden. Denne sidste Gnidningsmodstand kan beregnes paa samme Maade for alle Arter af Kjæder. Er nemlig Arealet i den ene Part af Kjæden, Leddets eller Bøllens Radius, hvorom Drejningen foregaar, samt μ Gnidningskoefficienten, og man tænker sig Skiven drejer sig en Vinkel α, der netop er saa stor, at et Led opvikles, saa vil dette Led i Forhold til det paafølgende være drejet en Vinkel α, hvorved der er forbrugt en Arbeidsmængde $= \mu \cdot \alpha \cdot P$. Hvis nu Skiven gjør n Omdrejninger pr. Minut, vil der af den betragtede Part af Kjæden i denne Tid være opviklet et Antal Led $= \frac{2\pi n}{\alpha}$ og dertil vil følgelig være medgaaet Arbeidsmængden $\mu \cdot 2\pi \cdot n \cdot P$.

I samme Tid vil et ligesaa stort Kjædestykke være afviklet; kaldes denne Parts Spænding p, vil dertil

medgaa Arbeidsmængden $\mu \cdot 2\pi n p$

For at udvikle disse Arbeidsmængder maa der udøves et stærkere Træk i Kjæden, end det, som vilde behøves, naar der ingen Gnidningsmodstand var ved Boltene. Denne Forøgelse i Træk, F, kaldes Bøiningsmodstanden reduceret paa Kjæden; den bliver:

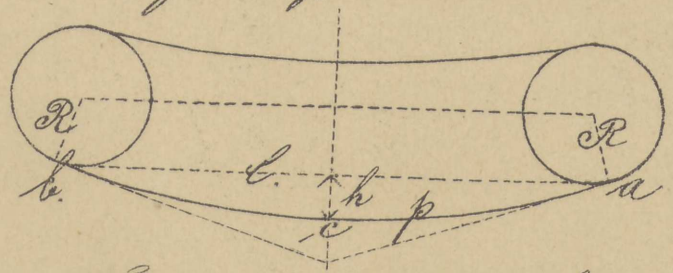
$$F = \frac{\mu Q (p + P)}{R}$$

gjældende for Bøiningsmodstanden ved den ene Skive og et lignende Udtryk faas for den anden Skives Vedkommende.

Nu skal særskilt betragtes 2 Tilfælde:

1) Den ene Skives Ladret over den anden. Trækket i Kjæden er lodret, Spændingerne i Parterne ved den nedre Skive ere saameget mindre end ved den øvre, som Vægten af de frie Kjædestykker udgjør.

2) Skivernes Axer i samme vandrette Plan. Skiverne ere som oftest af samme Diameter. Værdierne af Σo og p blive da fælles for begge Skiver og den hele Bøiningsmodstand er $2F$. De frie Parters Form vil tilnærmelsesvis kunne betragtes som Parabler. Kaldes Indsænkningen h, den slappe Parts Spænding p og



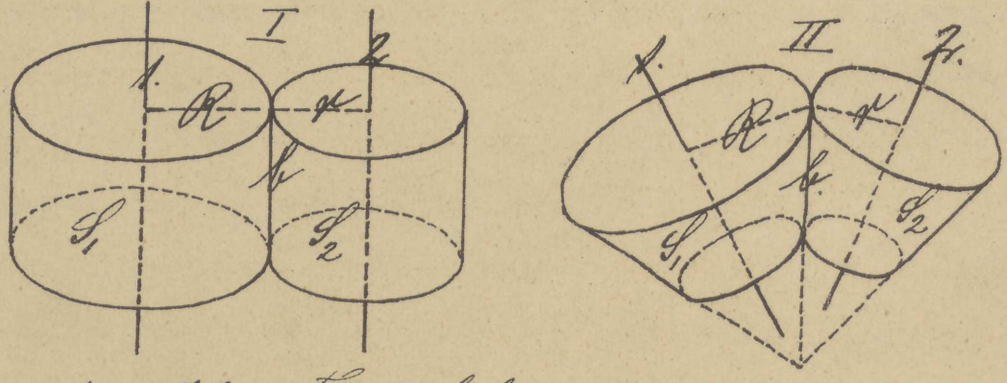
dens Egenvægt q, samt kaldes ab = l, da tages almindeligt $h = \frac{1}{8} l$, hvorved faas $p = 1{,}111 q$. Kjender man p saa har man Q + p = P og da kan den tilsvarende Kjædeparts Spænding let bestemmes.

Følgende Tabel angiver sammenhørende Værdier af Indsænkning og Spænding.

Indsænkning:	0,35 l	0,25 l	0,125 l
Spænding:	0,614 q	0,707 q	1,111 q
Indsænkning:	0,0625 l	0,0312,5 l	
Spænding:	2,06 q	4,03 q.	

6. Friktionshjul.

Vil man overføre en kontinuerlig omdreiende Bevægelse fra en Axel til en anden, der er beliggende i dens Nærhed, da kan man for det Tilfælde Axer-



ne ere parallele Fig. I, befæstes paa Axlerne 2 cylindriske, og naar Axerne skjære hinanden, Fig II, 2 Koniske

Skiver. I begge Tilfælde ere Skiverne saa store, at der finder udvendig Beröring Sted. Sættes 1 i omdreiende Bevægelse vil den bringe Axlen 2 ligeledes i omdreiende Bevægelse, saafremt den Gnidningsmodstand, der finder Sted ved Skivernes Beröring er större end Modstanden reduceret ud paa Skiven S_2's krumme Overflade. Suadanne Skiver benævnes Friktionsskiver eller Friktionshjul.

Skal den kontinuerlig omdreiende Bevægelse af Axlerne være jævn, saa maa Skiverne bestandig rulle paa hinanden. Glide Skiverne paa hinanden, ophörer Ensformigheden og der kan endog opstaa Stód. For da at faa Bevægelsen overfört saa nóiagtigt som muligt, maa Skiverne være trykkede saa stærkt imod hinanden, at den derved opstaaede Gnidningsmodstand til ethvert Tidspunkt under Bevægelsen er lig den Modstand, der bliver at overvinde paa Overfladen af den drevne Skive.

Finder kun Rulning Sted, da maa de afviklede Overflader af Skiverne være ligestore.

Kaldes Skivernes Radier R og r, Antal af Omdreininger pr. Minut N og n og Breden af Skiverne b, da har man for cylindriske Skiver:

R = 10" r = 5" N = 50 md n = 100 mdr b = 10"

$$2\pi R b N = 2\pi r b n \quad \text{c:} \quad \frac{R}{r} = \frac{n}{N}$$

eller: Radierne staa i omvendt Forhold til Antallet af Omdreininger. Den samme Regel gjelder for koniske Skiver, idet man har:

$$\pi R b N = \pi r b n \quad \text{c:} \quad \frac{R}{r} = \frac{n}{N}$$

Betegnes Skivernes Vinkelhastigheder W og w, da har man:

$$W = \frac{2\pi N}{60} \text{ og } w = \frac{2\pi n}{60} \quad \text{c:} \quad \frac{w}{W} = \frac{n}{N} = \frac{R}{r}.$$

eller: Vinkelhastighederne staa i omvendt Forhold til Radierne.

Betegner V og v Periferihastighederne for Skiverne, da har man:

$$RW = V \quad \text{og} \quad rw = v$$

eller idet $\frac{W}{w} = \frac{r}{R}$, $V = v$

c: Skiverne have samme Periferihastighed.

De 2 sidste Regler ser man let gjelde og saa for det Tilfælde, at Skiverne ere koniske.

7. Tandhjul.

Naar Modstanden paa den drevne Skives Overflade er stor eller der forekomme Modvirkninger og pludselige Hastighedsforandringer under Bevægelsen, saa opstaar let Glidning. Forholdet imellem Skiverne maa vare stort og derved forøges

ikke blot de skadelige Modstande, men Tiddet bliver større. I saafald forsyner man begge Hjulene med Tænder og Fordybninger. Bevægelsen af Hjulene paa hinanden sker paa samme Maade som Skivernes Bevægelse. Tandhjul i Indgribning svare altid til 2 Omdrejningsflader, der berøre hinanden efter en ret Linie. Disse Flader blive for cylindriske Tandhjul Berøringscylindre eller Grundcylindre, for koniske Tandhjul Berøringskegler eller Grundkegler.

En Plan lodret paa Berøringscylindrene skjære disse efter Hjulenes Grundcirkler eller Delecirkler. Den sidste Benævnelse hidrører derfra, at Inddelingen af Hjulene foretages paa denne.

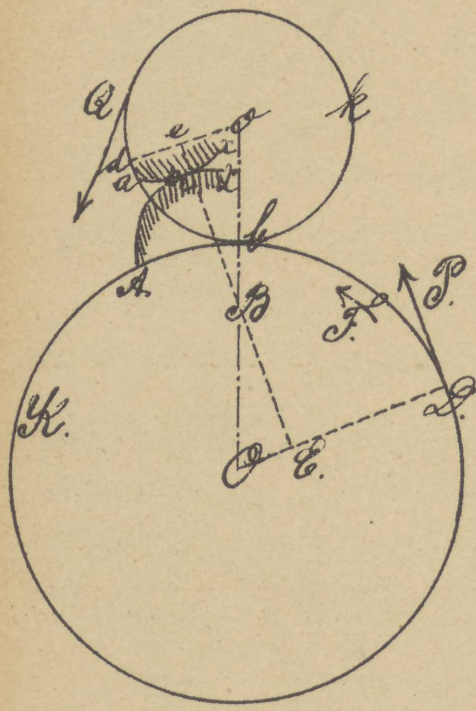
Følgende 2 Regler, der gjaldt for Friktionsskiver gjælde ogsaa for Tandhjul.

1) Kraften, der virker i Omkredsen af det drivende Tandhjul maa til enhver Tid under Bevægelsen holde Ligevægt med den Modstand, der findes i Omkredsen af det drevne Hjul.

2) Skal Overførelsen af Bevægelsen ske jævnt, maa Periferihastighederne til ethvert Tidspunkt under Bevægelsen være ligestore.

K og k forestille 2 Delecirkler, der røre hin-

tanden i Punktet b. De krumme Linier ax og bK



ere stive og fast forbundne med Cirklerne K og k. ax er anbragt paa indvendig Side af Cirkel k, hvorimod bK er anbragt paa den udvendige Side af Cirkel K. De krumme Linier maa være saaledes formede, at den ved Pilen F angivne Dreiningsretning for K meddeles k paa den Maade, at Trykket p mellem de 2 krumme Linier bestandigt virker i Retning af den fælles Normal, betegner endvidere P Kraften, der virker i K, medens Q betegner Modstanden, der virker i Cirklen k, som Kraften P har at overvinde. Kalder man de lodrette fra D og o paa Normalen Ee for DD og od, da har man ifølge Statikken:

$$P \cdot DD = p \cdot DE$$

og:

$$Q \cdot od = p \cdot oe$$

eller idet:

$$DD = Dd \text{ og } od = ob$$

$$P \cdot Dd = p \cdot DE \quad (1) \text{ og } Q \cdot ob = p \cdot oe \quad (2)$$

Divideres (1) med (2) faas:

$$\frac{P}{Q} \cdot \frac{Ol}{ol} = \frac{OE}{oe} \qquad (3)$$

men da $\triangle OBE \sim \triangle oBe$ har man:

$$\frac{OE}{oe} = \frac{OB}{oB}$$

altsaa: $$\frac{P}{Q} \cdot \frac{Ol}{ol} = \frac{OB}{oB}$$

Men da til enhver Tid under Bevægelsen:

$$P = Q \text{ altsaa } \frac{P}{Q} = 1.$$

maa nødvendigvis $$\frac{OB}{oB} = \frac{Ol}{ol}.$$

Man ser let, at denne Ligning kun er gjældende saafremt Bog b falde sammen.

Den første af de angivne Betingelser for god Gang af Tandhjul vil altsaa være opfyldt, saafremt den fælles Normal til Berøringspunktet for de to Tandformer gaar gjennem Delecirklernes Berøringspunkt.

Kalder man Periferihastighederne for Delecirklerne K og k, henholdsvis C og c og betegnes med c Hastigheden af n, Berøringspunktet mellem de to Tandformer i Retning af den fælles Normal Ee, som altsaa ogsaa bliver Hastigheden af Punkterne C og e, da har man:

$$\frac{C}{c} = \frac{OD}{OE} \text{ og } \frac{c}{v} = \frac{oe}{od}$$

$$\text{d: } \frac{C}{v} = \frac{OD}{OE} \cdot \frac{oe}{od} = \frac{OD}{OE} \cdot \frac{oe}{od} \text{ og da:}$$

$$\frac{OD}{od} = \frac{Ol}{ol} \text{ har man:}$$

$$\frac{V}{v} = \frac{Ol}{ol} \cdot \frac{oe}{Oe}$$

men da: $\frac{oe}{Oe} = \frac{oB}{OB}$ har man:

$\frac{V}{v} = \frac{Ol}{ol} \cdot \frac{oB}{OB}$, der idet: $\frac{OB}{oB} = \frac{Ol}{ol}$.

giver $\frac{V}{v} = 1$ eller $V = v$, den anden Betingel=
se.

Man skal da anvende saadanne Tandfor=
mer, at den fælles Normal til Berøringspunktet til
enhver Tid gaar igjennem Delecirklernes Berørings=
punkt; thi i saafald ere begge Betingelserne opfyldte,
der forhen ere angivne for en god Gang af Tand=
hjulene.

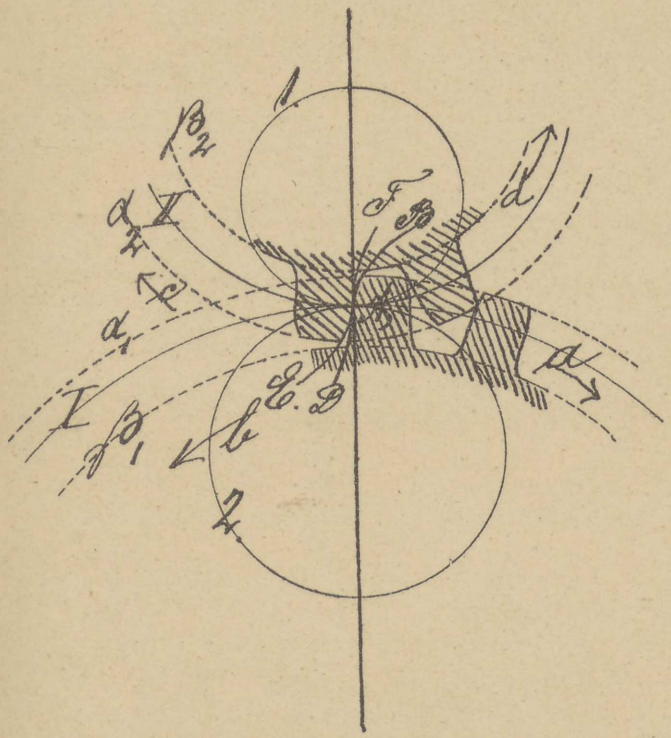
Ad geometrisk Vei er man istand til at kon=
struere saadanne Former; men af de mange For=
mer, man kan danne sig, have Cykloidelinier og
Cirkelevolventelinien eller Cirkelaftikleren alene
fundet Anvendelse i Praxis.

Disse Linier ere bekjendte fra Tegneøvelserne.

Tandhjul med cykloideformede eller evol=
venteformede Tænder.

I. Cylindriske Hjul i udvendig Indgriib=
ning. Her tænkes anvendt cykloideformede Tæn=
der. I og II ere Delecirklerne paa Hjulene og Stø=
len (Tand + Mellemrum) er betegnet ved s. Cirk=

klerne α_1 og α_2 ere tegnede i Afstand 0,36 fra Delecirklerne, medens Cirklerne β_1 og β_2 ligge i Afstand 0,48 fra disse. Konstrueres nu to vilkaarlige Cirkler 1 og 2, som berøre hinanden i samme Punkt A, der tillige er Børingspunkt for Delecirklerne I og II kunne disse ved Rulning fremstille Tandformerne. Ruller 1 paa I i den Retning, Pil a angiver, fremkommer Epicykloiden A B, der

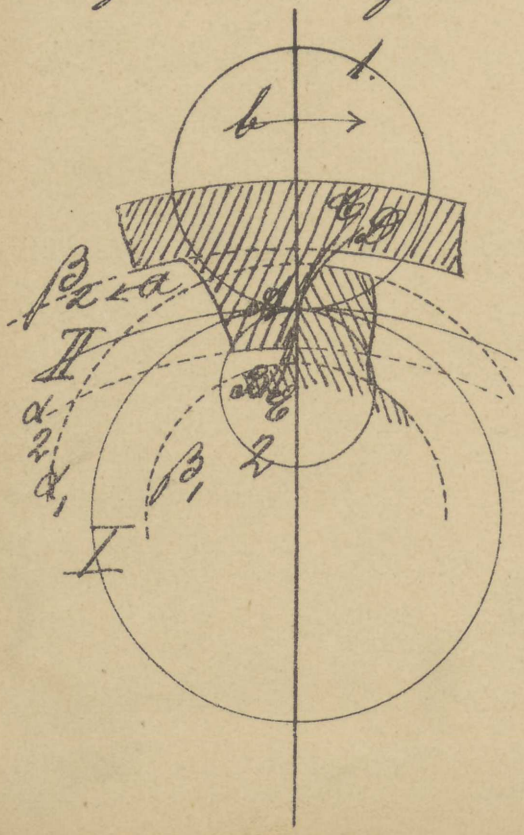


er Formen for den Del af Tænderne paa Hjulet I, der ligger udenfor Delecirklen. Formen for den Del af Tanden, A D, der ligger indenfor Delecirklen, bliver Hypocykloiden, frembragt ved Rulning af 2 indvendig i I i Retning, bestemt ved Pil b. Paa lignende Maade fremstilles Formen af Tænderne paa Hjulet II. Rulning af 2 paa II i Retning af Pil c giver Epicykloiden A E, ved Rulning af 1 indeni II i Retning af Pil d, giver Hypocykloiden A F.

Af de saaledes frembragte Former benyttes kun de Dele, der ligge inden for Cirklerne $d_1 d_2$ og $f_{B_1} f_{B_2}$. Afsættes derefter Tandtykkelsen = 0,47 s, halveres denne og drages Linien fra Midtpunktet til Centrum bliver denne Linie Symmetriaxen i Tanden, den anden Side af Tanden konstrueres da let ved en Skabelon af Pap f. Ex.

Den inderste Del kan for et af Hjulene eller begge Hjulene gaa over til at blive rette Linier, naar Cirklerne 1 eller 2 eller begge have Diametre lig Radierne i de tilsvarende Delecirkler.

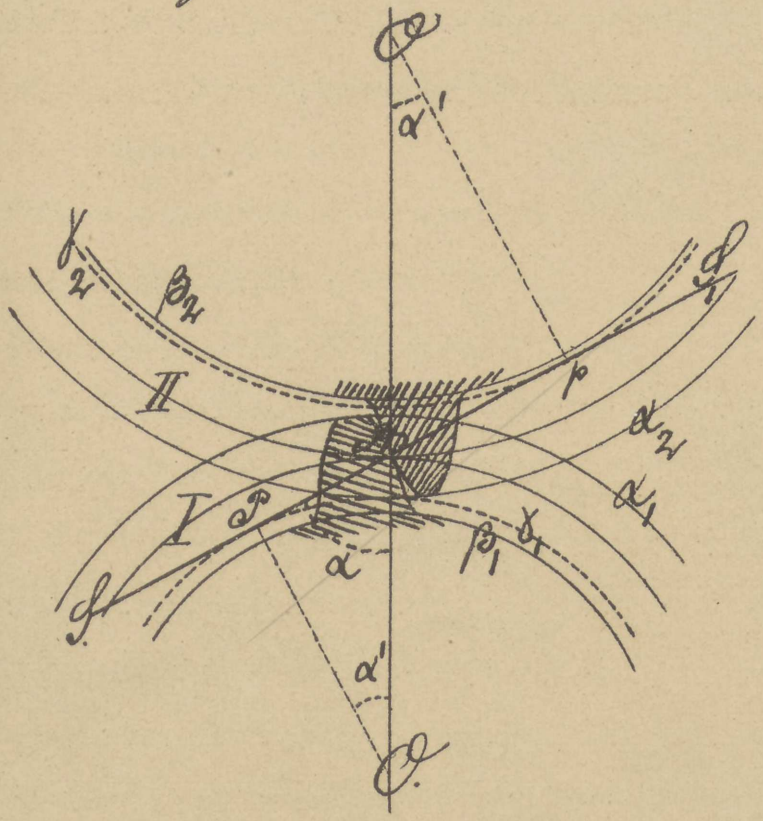
II Cylindrisk Hjul i indvendig Indgribning.



I og II ere Delecirklerne paa Hjulene. r, og d_2 ere tegnede i Afstand 0,3 s, medens f_{B_1} og f_{B_2} ere tegnede i Afstand 0,4 s fra disse. Den forreste Del af Tanden paa Hjulet II er fremkommen ved Rulning af Cirkel 2 indvendig paa II i Retning af Pil a, Hypocykloiden A B. Den bageste Del af Tanden A C er en Epicykloide, frem-

bragt ved Rulning af Cirkel I paa II i Retning af Fil b.
Paa lignende Maade findes Tænderne for det mindre Hjul.
Den forreste Del Epicykloiden A D ved Rulning af I paa I
i Retning af Fil b, den bageste Del Hypocykloiden A E
ved Rulning af 2 paa I i Retning af Fil b.

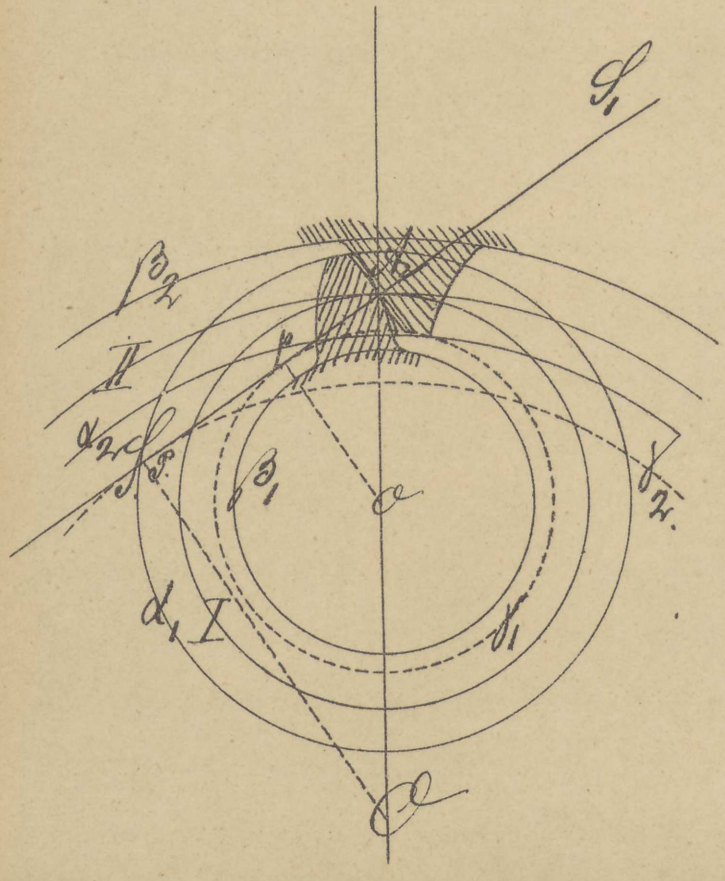
III. Cylindriske Tandhjul i udvendig Indgribning
formede efter Evolventer.



I og II ere Delecirklerne. α_1 og α_2 ere tegnede i Afstand 0,3 s, medens β_1 og β_2 findes i Afstand 0,4 s fra Delecirklerne. Man drager en vilkaarlig Linie $S_1 S$ gjennem Berøringspunktet A, nedfælder fra Centrum O Linie $OP \perp$ paa $S_1 S$, fra O Linie $OP \perp$ paa $S_1 S$, derefter tegnes de 2 Cirkler γ_1 og γ_2. Tandformen for Hjulet I faas ved Rulning af

Linien P₁A paa Cirklen J₁. Tandformen paa Hjulet II faas ved Rulning af pA paa Cirklen J₂. Evolventerne kunne ikke benyttes længere end til de afviklede Cirkler; forsaavidt Tænderne skulle være længere ind ad mod Hjulets Centrum, da formes de efter rette Linier parallele med Tændernes radiale Middtlinier.

IV Cylindriske Tandhjul i indvendig Indgribning formede efter Evolventelinier.



Fremgangsmaaden bliver den samme som under III, naar Hjulet I skal rulle indeni Hjulet II.

Figuren viser Konstruktionen.

For at 2 Tandhjul kunne gaa nøiagtigt sammen maa de først og fremmest have samme Stil.

Tandhjul laves af Støbejærn, hvorfor

man maa konstruere Modeller af Træ; men disse ere kostbare saa det gjælder om at formindske saa meget som muligt Antallet af Modeller. Dette lader sig gjøre, naar man konstruerer Tandhjulene saaledes, at 2 hvilkesomhelst Hjul, der have samme Stil kunne gaa sammen. For Hjul, der ere konstruerede med cykloideformede Tænder er dette afhængig af Cirklerne 1 og 2, medens det ved evolventeformede Tænder beroer paa Vinklen, som Linien SS, danner med Centerlinien o O.

Vil man danne sig en Gruppe af Hjul, Fælleshjul, hvoraf 2 hvilkesomhelst kunne gaa sammen, maa Hjulene konstrueres saaledes:

1) De maa alle have samme Stil.

2) Rullecirklerne, der bestemme Epi- og Hypocykloiderne maa være ligestore.

Kaldes Radius paa det mindste Hjul i Gruppen R, Tændernes Antal Z og Stilen s, da har man:

$$2\pi R = Zs \quad c: \quad R = \frac{Zs}{2\pi}$$

Antager man nu det mindste Antal Tænder, Hjulet kan have at være Z = 11, da maa Rullecirklens Radius r vælges saaledes, at Formen af Tænderne paa det mindste Hjul i Gruppen lader sig bestemme; men r's største Værdi er den, der bevirker, at den ba-

Yderste Del af Tanden bliver formet efter en ret Linie c: den Værdi af r, der er lig det halve af Hjulets Radius R

$$c: 2r = R$$

Man har da:

$$2r = \frac{2s}{2\pi}, \quad r = \frac{11s}{47} = 0{,}875\,s.$$

Vil man konstruere Fælleshjul, hvis Tænder ere formede efter Evolventelinier, da maa:

1) Hjulene have samme Std.

2) Linien SS, maa holde under samme Vinkel i alle Hjulene mod Linien aO.

Som passende Vinkel kan vælges 75°; det viser sig da, at naar Tændernes Antal er større end 8 falde Cirklerne J_1 og J_2 indenfor Cirklerne β_1 og β_2.

Hvad Konstruktionen af koniske Tandhjul angaar, da gjennemgaas den under Tegneeindervisningen, kun skal her gjøres opmærksom paa, at man ikke som ved cylindriske Hjul er istand til at konstruere Fælleshjul, der med samme Std kunne gaa sammen.

Forinden den øvrige Del af Konstruktion af Tandhjul gjennemgaas, skal bemærkes, at man ofte anvender Svøtænder paa det største af 2 Tandhjul, idet følgende Fordele ere forbundne derved:

1) Drevets Jærntænder angribes ikke saa meget af Træ-
tænderne paa Hjulet, som naar der anvendes Jærn-
tænder.

2) En Trætand lader sig let forny, medens et Tand-
hjul med Jærntænder maa kasseres, naar en Tand gaar
itu.

3) Tænderne paa Hjulet lader sig forny, naar de ved
længere Tids Brug ere saaledes slidte, at Tandfor-
men er bleven uriegtig.

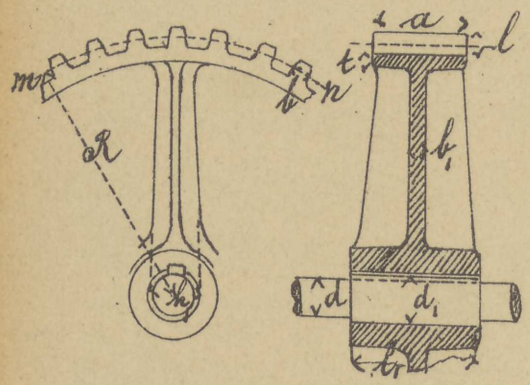
4) Hjulenes Gang er roligere end om begge Hjulene
havde Jærntænder.

Antallet af Drevets Tænder bør ikke gaa op i
Antallet af Hjulets for at Tændernes Slid kan fore-
gaa saa ensformigt som muligt, at ikke Tænderne
ved ulige Forslidning skulle give Anledning til
Stød under Bevægelsen. Som Følge heraf bruges ofte
te Primtal som Tandantal i Drevet, f. Ex. 13. 17.
19.

Hjuldiametrene bruges ikke gjerne større end
12 gange Diametren af Axlen, naar denne er let
Stålejærns eller svær Smedejærns Axel. Intet Drev
bør være af mindre Diameter end 3 gange Diame-
tren af den Axel, paa hvilken det sidder.

92.

Intet Drev, der faar Bevægelse fra et Hjul, maa have mindre Diameter end $\frac{1}{5}$ af Hjulets. Det bør mindst have 11 Tænder, hellere flere. Hosstaaende Figur viser et Stykke Hjulkrandsmed Tænder samt en Arm og Nav af et cylindrisk Hjul.



Tandtykkelsen bestemmes efter Størrelsen af det Tryk, som udøves i Pelecylindren m n ved følgende Betragtning. Kun under den Forudsætning, at Tændernes Form er aldeles nøiagtig, vil Trykket P, som virker paa Tænderne, fordele sig ensformigt over det retliniede Element, langs hvilket Tænderne i et vilkaarligt Øieblik ere i Berøring. Er Tændernes Form derimod ikke fuldstændig regelmæssig, eller er der kommet et fremmed haardt Legeme imellem dem, saa kan hele Trykket komme til at virke paa et enkelt Punkt, og som det ugunstigste Tilfælde maa da det betragtes, hvor Trykket virker paa et Hjørne af Tanden.

Kaldes Tandens Længde l, Tykkelse b, og betragtes Tanden tilnærmende som et retvinklet Parallelepipedum, saa indses, at Bruddet lettest vil indfin-

de sig efter en Plan, der danner 45° med Siderne. Man faar da Ligningen:

$$P\frac{l}{\sqrt{2}} = \frac{r}{\left(\frac{b}{2}\right)}\ \frac{b^3 l\sqrt{2}}{12}$$

eller:

$$P = \frac{r}{3}\, b^2$$

Værdien af $\frac{r}{3}$ er forskjellig efter Materialet og efter den større eller mindre Grad af Uregelmæssighed, hvormed Kraften virker.

For Stöbejærnstænder i Hjul, der forplante Elementarkraft, f. Ex ved almindelige Axelledninger, regnes efter Morin, naar Pudtrykkes i ℔, b i Tommer:

$$\left.\begin{array}{l} r = 3750\,℔ \\ \text{der giver:}\quad P = 1250\, b^2;\ b = 0{,}0284\sqrt{P}. \end{array}\right\}(1)$$

For Stöbejærnstænder paa Hjul, der paavirkes meget jævnt, f. Ex i Kraner, Vinder og desl., regnes:

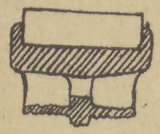
$$(2)\left\{\begin{array}{l} r = 4500\,℔ \text{ à } 6000\,℔ \\ P = 1500\, b^2 \text{ til } P = 2000\, b^2 \\ \text{eller:}\quad b = 0{,}0258\sqrt{P} \text{ til } b = 0{,}0224\sqrt{P}. \end{array}\right.$$

idet Koefficientens Störrelse i höi Grad afhænger af Jærnets Beskaffenhed, og den Omhu, der anvendes paa Tændernes Afretning.

Undertiden kan det være önskeligt at have Tænderne af endnu mindre Tykkelse end (2) giver,

94.

i saa Tilfælde anbringes paastöbte Rande, som hosstaaende Figur viser, hvorved Tændernes Hjörner styrkes. I saa Tilfælde regnes undertiden ved Kranhjul af godt Stöbejærn:



$$P = 3000\,b^2 \qquad (3)$$

Den Værdi af b, som indföres i disse Formler, er ofstet Tandtykkelsen maalt i Delecirklen. Dette vil være fuldkommen sikkert for alle Tænder, der ere tykkest ved deres Grund, f. Ex. Evolventetænder, men ved saadanne, der ere tyndest ved Grunden, f. Ex. Cykloidetænder med retliniede Flanker, maa man være varsom med Formlernes Anvendelse, navnlig naar man benytter stor Tilbøjepaavirkning, som i Formlerne (2) og (3).

Höiden af Tænderne a har ingen væsentlig Indflydelse paa Tændernes Styrke, men derimod i höi Grad paa Sliddet. Da de hurtigt löbende Hjul ere mere udsatte for at slides end de, der gaa langsommere, saa bruges for almindelige Hjul,

naar Periferihastigheden $< 5'$, $a = 4 - 5b$.

og " " $> 5'$ $a = 5 - 6b$.

Dog maa bemærkes, at i simplere Maskiner ved, hvor der kun være Tale for en Forrykning af

Axlerne i Forhold til hinanden, tór man ikke anvende for stor Höide paa Tænderne, da de i saa Fald let klemme sig fast, og brække af. Hjul, der kun bruges nu og da, f. Ex i Kraner og Vinder gives en ringe Höide, f. Ex. $a = 2$ til $3b$.

Længden af Tænderne l, maa ikke overskride $1{,}5b$ sædvanligt gjöres den $= 1{,}2 - 1{,}3b$, den mindste Værdi af l, som kan benyttes, afhænger iövrigt af den valgte Tandform.

Stilen eller Delingen gjöres saa stor, at der bliver et Spillerum $= \frac{1}{10} - \frac{1}{15}$ af b imellem de indgribende Tænder. Som Følge heraf gjöres:

for almindelige Jærntænder $S = 2{,}1b$.

for godt afrettede Jærntænder $S = 2{,}067b$.

Indgribe Trætænder i Jærntænder, saa tages:

$$S = 2{,}5b$$

hvor b er Jærntandens Tykkelse, $0{,}1b$ er Spillerum og $1{,}4b$ er Tykkelsen af Trætanden.

De övrige Dimensioner af Stöbejærnshjul bestemmes paa fölgende Maade:

Hjulringens Tykkelse bliver, naar Hjul og Tænder ere Stöbejærn $t = b$ i Yderkanten, og den faar indvendigt, mod Midten $\frac{1}{16}$ Slip.

Ere Hjulene af Stöbejærn med indsatte Trætænder, bliver $t = 1\frac{1}{3}\,b$.

Höiden af Hjulringen bliver for helt stöbte Hjul $= a$, for Stöbejærns Hjul med indsatte Trætænder $= 1{,}2a$.

Hjulets Antal af Arme bliver, naar Hjulradien er R, Axeldiametren d, det hele Tal, der ligger nærmest $\frac{R}{d}$, forudsat, at Axlen er beregnet som svær Smedejærnsaxel.

Armene faa ved Axlen en Brede i Hjulets Plan $= h_1$ og en Höide $= b_1 = \frac{1}{5}\,h_1$. Er Antallet af Arme a_1, saa bestemmes h_1 som ved Remskiver efter Formlen:

$$h_1 = 1{,}72\,\frac{1}{\sqrt[3]{a_1}}\cdot d.$$

idet d gjælder for let Stöbejærns eller svær Smedejærns Axel. Denne Formel giver:

For a_1 =	3.	4.	5.	6.	8.	10.	12
$\frac{h_1}{d}$ =	1,18	1,08.	1,00	0,94	0,86	0,79.	0,75.

Ved Ringen bliver Armenes Brede $= \frac{3}{4}\,h_1$

Lodret paa Hjulets Plan anbringes en Ribbe af Tykkelse $= \frac{1}{6}\,h_1$, dens Höide gjöres ved Navet næsten af dettes Höide l_1 og ved Ringen næsten $= a$.

Diametren af det Hoved eller Bryst paa Axlen, paa hvilket Hjulet befæstes, bliver $d_1 = \frac{5}{4}\,d$.

Længden af Navet $l_1 = a + \frac{1}{16}\,R$, Tykkelsen

Tykkelsen $\delta = 0{,}2 + \frac{1}{3} d$ Tommer.

Kilen som ved Remskiver.

De anførte Regler gjælde ogsaa for koniske Hjul, idet de beregnede Tykkelser ere Middeltykkelser.

Følgende Tabel til at finde Tandtykkelsen er beregnet efter Formlen $b = 0{,}0284 \sqrt{P}$.

Antal Ylk, som et Hjul med Jærntænder forsynlanter, naar v og b ere:

b i Tom	v = 1 Fod	2	3	4	5	6	7	8	9	10 Fod
0,5	0,64	1,29	1,94	2,58	3,23	3,87	4,52	5,16	5,81	6,46
0,6	0,93	1,86	2,79	3,72	4,65	5,58	6,51	7,44	8,37	9,30
0,7	1,27	2,53	3,80	5,06	6,33	7,59	8,86	10,13	11,39	12,66
0,8	1,65	3,30	4,96	6,61	8,26	9,91	11,56	13,21	14,87	16,52
0,9	2,09	4,18	6,28	8,37	10,46	12,55	14,65	16,74	18,83	20,92
1,0	2,56	5,16	7,76	10,32	12,92	14,48	18,08	20,64	23,24	22,84
1,1	3,12	6,25	9,38	12,50	15,63	18,75	21,88	25,00	28,13	31,25
1,2	3,72	7,44	11,16	14,88	18,60	22,32	26,04	29,76	33,48	37,20
1,3	4,4	8,7	13,1	17,5	21,8	26,2	30,6	34,9	39,3	43,7
1,4	5,1	10,1	15,2	20,2	25,3	30,4	35,4	40,5	45,6	50,6
1,5	5,7	11,6	17,5	23,2	29,1	34,8	40,7	46,4	52,3	58,1
1,6	6,6	13,2	19,8	26,4	33,0	39,6	46,2	52,8	59,5	66,1
1,7	7,5	14,9	22,4	29,9	37,3	44,8	52,2	59,7	67,2	74,6
1,8	8,4	16,7	25,1	33,5	41,8	50,2	58,6	67,0	75,3	83,7

Ø i Tommer	v = 1 Fod	2	3	4	5	6	7	8	9	10 Fod
1,9	9,3	18,6	28,0	37,3	46,6	55,9	65,3	74,6	83,9	93,2
2,0	10,2	20,6	31,0	41,3	51,7	61,9	72,3	82,6	93,0	103,4
2,1	11,4	22,8	34,2	45,5	57,0	68,3	79,7	91,2	102,5	114
2,2	12,5	25,0	37,5	50,0	62,5	75,0	87,5	100	113	125
2,3	13,7	27,3	41,0	54,7	68,3	82,0	95,6	109	123	137
2,4	14,9	29,8	44,6	59,5	74,4	89,3	104	119	134	149
2,5	16,0	32,2	48,3	64,5	80,1	96,1	113	129	145	161

v er Hjulets Periferihastighed i Delecirklen pr Sek.

Naar Fratænder skulle indsættes i en Støbejærns Hjulkrands, saa kan det ske paa flere Maader.

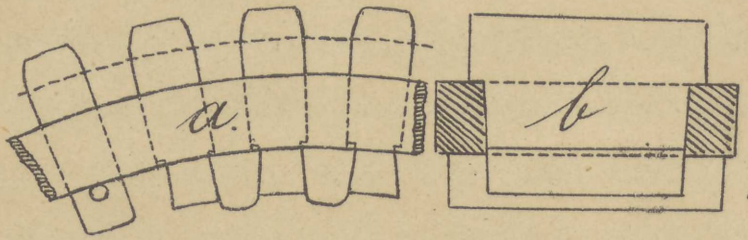
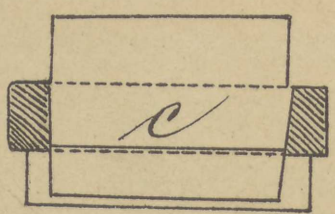


Fig a viser i Plan en Maade at holde Tænderne fast i Hjulkransen ved Trækiler, der drives ned imellem Tændernes Svalehaler paa Inderside af Krandsen. Dette kan da ske paa 2 Maader, nemlig idet Tænderne, som det er vist i Gjennemsnittet b, have et Bryst, med hvilket de



holdes an mod Krandsens Ydersiide, eller som i Gjennem-
snittet c, uden saadant Bryst. Endelig viser a en tre-
die Maade, idet Tanden mod Krandsens Indersiide er
fastholdt med en Stift.

Kraftlabet, som lides, naar Bevægelse overføres ved
Tandhjul hidrører væsentligst fra Gnidningsmodstand,
nemlig dels Tapgnidningsmodstand, dels Tandgnidnings-
modstand.

Tapgnidningsmodstand. Tappernes Gnidnings-
modstand hidrører dels fra Vægten af Hjulene, Akslerne
o. dsl., dels fra Trykket, der virker paa Tænderne. Saa-
snart man i givet Tilfælde kjender Størrelserne af disse
Tryk, er det let at beregne deres Resultant, og naar da
Tappernes Diameter og Antal af Omdreininger i Mi-
nutet ere givne, kan man let beregne den Arbeidsmeng-
de, der medgaar til Overvindelse af Gnidningsmod-
standen ved Tapperne.

Ved Konstruktionen af Tandhjulforbindelser
har man det ofte i sin Magt at kunne ordne Ind-
gribningernes Beliggenhed saaledes, at Trykkenes Re-
sultant bliver lille, og derved formindskes det omtalte
Tab i Arbeidsmengde.

Tandgnidningsmodstanden. I følgende Ud-

mel, der udledes ved Hjælp af höiere Beregninger og som tilnærmende kan benyttes for alle Tandformer i udvendig Indgribning, betegner T Gnidningsmodstanden, reduceret paa Delecirklerne, f Gnidningskoefficienten, P Trykket i Delecirklen, N og n betegne Tandernes Antal henholdsvis paa det drivende og det drevne Hjul.

$$T = f \cdot P \pi \frac{N+n}{Nn}$$

Man ser at T aftager, naar N og n voxe; Gnidningsmodstanden bliver altsaa desto mindre, jo större Tandantallet er.

For indvendige Indgribninger kan tilnærmende anvendes følgende Formel:

$$T = f \cdot P \pi \frac{N-n}{Nn}$$

For Indgribning af Hjul i Tandstang gjælder Formelen:

$$T = f \cdot P \pi \frac{1}{n}$$

Formlerne vise, at Modstanden er störst ved de indvendige Indgribninger, men holder man sig inden for de sædvanlige Grændser, saa bliver den ikke stor.

Ex. $N = 60$, $n = 15$, $f = 0{,}15$ faas:

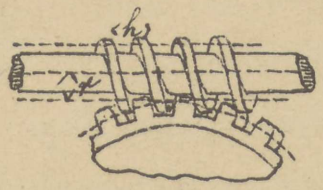
$$T = 0{,}04 P.$$

Tages n mindre, medens $\frac{N}{n}$ holdes konstant, bliver

Gnidningsmodstanden større.

Ex $N = 40$, $n = 10$ giver $T = 0{,}06\ P$.

Skruen uden Ende er navnet paa en eiendommelig Tandindgribning, nemlig en Skrue, hvis Gænger indgribe i Tænderne paa et Tandhjul. Hosst. Figuren viser denne Forbindelse. Skruens og Tandhjulets Axer staa lodrette paa hinanden, men ligge ikke i samme Plan. Forholdet mellem Omdreiningshastighederne er netop udtrykt ved samme Tal som Antallet af Tænder i Hjulet, idet Skruen maa drives en hel Gang rundt for at Tandhjulet kan rykke 1 Tand frem.



Saaledes som Mekanismen er fremstillet paa Figuren er det Skruen, der driver Tandhjulet; Tandtrykket kan da findes, naar man kjender Modstandens Størrelse, og derefter kan Tandtykkelsen og Delen bestemmes ved de sædvanlige Formler. Skruegangshøiden bliver da lig Delen.

Tændernes Form, saaledes som den viser sig ved et Snit gjennem Skruens Axe, lodret paa Hjulets Axe, er som paa et Drev indgribende i en Tandstang, medens Snittet gjennem Gængerne svarer til Tandstangens Tænder. Herved er Skruens Formfuldstæn-

digt bestemt, Gjulets Tænder gives en Höide lig 4 b, de bör stilles skraat efter Skruens Stigningsvinkel, og ióvrigt begrændses af saregne vindskjæve Flader. Denne Form af Tænder kan kun fremstilles nöiagtigt ved at skjæres med en Fræse af samme Form som Skruen, men med skjærende Egge paa Gangerne.

Gnidningsmodstanden er saa betydelig ved Skruen uden Ende, at den i mange Tilfælde stiller sig hindrende i Veien for denne Mekanismes Anvendelse.

Störrelsen af Gnidningsmodstanden kan i forelliggende Tilfælde beregnes saaledes:

Kaldes Middelradius i Skruen r, Skruegangshöiden h, Trykket i Gjulets Deleeirkel P, og den Kraft, der maa virke paa Radius r for at omdreie Skruen p samt Gnidningskoefficienten f saa faas:

$$p = P \frac{f \cdot 2\pi r + h}{2\pi r - fh}$$

hvorimod den Kraft p_1, som vilde være at anvende, hvis der ingen Gnidningsmodstand var, bestemmes ved:

$$2\pi r \cdot p_1 = h P$$

Elimineres P af ovenstaaende 2 Ligninger faas

$$p = p_1 \frac{f \cdot \frac{2\pi r}{h} + 1}{1 - \frac{fh}{2\pi r}}$$

her kan almindelig sættes $f = 0{,}16$, hvorved:

$$p = p_1 \frac{1{,}0048 \frac{r}{h} + 1}{1 - 0{,}025 \frac{h}{r}}$$

men da almindeligt $\frac{h}{r}$ er en ægte Brøk (höist $\frac{h}{r} = 1$), kan man tilnærmende skrive:

$$p = p_1 \left(1 + \frac{r}{h}\right)$$

horaf ses, at det er fordelagtigt at tage en lille Radius og en stor Stigning paa Skruen, dog fordrer Styrkehensynet en vis mindste Tykkelse af den indre Spindel, hvorfor man ikke kan gjøre r saa lille, man vil.

Tages som gunstigste Tilfælde $r = h$ faas $p = 2p_1$,
c: 50 % af Arbeidsmængden tabes.

Tages efter Redtenbacher $r = 1{,}6h$ faas $p = 2{,}6p_1$,
c: 60 % af Arbeidsmængden tabes.

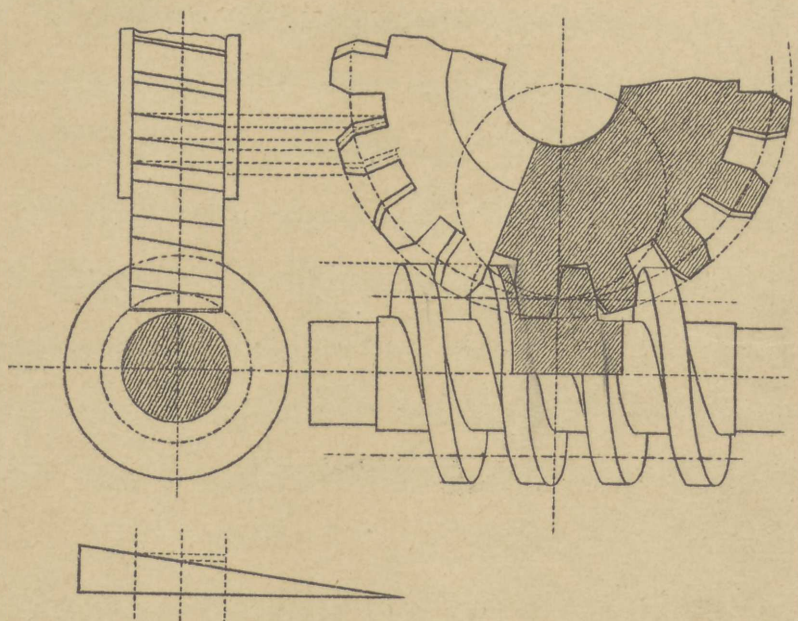
Tages efter Morin $r = 3h$, faas $p = 4p_1$.
c: 75 % af Arbeidsmængden tabes.

Axlen i Skruen uden Ende bliver at beregne efter Kraften p virkende til Bøjning, idet tillige tages Hensyn til Kraften P, som bevirker en Sammentrykning efter Længden.

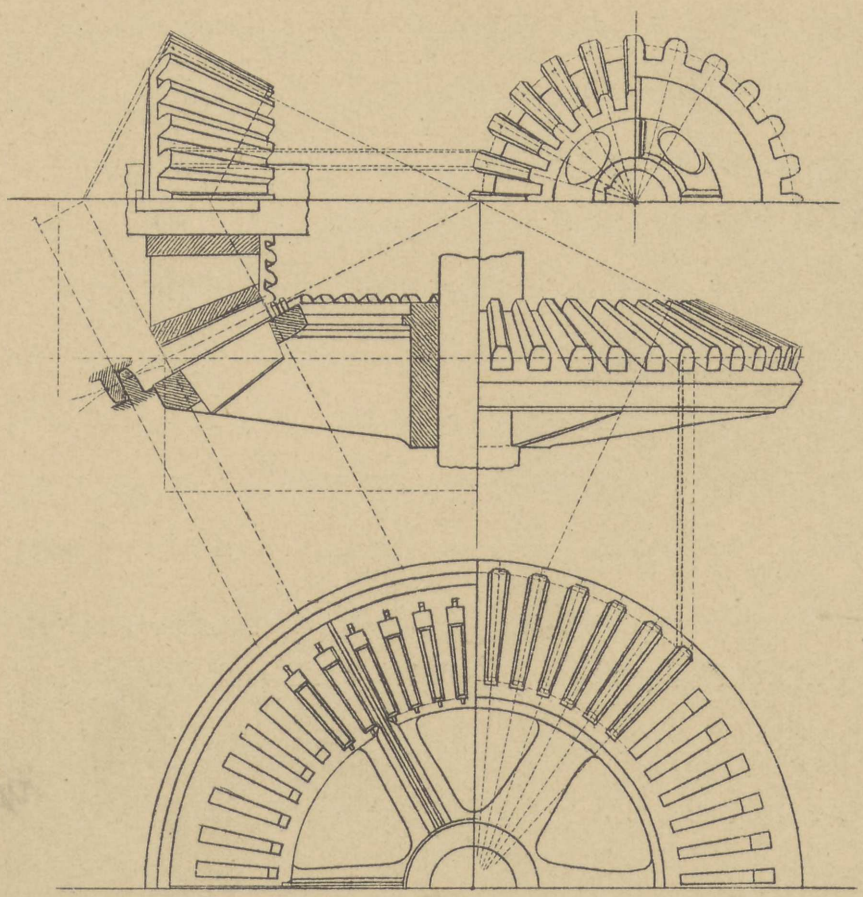
Ved den hidtil betragtede Form af Skrue uden Ende kan Gjælet ikke drive Skruen, thi Skruens Stigningsvinkel er altid mindre end Gnidningsvinklen. Derimod haves en anden Art Skrue

uden Ende bestemt til at frembringe stor Omdreiningshastighed, idet man lader Hjulet drive Skruen. Denne gives derfor en meget stor Stigningsvinkel og gjøres i Reglen flerløbig. Forholdet mellem Hjulets og Skruens Hastighed er i saa Fald angivet ved Tandantallet i Hjulet, divideret med det Antal Gange, som Skruen indeholder paa et Stykke lig Skruegangshøiden.

Nedenstaaende Tegning fremstiller Konstruktionen af Skruen uden Ende, som omtalt Side 101.



Figuren næste Side viser Konstruktionen af et Par koniske Hjul.



8. Excentriker.

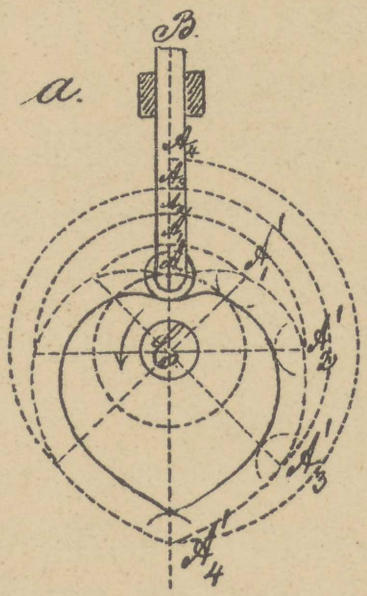
Ved Excentriker forstaas i Almindelighed Skiver af forskjellig Form, anbragte paa omdreiende Axler og bestemte til at bevæge en Maskindel, som er i Berøring med deres Omkreds, paa saadan Maade, at Bevægelsen foregaar efter en bestemt Lov, naar Axlen omdreies. Skivens Form afhænger af Loven for Bevægelsen.

Axlens Omdreining sker saa godt som altid med konstant Hastighed; naar da tillige Loven for Bevægelsen, der skal frembringes, er given, saa kan Formen af Skiven konstrueres. Fremgangsmaaden er følgende:

Skiven betragtes som stillestaaende, medens det Punkt, der skal bevæges deraf, anlægges samtidigt at udføre baade sin egen Bevægelse og tillige Skivens Bevægelse (Omdreining) i modsat Retning; Punktet vil derved beskrive netop den Kurve, hvorefter Omkredsen af Skiven skal formes.

Figur a. næste Side viser Konstruktionen for det Tilfælde, at en Stang AB skal bevæges et vist Stykke AA_4 i sin egen Retning med konstant Hastighed, og derpaa det samme Stykke tilbage med sam-

me konstante Hastighed o. s. v.



Bevægelsen udgaar fra Axelen C, der omdrives i Pilens Retning, Stangen antages at skulle udføre en Bevægelse frem og tilbage samtidig med at Axlen dreies en Gang rundt. Stangens Retning antages at ligge i Planen med Axen og staa lodret paa denne.

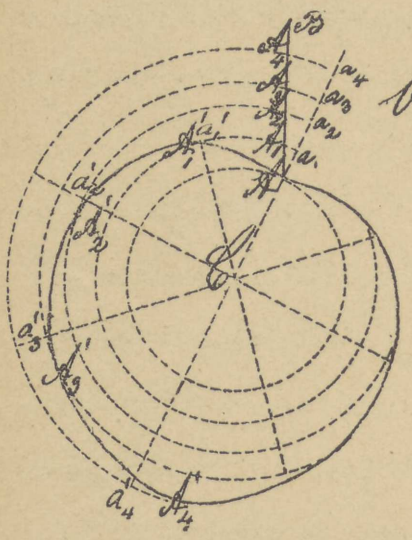
I den Tid, der medgaar til $\frac{1}{8}$ Omdreining, vil Stangen bevæge sig et Rykke = $AA_1 = A_1A_2 = A_2A_3 = A_3A_4$; men nu skal Stangen, ifølge den ovenfor angivne Regel, antages at dreie sig $\frac{360^\circ}{8}$ om C, i modsat Retning af Pilen, i hver af de betragtede Tidsintervaller. Derved vil A efterhaanden komme til Stillingerne A'_1, A'_2, A'_3, A'_4, hvorved denne Halvdel af Excentrikkelen er bestemt, den anden bliver symmetrisk dermed.

Gnidningsmodstanden vil ved denne Mekanisme komme til at gjennemløbe en betydelig Vei, og desforuden er det Knæk, som findes paa Skivens Omkreds ved A, uheldigt for Bevægelsen. Man forsyner derfor oftest Stangen med en Rulle, der hviler imod Excentriken, hvis Form, da

maa undergaa en Forandring; tages f. Ex.: A til Centrum for Rullen, vil man se, at Skivens Form kan tænkes frembragt ved at Rullen glider med sit Centrum langs $A A_1' A_2' \ldots$.

En Excentrik af denne Form kaldes en Hjerteskive; den finder Anvendelse ved flere Arbeidsmaskiner, navnlig ved Spindemaskiner.

Ligger Stangen ikke i Plan med Axen, saa bliver Konstruktionen lidt mere vidtløftig, men vil dog kunne udføres efter samme Regel. Fig b viser et saadant Tilfælde, Stangen AB antages at skulle beveges efter samme Lov som før; den skal altsaa gjennemløbe et af Stykkerne AA_1, A_1A_2, A_2A_3, A_3A_4 samtidig med at Axen dreies $\frac{360°}{8}$. Det vil da ses, at følgende Konstruktion er rigtig:



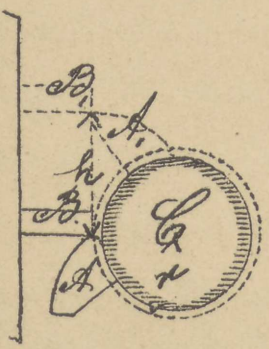
b.

C A drages, der slaas Cirkler med C som Centrum, indeholdende Punkterne A, A_1, A_2, A_3, A_4. Periferierne deles i 8 lige store Dele ved Radierne CA, Ca_1', Ca_2' . . . . . og man afsætter derpaa $a_1'A_1' = a_1A_1$; $a_2'A_2' = a_2A_2$ . . . . . , hvorved Skivens Form findes som $AA_1'A_2'A_3'A_4'$ o. s. v. Ligesom i

forrige Exempel saas 2 Knæk paa Skiens Omkreds, svarende til de Punkter hvori Stangens Bevægelse skifter Retning; det indadgaaende Knæk kan ogsaa herundgaas ved at anbringe en Rulle paa Stangen

Excentriken bliver en skjæv Hjortetakse

En særegen Excentrik, formet efter en Cirkelafvikler, anvendes til Løftning af Stampere. Løftet begynder ved den rettliniede Bevægelses Berøringspunkt med den afviklede Cirkel og foregaar efter Tangenten til denne Cirkel. Efterat Løftet har fundet Sted, falder Stamperen atter ned paa Grund af sin egen Vægt. Hosstaaende Fig. viser dette Slags excentriske Løftearme

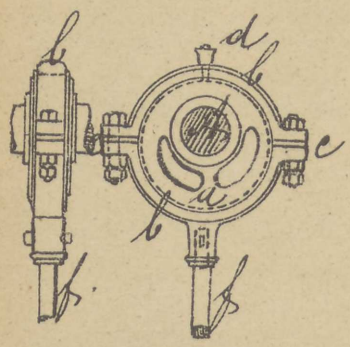


A angiver den nederste Stilling af en Løftearm, der hvor Løftet begynder A1 den øverste Stilling, i hvilken Armen slipper Stamperen. Bog B1 ere de tilsvarende Stillinger af Stamperens horizontale Tap, under hvilken Løftearmen griber. Den horizontale Underflade af B vil i enhver Stilling tangeres af Løftearmens krumme Flade, da Tangenten til Cirkelafvikleren altid er lodret paa Tangenten til den afviklede Cirkel. Bevægelsen ses at foregaa med ens formue Hastighed.

Gnidningsmodstanden, reduceret paa Modstandens Bane, beregnes efter følgende Formel:

$$S^r = f\,Q\,\frac{h}{2r}$$

En meget hyppigt anvendt Form af Excentriker er Cirkelexcentriken; den er allerede omtalt i 1ste Del, da den benyttes meget til at bevæge Gliderne ved Dampmaskiner. Fig. viser Indretningen deraf. a er en cirkelrund



Skive, anbragt excentrisk paa en Axel d, b er en Ring, sammensat af 2 Halvdele og sluttende tæt omkring a, dog uden at klemme fast derimod. c c ere Stykker af Metal eller Træ, indlagte imellem Ringens 2 Halvdele, naar Ringen paa Grund af Slid ikke mere slutter tæt om Skiven, kunne Stykkerne c udtages, og deres Tykkelse formindskes lidt. d er en Smørekop, hvorfra Smørelsen indlades mellem a og b. f er en Stang, stivt forbundet med Ringen; den tjener til at overføre Bevægelsen til den i Maskindel, som man ønsker bevæget ved Excentrikken.

Afstanden mellem Skivens og Axelens Centra kaldes Excentricitæten.

Loven for Bevægelsen er den samme som for

Bevægelse frembragt ved Krümtap.

Fordelen ved Cirkelexcentrikken i Sammenligning med Krümtappe er navnlig den Lethed, hvormed de la= de sig anbringe paa et hvilketsomhelst Sted af en Axel, medens Krümtappe kun kunne anbringes ved Enden af Axlerne, naar ikke disses Form fuldstændigt skal forandres.

Kraftetabet paa Grund af Gnidningsmodstanden mellem Skiven og Ringen er derimod meget betydeligt ved Excentrikkerne, da Skivens Radius altid er stor i Sammenligning med Excentriciteten. Excentrikker bør derfor kun anvendes i saadanne Tilfælde, hvor dette Tab er af underordnet Betydning, f. Ex hvor den Kraft, som overføres ved Excentrikken, er ringe i Sammenligning med Maskinens hele Kraft, saaledes som det er Tilfæl= det ved Dampmaskinerne.

Tabet kan beregnes saaledes:

Er Gnidningskoefficienten μ, Modstanden, der skal over= vindes Q, saa virker paa Skivens Omkreds Gnidnings= modstanden μQ. Denne gjennemløber under $\frac{1}{2}$ Omdreining Veien πr, konsumeres altsaa Arbeids= mængden $\mu \pi Q r$ og da Modstanden samtidig har gjennemløbet Veien $2e$ (e = Excentriciteten), faas

Gnidningsmodstanden Reduceret paa Modstandens Bane: $F = \frac{\mu \pi r}{2e} Q$

hvoraf ses, at F voxer med Forholdet $\frac{r}{e}$.

Hvis f. Ex. $\frac{r}{e} = 2\frac{1}{4}$, $\mu = 0{,}15$ faas $F = 0{,}53 Q$, saa at alts aa Gnidningsmodstanden i dette Tilfælde vil bevirke, at Modstanden bliver c: $\frac{1}{2}$ Gang større end den ellers vilde være.

9. Krümtapmekanismen.

Herved forstaas en Forbindelse af flere forskjellige Maskindele, nemlig Krümtap, Pleilstang, Stempelstang og Krydshoved, der ofte benyttes, f. Ex ved Dampmaskiner, hvor Bevægelsen udgaar fra Stemplet og meddeles gjennem Stempelstangen, Pleilstangen og Krümtappen til Axlen, og ved mange Pumper, hvor Bevægelsen udgaar fra Axlen, og gjennem Krümtappen, Pleilstangen og Stempelstangen meddeles til Stemplet. I begge Tilfælde vil Paavirkningen af de enkelte Maskendele i Forbindelsen foregaa paa samme Maade, hvorfor de kunne behandles under eet.

a. Krümtappe. Disse kunne enten være almindelige Fig a n. S, der anbringes paa Enden af Axlen, uden at dennes Form derved forandres eller Krümtapbuger Fig b. n. S, der dannes ved en For-

Krygning af Axlen, paa det Sted, hvor den skal modtage eller afgive Bevægelsen, hvilket Sted ikke er Enden af Axlen.

Fig. a.

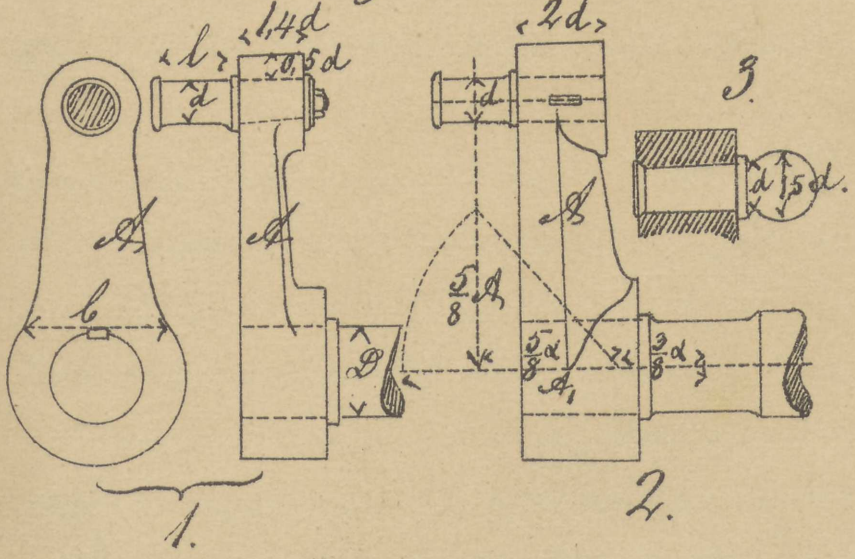
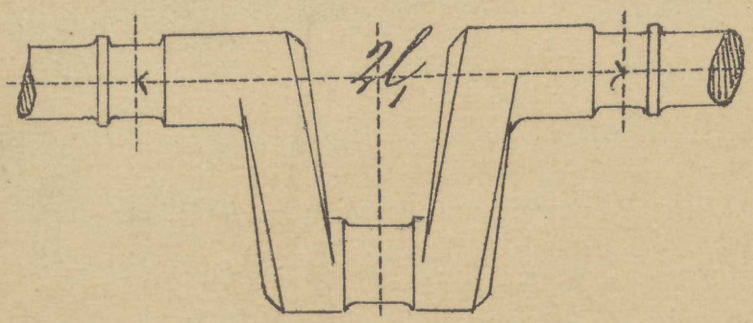


Fig b.



Almindelige Krumtappe kan ne dels være af Smedejern (1), dels af Støbejern (2). De ere ved det Nav med Kile fastgjorte til Axlen. Armen A har ved Smedejernskrumtappe rektangulært Gjennemsnit, ved Støbejernskrumtappe et Gjennemsnit, som fremgaar af Fig 2.

Tappen d, hvortil Pleilstangen er befæstet, kaldes Vorte tappen eller Krumtappinden; den er altid af Smedejern eller Staal og udgjør ikke et Stykke med den egentlige

Krumtap, men er befæstet dertil paa forskjellige Maader, hvoraf nogle ere viste paa Figuren.

Dimensionerne beregnes efter Styrkehensynet, naar först Kraften P, der virker paa Vortetappen, og Armens Længde A, regnet fra Axlens til Vortetappens Midtlinie, ere bekjendte.

Axlens Diameter D beregnes som Omdreiningsaxel efter Momentet PA, der virker vridende derpaa. Herved er dog ikke taget Hensyn til den hele Paavirkning, som den er underkastet, thi den vil tillige blive böiet. Denne Paavirkning maa man dog söge at formindske saa meget som muligt, hvilket sker ved at understötte Axlen saa tæt ved Krumtappen som muligt. Det Moment, hvormed P da virker til at böie Axlen, vil i saa Tilfælde blive lille, og da Formlerne til Beregning af Omdreiningsaxler give meget stor Sikkerhed, vil den herefter beregnede Tykkelse sædvanligvis være stor nok til at modstaa den hele Paavirkning. Er den böiende Virkning imidlertid stor, saa maa der særskilt tages Hensyn dertil. Det störste Moment, hvormed at P virker til Böining af Axlen, findes ved at tænke sig Axlens Understötningspunkt midt i Leiet, og P's Angrebspunkt midt i Vortetappen. Kaldes da den Arm, hvorpaa P virker böiende α, saa vil Vrid=

ningen og Böiningen til sammen frembringe samme Tiberpaavirkning som det böiende Moment:

$$\frac{3}{8} P\alpha + \frac{5}{8} \sqrt{(P\alpha)^2 + (PA)^2}$$

og man kan altsaa beregne Axlen som Bæreaxel alene, idet Pregnes at virke böiende paa en Arm A_1, bestemt ved:

$$A_1 = \frac{3}{8}\alpha + \frac{5}{8}\sqrt{A^2 + \alpha^2}$$

Fig 2. viser en simpel Konstruktion af A_1, der let vil forstaas uden videre Forklaring.

Navet om Axlen giver Dimensioner, der rette sig efter Axlens Diameter D, saaledes, at hvis Axel og Krumtap ere af samme Materiale, saa tages:

Navets Længde	= 0,9 D	1,05 D	1,75 D
idet samtidigt Navets Tykkelse	= 0,45 D	0,42 D	0,40 D

hvor 2 og 2 Værdier ere sammenhörende.

Er Krumtap og Axel ikke af samme Materiale, saa beregnes først Diameteren for en Axel med samme Paavirkning som den foreliggende og af samme Materiale som Krumtappen, og dennes Diameter lægges til Grund for Beregningen.

Vortetappens Dimensioner beregnes efter Kraften P ligesom en almindelig Tap.

Undertiden indrettes Vortetappen som Kugletap, for at give Forbindelsesstangen nogen Bevægelighed ud

af den Plan, i hvilken Vortetappen bevæger sig. I saa Tilfælde gjøres Kuglens Diameter = 1,5 d, hvor d er den beregnede Tapdiameter.

Hovedet til Vortetappens Befæstelse bestemmes forskjelligt efterson Krumtappens Materiale er Smedejern eller Støbejern.

For Smedejernskrumtappe sættes:

Hovedets Længde = 1,4 d

— Tykkelse = 0,5 d

For Støbejernskrumtappe:

Hovedets Længde = 2 d

— Tykkelse = 0,7 d.

Armen paavirkes ikke blot til Bøining, men og saa til Vridning, da Kraften virker udenfor dens Midtplan.

Bredden af Armen i en Plan ⊥ Axen bestemmer hovedsagelig Krumtappens Udseende, den optegnes derfor strax under Hensyn hertil, saasnart Tav og Hoved ere afsatte med de beregnede Dimensioner. Hvor Armen støder til Hoved og til Nav maa der ikke findes skarpe indadgaaende Kanter, men disse Steder maa afrundes godt.

Tykkelsen h bestemmes efter Styrkehensynet. Man tager Hensyn baade til Bøining og Vridning, idet man

benytter Formlen:

$$M = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_v^2},$$

der rigtignok kun gjælder for rundt Tværsnit, men dog med tilstrækkelig Tilnærmelse kan anvendes paa det rektangulære. Beregningen simplificeres ved grafisk at finde den Arm A_2, hvorpaa P maa virke for ved Böining alene at frembringe samme Tiberpaavirkning, som den, der fremkommer ved den stedfindende Böining og Vridning i Forening, hvorefter man benytter Formlen:

$$P A_2 = r \frac{h b^2}{6}$$

hvori sættes:

for Smedejærn $r = 8000$ ℔

" Stöbejærn $r = 4000$ ℔

En Krumtapbugt er fremstillet i Fig b. Den dannes som omtalt ved Forkryppning af Axlen, og denne maa understöttes paa begge Sider af Bugten, helst saa nær derved som muligt.

Dimensionerne af de enkelte Stykker bestemmes efter Styrkehensynet paa lignende Maade som ved den almindelige Krumtap, naar först Paavirkningen er beregnet. Denne Beregning kan blive meget vidtlöftig, naar der paa Axlens Forlængelse udenfor Understötningerne virke Kræfter, idet disse saa ville faa Indflydelse

Antages derimod Kraften P at være den eneste, man behøver at tage Hensyn til, saa ses, at Vortetappens Paavirkning alene er til Bøining med det statiske Moment $\frac{1}{2} Pl$, medens Armene paavirkes dels til Vridning og dels til Bøining, og Axlen i Understøtningerne kun paavirkes til Vridning.

Størrelsen af Kraften P er det af Vigtighed at bestemme rigtigt. Navnlig maa man i alle Tilfælde, hvor Pleilstangen indeholder en stor Masse eller hvor andre store Masser deltage i Bevægelsen, og navnlig naar tillige Antallet af Omdreininger er stort, tage Hensyn til, at disse Masser afvexlende skulle accelereres og retarderes, hvilket bevirker en betydelig Forøgelse i Størrelsen af Kraften P.

b. Forbindelsesstanger. tjene til at forbinde Krumtappen med en Maskindel, der skal bevæges retliniet frem og tilbage, eller omvendt: de kunne forplante Kraften fra en frem og tilbagegaaende Bevægelse til Krumtappen og derved forvandle den vexlende Bevægelse til en omdreiende. Man kan beregne Diameteren paa Midten af en saadan Stang paa følgende Maade:

Virker der kun Strækkekraft paa Stangen, saa beregnes dens Tværsnit saaledes, at den lider et Træk af

4000 ℔ paa Kvadratlommen i Tværsnittet, hvis den er af Smedejern, er den af Ina 8000 ℔ pr □". Støbejern bruges ikke i dette Tilfælde. Ofte gjøres dog saadanne Stænger af noget større Tværsnit. De bruges kun ved langsom Bevægelse.

Som oftest virker der paa en saadan Stang afvexlende strækkende og sammentrykkende Kræfter efter dens Længde. I saa Fald bliver Beregningen anderledes.

Hodgkinson har ved Forsøg fundet, at Stænger af Jern bøiedes med en sammentrykkende Kraft efter Længden: $P = C \frac{d^{3,76}}{l^2}$ eller $C \frac{d^{3,76}}{l^{1,7}}$ efterdi det er Smedejern eller Støbejern. Her betegner P den sammentrykkende Kraft, d Stangens eller Søilens Diameter og l dens Længde; C er en Konstant afhængig af Materialet. For Træsøiler har han fundet $P = C \frac{d^4}{l^2}$

Tilnærmende kan man for alle Materialier sætte:

$$P = C_1 \frac{d_1^4}{l^2},$$

naar for en saadan Stang d_1 er dens Diameter paaskjønnet af Længden, l Længden, P den sammentrykkende Kraft og C_1 en Koefficient, der giver Stangen en vis Sikkerhedsgrad mod Brud.

Opløses denne Ligning med Hensyn til d_1, findes:

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{1}{C_1}} \sqrt{l} \sqrt{P}$$

120. Konstanten $\sqrt[4]{\frac{1}{C_1}}$ gives en saadan Værdi, at Belastningen kun er en vis Brøkdel af den, der svarer til Brudlasten. Sikkerhedsgradens Størrelse vælges imidlertid meget forskjellig af forskjellige Konstruktører, saaledes findes Sikkerhedsgraden ved store Landmaskiner at ligge mellem 5 og 25, hvilket giver for Smedejernspleilstænger:

$$d_1 = 0{,}026 \sqrt{l} \sqrt{P} \text{ a' } 0{,}040 \sqrt{l} \sqrt{P}$$

og for Støbejernspleilstænger:

$$d_1 = 0{,}032 \sqrt{l} \sqrt{P} \text{ a' } 0{,}048 \sqrt{l} \sqrt{P}$$

For Skibsdampmaskiners Pleilstænger bruges ofte endnu større Sikkerhed.

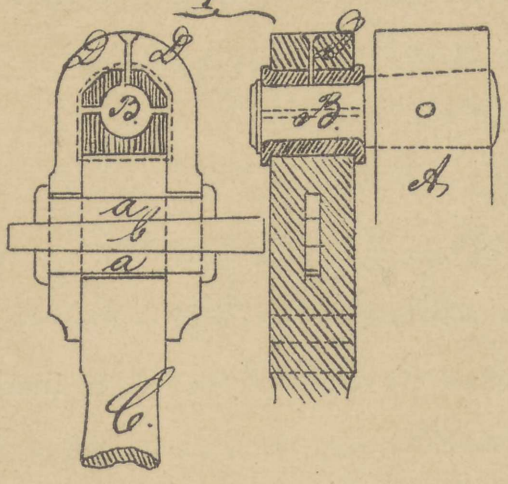
Stængerne afstrækkes fra Midten mod Enderne, hvor Smedejernsstænger erholde en Diameter $= \frac{3}{4} d_1$; Støbejernsstænger faa paa den midterste Del Ribber, saa Tværsnitsformen bliver som hosstaaende Figur viser, med mindst ligesaa stærk i Henseende til Modstand imod Brud, som det beregnede af Diameter d_1; denne Form afstrækkes og saa henad imod Enderne.



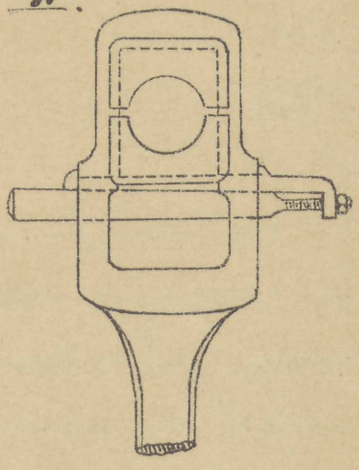
Aarsagen til den høie Sikkerhedsgrad, man giver Pleilstænger, er den, at de ikke alene paavirkes til Sammentrykning efter Længden, men tillige af Centrifugalkraft, der opstaar ved Stangens Sving-

ning af Krumtappen. Ved meget hurtig Omdreining af Krumtappen kander altsaa være Anledning til at forøge Stangens Tværsnit noget ud over den beregnede Diameter d.

I.



II.



III.

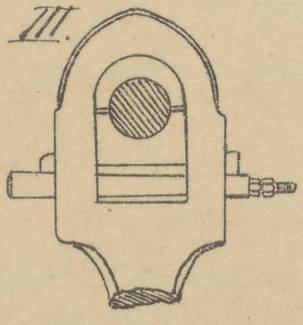


Fig I viser Forbindelsen mellem en Krumtaps Vortetap og en Pleilstang ved Hjælp af Stropmed Bakker.

A er Krumtappen, B Vortetappen, C Pleilstangen, D Stroppen med sine Pander, der gribe om B, aa ere Anlægsstykker og b en Kile, ved hvilken Stroppen kan trækkes til.

Figurerne II og III vise andre Former for Enderne af Pleilstænger, II for Smedejern, III for Støbejern. Ovrigt benyttes ogsaa mange Former deraf.

c. Stempelstænger. Stangens Diameter er afhængig af dens Materiale, dens Længde og Trykket paa Stemplet. Virker der paa Stemplet et Differenstryk lig n Atmosphærer og er Diameteren af Stemplet i Tommer = D, saa er Kraften, der virker til at sammentrykke Stempelstangen P, da har man:

$$P = n \times 14{,}14 \cdot \frac{\pi}{4} D^2.$$

$$c: \quad P = 11{,}1\, D^2 n.$$

Sættes istedetfor hele Stangens Længde Længden af Slaget c: meget nær største Afstand fra Krydshovedet til Bøsningen i Dampcylindrens Dæksel = L, Stangens Diameter = d, saa har man Erfaring for, at en Stempelstang sikkert modstaar Kraften P, naar den er af Smedejærn og:

$$P = 900000 \frac{d^4}{L^2}$$

Heraf følger:

$$11{,}1\, D^2 n = 900000 \frac{d^4}{L^2}$$

hvor alle Maal ere Tommer, n, som anført Atmosphærers Differenstryk. Af denne Ligning følger:

$$d^4 = 0{,}00012{,}33\, D^2 L^2 . n$$

og

$$d = 0{,}03926 \sqrt[4]{D^2 L^2 . n}$$

eller omtrent: $d = 0{,}06 \sqrt{DL} \cdot \sqrt[4]{n}$

Denne Ligning kan skrives:

$$d = 0{,}06\, D \sqrt{\frac{L}{D}} \cdot \sqrt[4]{n}, \text{ eller:}$$

$$\frac{s}{D} = 0{,}06 \sqrt{\frac{L}{D}} \sqrt[4]{n}.$$

Følgende Tabel indeholder Værdier af $\frac{s}{D}$:

$\frac{L}{D}$	naar $n=1$.	2	3	4	5	6	7	8
1,0	0,0600	0,0735	0,0790	0,0849	0,0897	0,0939	0,0976	0,1009
1,5	0,0735	0,0874	0,0967	0,1039	0,1098	0,1150	0,1196	0,1236
2,0	0,0849	0,1008	0,1116	0,1200	0,1268	0,1328	0,1380	0,1427
2,5	0,0949	0,1127	0,1248	0,134	0,1418	0,1485	0,1543	1,1596

Stöbestaals Stempelstænger gives Diameter = $\frac{9}{10}$ af den for Smedejærns; ved Stål, der har en stor Elasticitetskoefficient og en höi Elasticitetsgrandse, kan Diameteren gjöres indtil $\frac{5}{6}$ af Diameteren for Smedejærnsstænger, dog gjöres ofte Staalstængernes Diameter ligesaa stor som for Smedejærnsstænger, beregnet efter ovenstaaende Ligning. Naar man skal beregne Stempelstænger for Blæsevarker og lignende Maskiner, hvor Luftens Spænding er ringe, altid kun en Brök af en Atmosphære, men hvor Gnidningsmodstanden af Stemplet, paa Grund af dets store Diameter, er betydelig, bör man beregne den hele Modstand P, heri indbefattet Gnidningsmodstanden og derefter regne med Ligningen

$$P = 900000 \frac{s^4}{L^2},$$

der tilnærmende kan skrives: $s = 0{,}0325 \sqrt[4]{PL^2}$.

Ved Stempelstænger, der kun ere underkastede Træk efter Længden, byder man med Sikkerhed Stængerne et Træk pr □ Tomme af Tværsnittet lig 6000 ℔, altsaa:

$$P = S^2 \frac{\pi}{4} \cdot 6000.$$

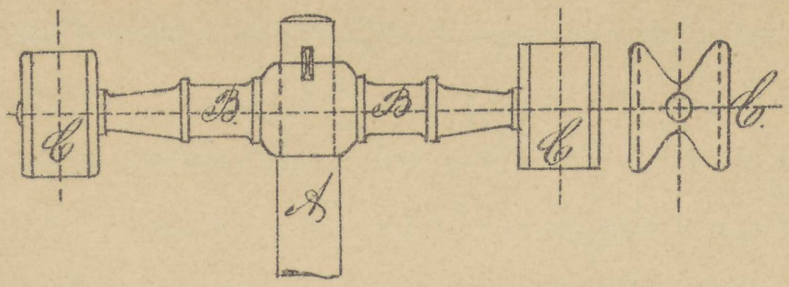
$$\text{eller:} \quad S = 0{,}0146 \sqrt{P}.$$

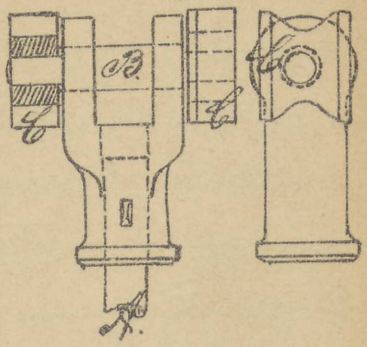
hvor Materialet er Smedejern, P i ℔ og S i Tommer.

Man byder disse Stænger større Træk paa Kvadrattommen end Forbindelsesstænger, fordi der ingen Centrifugalkraft virker paa dem.

Ad Krydshoveder kaldes de Tværstykker, der anbringes paa Enden af Stempelstangen, og tjene til at forbinde denne med Pleilstangen. De ere forsynede med 2 Tapper eller med en Tap understøttet i begge Ender, hvorpaa Pleilstangen kan virke. Desforuden skal Krydshovedet i Regelen ogsaa tjene til at styre Stempelstangen i dens retliniede Bevægelse og forsynes i saa Tilfælde yderligere med Styresteykker, der glide paa en retliniet Ledning. Figurerne paa næste Side vise flere almindelige Konstruktioner af denne Slags Krydshoveder; A er Stempelstangen, B Tappen eller Tapperne til Pleilstangens Befæstelse og C ere Styresteykkerne.

Naar Krydshovederne ikke skulle styres i en Led-





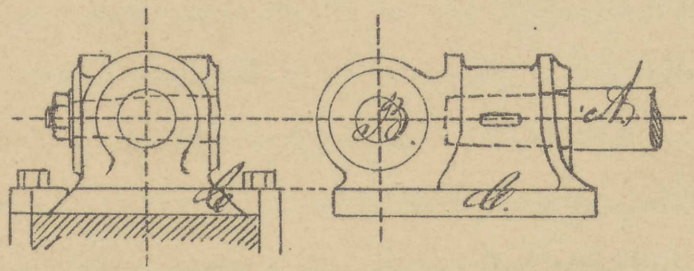


Fig c

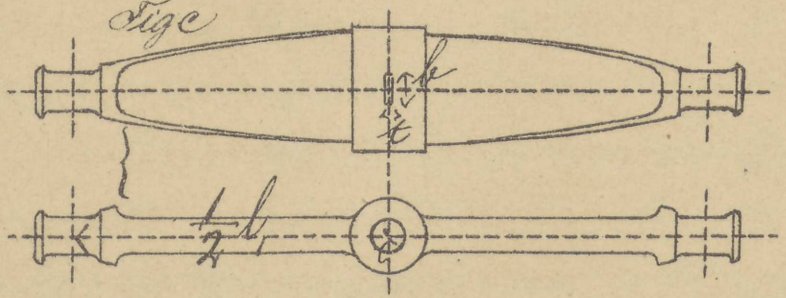


Fig a.

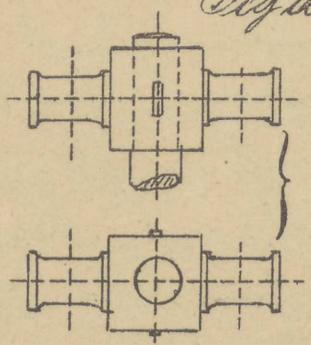
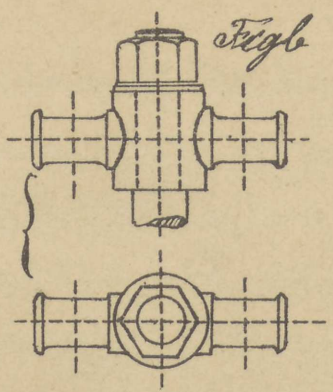


Fig b



ning, benytte andre Former. Fig a, b og c vise nogle Exempler paa saadanne. I Fig. a og b ere Tappene anbragte saaledes ved hinanden som muligt. I Fig c ere de rykkede ud fra hinan-

den, hvilket undertiden kan være nødvendigt.

Dimensionerne bestemmes efter Trykkehensynet paa følgende Maade:

Trykket P, der paavirker Stempelstangen, kan antages bekjendt, og Stempelstangen d beregnet. Man bestemmer da Diametren d af Tapperne B paa sædvanlig Maade; er der 2 Tapper, paavirkes de hver af $\frac{1}{2}$ P; er der kun en, paavirkes den af det hele Tryk P og beregnes herefter under Hensyn til, at den er understøttet ved begge Ender.

Størrelsen af Glidefladerne bestemmes i Almindelighed saaledes, at Trykket pr. □" deraf ligger mellem 30 og 60 ℔.

Tykkelsen af Navet om Stempelstangen gjøres lig $\frac{1}{2}$ d, Længden af Navet mindst lig 2,75 d.

Befæstelsen sker, som Figurerne vise, enten ved en Kile eller ved en Kottrik paa den i saa Tilfælde skarpe Stang.

Kilens Tværsnitsareal gjøres saa stort, at den forskydende Kraft pr. □" deraf bliver mindre end 40000 ℔, og desuden maa der ved et Bryst paa Stempelstangen eller paa anden Maade sørges for at Kilen kun paavirkes i en Retning og ikke afvexlende paavirkes til Forskydning i modsatte Retninger, da den i saa fald

falde hurtigt vil rokkes løs og ødelægges.

Breden b af Kilen gjøres stor, for at Trykkelsen kan blive lille, da ellers Stempelstangen vil lide en betydelig Svækkelse derved. Sædvanligt tages $\frac{b}{d} = 3$ à 4.

Hvis Formen Fig e benyttes, bliver endnu at bestemme Dimensionerne af Armene mellem Navet og Tapperne. Tværsnittet tæt ved ell. Navet, der paavirkes stærkest, gjøres rektangulært og beregnes som paavirket til Bøining af det statiske Moment $\frac{1}{2} Pl$, idet den største tilladelige Spænding ansættes til 4000 ℔ pr □", Breden $b = \frac{h}{3}$. Formen vil iøvrigt ses af Fig. Ved Tappen gives et Bryst af sædvanlig Højde, og Over- og Underside af Armen afrundes.

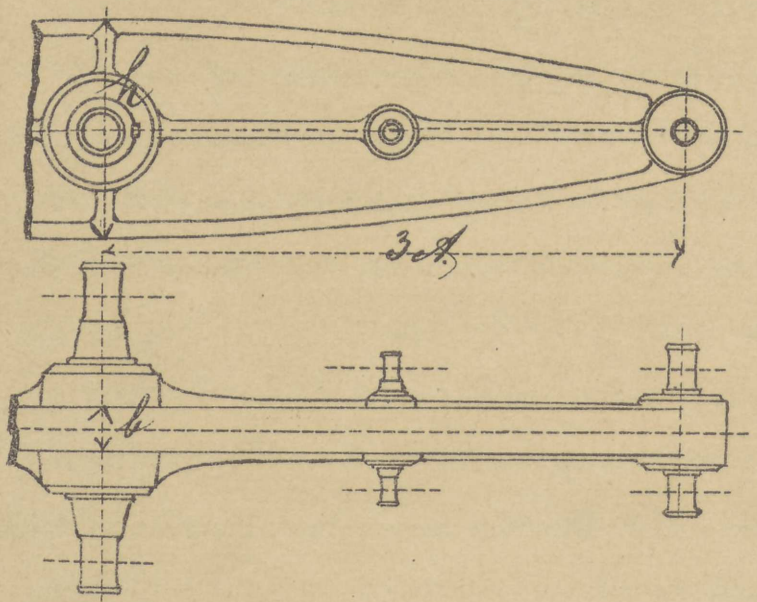
Kraftstabet, som lides ved Krumtapmekanismen, hidrører selvfølgelig ikke fra Mekanismens Natur, men alene fra Gnidningsmodstand og lignende Modstand.

10. Balancer (Svingbomme)

Balancer ere sædvanligt ligearmede, som de der anvendes ved Dampmaskiner. Er Krumtappens Længde = d, saa sættes sædvanligt Længden mellem Tapperne i dens Ender lig 6 d, hver Arm altsaa lig 3 d.

Betegnes Trykket, der virker paa Enden, ved P,

samt Bommens Höide paa Midten, naar den er af Stöbejern, ved h, dens Bredde i Tværsnittet ved $b = \frac{1}{16} h$, saa sættes for Stöbejerns Balancer see Fig.:



$3 P A = 1000 \frac{h^3}{16}$

c: $h^3 = 0{,}048 P A$

hvoraf:

$h = 0{,}37 \sqrt[3]{P A}$

og $b = 0{,}023 \sqrt[3]{P A}$.

Der sættes saa en Ribbe i hver Kant og en paa Midten, der i Horizontalen springe $2\,b$ frem fra Midtkroppens Flade paa hver Side og have en Tykkelse lig b. Herved bliver den störste Spænding pr □" 2600 ℔. Övrigt kan man ogsaa bruge andre Tværsnitsformer, men man maa da kun sörge for at den störste Spænding ikke overskrider den anförte Værdi. Bommen afstrækkes fra Midten ud mod Enderne efter en Cirkelbue, en Parabel eller lignende. Fig. viser en Afstrækning efter en Parabel, saaledes som den oftest anvendes.

Hvad angaar Tapperne, saa bære de 2 Tapper i Enderne hver et Tryk $= \frac{P}{2}$; da Krumtappens Overtap mod

tager Trykket P og har en Diameter lig d, saa bliver Diametren af Tapperne i Enden af Bommen:

$$d_1 = d\sqrt{\frac{1}{2}} = 0{,}7\,d.$$

Bommens Ring omkring dens Brøst maa mindst have en Ringtykkelse = d_1 og en Længde lig $2{,}8\,d_1$.

Dersom Balancens Tap ligger fastkjørt i en Gaffel i Enden af Bommen bliver dens Diameter = $d\sqrt{\frac{1}{4}}$ = 0,5 d. Saadanne Gaffeltappe bruges ikke sjeldent i Enden af Bommene.

Axeltappene modtage et Tryk T fra hver Ende af Bommen altsaa tilsammen et Tryk lig 2 T, c: hver Tap modtager Trykket T. Men hertil kommer endnu Vægten af Bommen, naar Kræfterne virke nedad, samt af de forskjellige, der hænge i Bommen; dels af denne Grund, dels fordi Axlen er det vigtigste Stykke, der aldrig bør være udsat for Brud, beregnes deres Tappe som om hver modtog et Tryk = 1,6 T, saa at deres Diameter bliver:

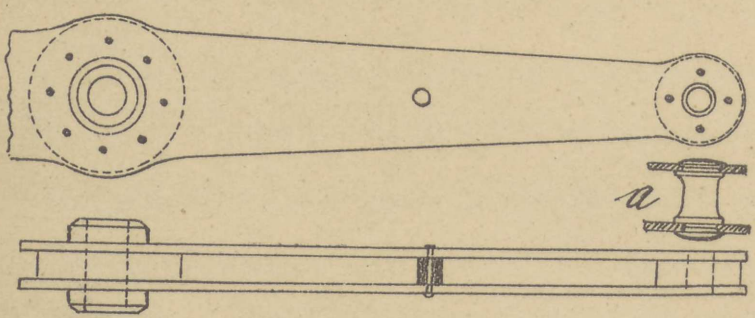
$$d_2 = d\sqrt{1{,}6} = 1{,}27\,d.$$

idet d er Diametren af Krumtappens Mortetap. Axlen bør ikke gjøres for kort, for at den godt skal kunne styre Balancen i dens lodrette Stilling; man gjør som oftest Afstanden fra Bommens lodrette Midtplan til Midten af Tapperne = 0,7 l.

Axlen er en Bæreaxel, der efter det Anførte lider Tryk paa sine Tapper lig $2P$.

Dens Nav gjøres af samme Grund langt; dets Længde l_2 gjøres lig $3{,}5 d_2$, Tykkelsen af Navets Ring $= 0{,}7 d_2$.

Man bruger ogsaa Smedejerns Balanceer; de sammensættes af 2 parallele Stykker Plade, fastgjorte til mellemliggende Støbejerns Nav for Tapper og Axel, samt undertiden med Stagbolte, saaledes som hosst. Fig. viser



det.

Bommenes Plader beregnes saaledes, at den største Spænding paa Kvadrattommen ikke overskrider 500 ℔.

Endetapperne og Bæreaxlen beregnes ligesom ved Støbejernsbalanceer; de støbte Nav gjøres oftest af større Ringtykkelse end der er nødvendig, for at skaffe Plads til Boltene, hvormed de befæstes til Pladerne. Istedetfor at anbringe Nav for Enderne af Balancen kan ogsaa Tapperne anbringes imellem Pladerne og nittes i dem begge, som Fig. a viser.

Bommene afstrækkes efter Længden paa for-

skjellig Maade, oftest efter en Form, som vist paa Fig.

11. Dimensioner af vertikale Vandhjuls enkelte Dele.

De vertikale Vandhjul samles paa forskjellige Maader, der bedst ses af store Tegninger.

Armenes Dimensioner maa gjøres større end efter Styrkehensynet alene, dels af Hensyn til Stivheden, dels (ved Top) af Hensyn til at de ere stærkt eds atte for Forraadnelse.

Axlen maa, naar den er af Træ, gives større Tykkelse end den Beregningen giver, naar saadant er ønskeligt af Hensyn til Armenes Anbringelse, saaledes at de understøtte Krandsene i Punkter, der ligge nogenlunde i lige Afstand fra hinanden.

Naar Hjulene ere af Træ, kan man beregne Armene efter den sædvanlige Formel, nemlig:

$$PR = 140\, b h^2$$

hvor h er Høiden af Armen maalt i Hjulets Plan, b Breden, R Længden maalt fra Hjulaxen til Omkredsen, Alt i Tommer; P det dobbelte af Kraften, der virker paa Enden af hver Arm, da Armene ere sammenbladede ved Axlen og derved omtrent halvt overskaar-

ne. Sædvanligt er $b = h$, e: $PR = 140 h^3$

Naar man efter denne Formel har beregnet h, maa der lægges $1\frac{1}{2}$ Tomme til.

Formlen bliver altsaa:

$$h = 1{,}5 + 0{,}193 \sqrt[3]{PR} \text{ Tommer.}$$

Støbejerns Arme kunne beregnes efter Formlen:
$PR = 1000 b h^2$, hvor $b = \frac{1}{3} h$ e: $h = 0{,}171 \sqrt[3]{PR}$
og $b = \frac{1}{3} h$.

Disse Arme faa en Ribbe til Siden inde ved Axlen for at beskytte Hjulet mod Svingninger til Siderne. Den faar en Høide ved Axlen = $3b$, men kan, om det behøves, afstrækkes til Nål ved Ringen.

Smedejerns Arme kunne konstrueres af ⊥ Jærn efter Formlen $PR = 1500 b h^2$, hvor da b og h have samme Betydning som ovenfor. Eller ogsaa kan man gjøre dem af flade Stænger efter samme Formel, men da afstive dem mod Sidekastning ved Krydsbaandmellem hver 2 Ringe og deres Nav.

Endelig kan man anvende Rundjerns stænger som Arme i alle saadanne Tilfælde, hvor Hjulet afgiver sin Arbeidsmangde ved en Tandkrands, anbragt paa den ene Hjulring, og Armene derfor kun have at bære Vægten af Hjulet og Landet (eller en Del deraf).

I saa Tilfælde gjør man bedst i at beregne Armene saa stærke, at den Vægt, der fra hver Hjulkrands overføres paa Axlen kan bæres af en Arm.

Kavene forsynes med Øko til Indladning af Armenes Inderende. For Hjul med Arme af Træ giver denne Indretning Leilighed til god Understøttelse af Ringene. Kavets Længde lig 1,2 – 1,6 d, Tykkelse lig $0{,}2 + \frac{d}{3}$, hvor d er Akeldiametren, beregnet som Omdreiningsaxel.

Hjulkrandsene (Ringene) skulle, for at holdes godt i deres Form, understøttes i Afstande mindre end $\frac{1}{12}$ af Omkredsen, eller, hvis denne er stor, da ikke i større Afstand end 5–6 Fod. Er Krandsen af Træ, samles den bedst i to Tykkelser, hver mindst 3 Tommer tyk, naar Hjulet skal have Labskovler. De to Lag Træ faa afvexlende Stöde. Ringe for Labskovler faa 8 à 9 Tommers Höide. Deres Afstand fra hinanden höist 4 à 5 Fod. Ved Skovler af Jærn 5 à 6 Fod.

Ringe, mellem hvilke Skovler anbringes, samles, naar de ere af Træ, af 2 Lag Planker, hver paa $1\frac{1}{2}$ à 2 Tommers Tykkelse; Skovlerne bör ikke indskydes i Siderne af Hjulkrandsen, da dette giver Anledning til Forraadnelse, men nagles til Lister paa

Krandsenes Sider.

Benyttes Jærn som Materiale for Hjulkrandsene, da kan saavel Smedejærn som Stöbejærn anvendes.

Stöbejærns Hjulkrandse gives mindst en Tykkelse lig $\frac{1}{2}$ Tomme; virker der betydelige böiende Kræfter derpaa, beregnes de efter Formlen:

$$b = \frac{Ql}{8000h^2} + 0,5.$$

hvor b er Tykkelsen, h Dybden af Krandsen, l Afstanden mellem 2 og 2 Arme, Q den störste ensformigt fordelte Last, der kan komme til at virke böiende paa dette Stykke.

For Smedejærn regnes paa lignende Maade den mindste Tykkelse lig $\frac{1}{3}$ Tomme og i Tilfælde af betydelige böiende Kræfter.

$$b = \frac{Ql}{12000h^2} + 0,33 \text{ Tommer.}$$

Iövrigt bemærkes, at alle disse Vandhjul virke som Svinghjul, saa at der, naar Modstanden er uregelmæssig, er Grund til at gjöre Nav og Arme stærkere, end efter de anförte Beregninger.

Naar Slutrender ved Vandhjul ikke bygges af hugne Sten, men saaledes som hertillands af Træ, bör de helst gives 5 Tommers Tykkelse c: bygges af Halvtömmer, da Planker slaa sig og foranledige, at der ikke kan holdes et tilstrækkeligt ringe Spillerum mellem Skov=

berne og Skütrenden.

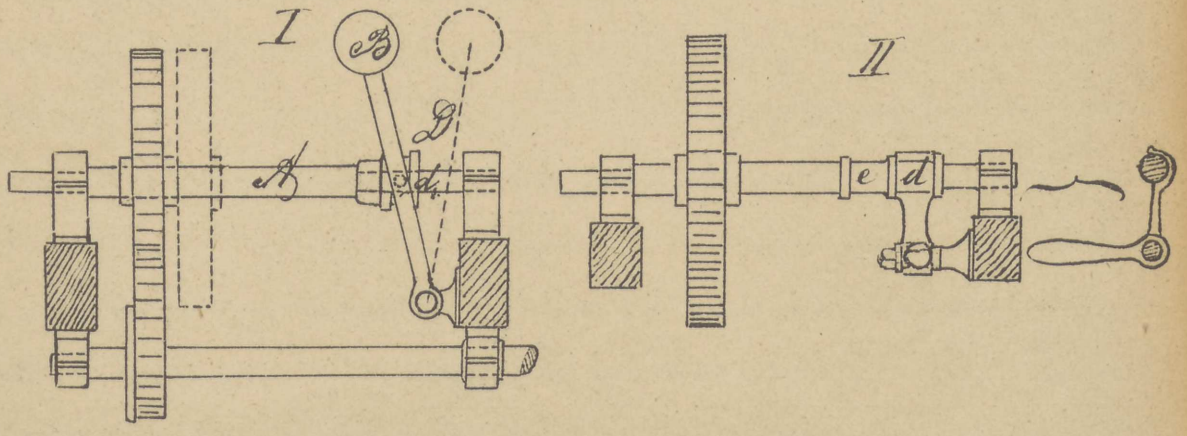
Dele, som tjene til Modifikation af Bevægelse

1) Midler til at sætte i og ud af Indgribning.

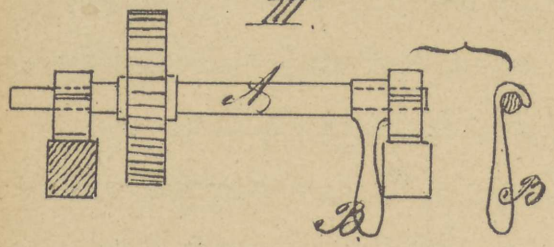
Dette kan ske paa flere Maader, navlig følgende:

a) Udløselige Koblinger. De ere allerede tidligere omtalte. Benyttes Tandkobling med Tænder af passende Form, kan Forbindelsen hæves eller tilveiebringes uden at standse Maskineriet.

b) Udløsning ved en Akels Forskydning efter Længden. Akslen maa kunne forskydes saa stort et Stykke, at et derpaa siddende Tandhjul kan bringes fuldstændigt ud af Indgribning. Akslens Tapper maa derfor være saa lange, at de tilstede en saadan Forskydning, og Akslen maa kunne sikkres i begge sine Stillinger, saa at den ikke ved tilfældig Paavirkning kan forskydes. Dette sker paa flere Maa-



III.



det (Fig I, II og III), c A er den c Axel, der kan forskydes, Sikkringsapparatet er i I et omvendt Pendul, B, der med en Tap d indgriber i Halsen D, der sidder fast paa c Axlen. Fig. III viser en Handfalle B, der med Haanden hænges ind over den lange c Axeltap, enten ved den ene eller ved den anden Ende af c Axlen.

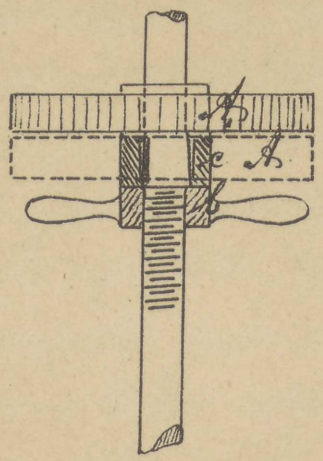
Fig II fremstiller den faste Falle. Den er dreielig om en Bolt og kan bringes til at gribe ind i den ene af c Axlens 2 Halse, d eller e, efter som Indgribning skal finde Sted eller ei.

Adløsningen og Tilveiebringelsen af Forbindelsen kan kunne under c Maskinens Stilstand.

c: Adløsning ved at forskyde et Hjul uden at forskyde dets c Axel bruges mest ved lodrette c Axler, og navnlig forskydes Kværndrevene i Møllet paa denne Maade for at sætte en Kværn ud af Forbindelse med det øvrige Maskineri.

Fig. n. S. viser den dertil anvendte Mekanisme. Axlen er Skrueskaaren og forsynet med en Møttrik b paa hvilken en Ring c hviler, og over denne er Kvern-

drevet anbragt. Naar Indgribning finder Sted, indtager Hjulet Stillingen A, det hviler da ikke paa Ringen c, men paa en svagt konisk Del af Axlen, hvis Form passer i Hjulets Nav, og som bærer en Kam, der passer i en Not paa Navet. Skal Drevet sættes ud af Indgribning, saa skrues Skruetrikken opad, Hjulet kommer da til at hvile paa Ringen c og løftes med denne. Ogsaa her maa Maskineriet staa stille, naar Forbindelsen skal hæves eller iværksættes.



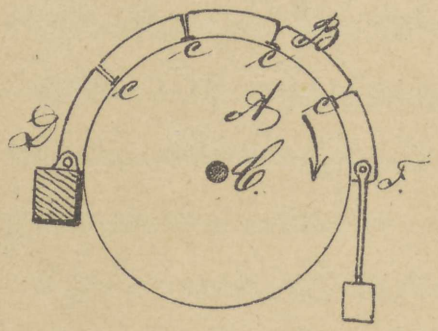
d) Remskivers Udløsning er tidligere omtalt.

e) Bremsning. Herved forstaas Standsning, frembragt ved at opvække en Gnidningsmodstand saa stor, at Maskineriet derved bringes til Hvilstand. Ofte standses dog først Tilførslen af Arbeidsmængde, og Bremsningen sker i saa Tilfælde kun for hurtigere at bringe Maskineriet til Hvilstand, idet den fremkaldte Gnidningsmodstand i kort Tid forbruger den Arbeidsmængde, som Maskineriets Masser indeholde i Skikkelse af levende Kraft.

Fig. a. n. 5. viser en Maade, hvorpaa Bremsning kan ske. A er en Skive, som omdreies i Pilens Retning, B et Baand, dannet af Træstykker, forbundne ved

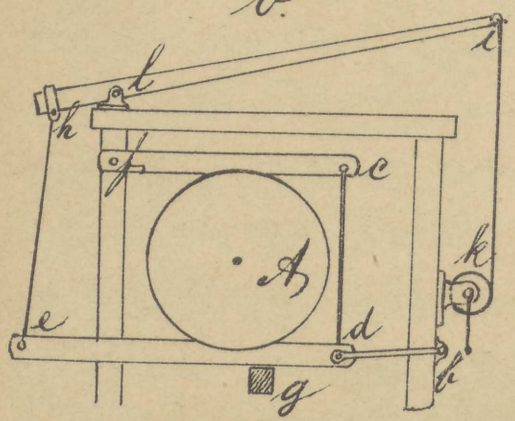
Leddene c, det er anbragt udenom Skiven, og ved D er det solidt befæstet. Skal der bremses, saa uddøves et Træk i F, hvorved Baandet vil trykkes stærkt ned imod A, paahvis Omkreds der følgelig fremkommer en meget betydelig Gnidningsmodstand. Dette Apparat bruges f. Exp.

a.



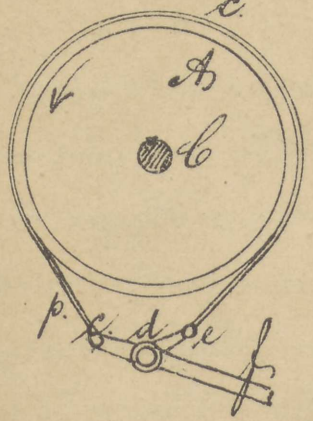
til Standsning af Vindmøller. Imidlertid vil Axlen C derved modtage et stærkt Tryk, som undgaas ved den i Fig b viste Anordning, hvor b, f og l ere faste Punkter, hvorom Stænger dreie sig, c, d, e, h ere ledede Forbindelser, ved i er en Snor fastgjort og ført neden om Trumlen k, ved hvis Omdreining, der vil kunne frembringes et meget stærkt Tryk paa A, i 2 diametralt modsatte Punkter og disse Tryk kunne let bringes til at være lige store, hvorved Axlen ikke modtager noget Tryk hidrørende herfra, medens der derved aaget fremkaldes en meget stor Gnidningsmodstand. Naar

b.



man opgaar Virkningen paa Spillet k, saa saenkes e, idet Stangen ed falder ned paa Bjelken g, d gaar opad, og Stangen de löfter be saa Skiven A bliver fri.

Fig c viser en Bremse, som anvendes meget ved Kraner, Vinder o. dsl. Om Skiven A ligger et Jernbaand, hvis Ender ere forbundne med en Vinkelvægtstang ede.



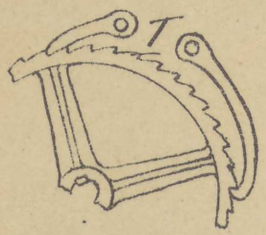
Ved Dreining af denne omkring d kan Baandet strammes, er der da ved e frembragt en vis Spænding p, vil der ved e være en Spænding $p.e^{\mu\varphi}$, hvor μ er Gnidningskoefficienten, φ den af Baandet omviklede Bue, og e = 2,71828. Er f. Ex $\mu = 0{,}28$, $\varphi = \frac{3}{2}\pi$ Jaas:

$$\text{Gnidningsmodstanden} = p\left(e^{\frac{3}{2}\pi \cdot 0{,}28} - 1\right) = 2{,}74\,p.$$

Da nu Armen df kan gjöres lang, saa kan man ved at virke derpaa med Haanden frembringe en meget stor Gnidningsmodstand.

Baandets Tværsnitsareal gjöres saa stort, at den störste Spænding, som kan fremkomme pr □", ikke overstiger 10000 ℔. Denne Spænding vil fremkomme ved e, hvor den virkende Kraft er $pe^{\mu\varphi}$, eller i ovenstaaende Exempel = 3,74 p.

§ 5) Spærnager, indgribende i et Spærhjul, benyttes sjeldnere til Standsning af Bevægelse, da en saadan Standsning vil ledsages af et Stød, men derimod anvendes de oftest til at hindre Tilbagegang, naar Kraften ophører at virke, f. Ex. ved Kraner, Vinder: o. dsl. Hosstaaende



Figur I viser 2 Spærhager indgribende i et Spærhjul.

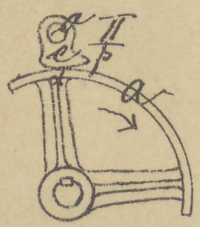
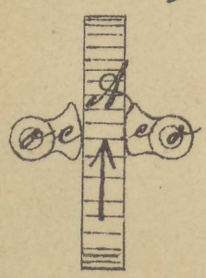


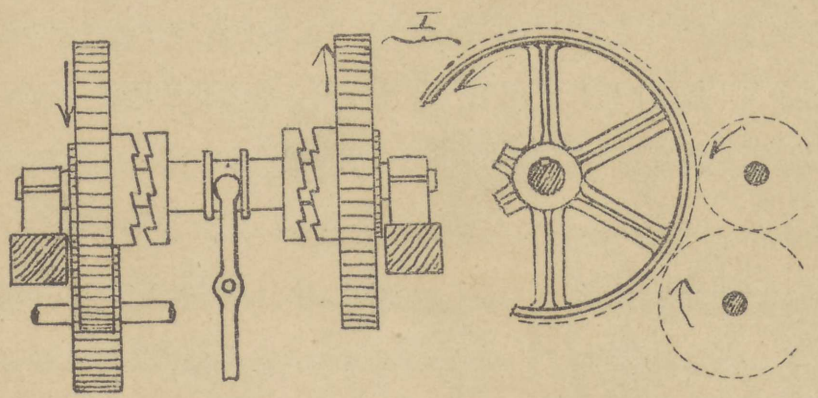
Fig II viser en anden Maade at hindre Tilbagegang, idet Gnidningsmodstanden mellem Omkredsen af Skiven a og den excentriske Bue c, dreielig omkring o, erstatter Spærhagens Indgribning i Tænderne. Bevægelse i Pilens Retning vil ikke hindres, idet Buen c's Radier ere voxende fra o henimod f, men Bevægelse i modsat Retning vil bringe c til at dreie sig et lille Stykke indtil Trykket er bleven saa stort, at Gnidningsmodstanden, som følger deraf, standser Bevægelsen. Baade a's og c's sætter modtage meget store Tryk; dette kan dog indgaas for a's Vedkommende ved Konstruktionen, der er fremstillet i hosstaaende



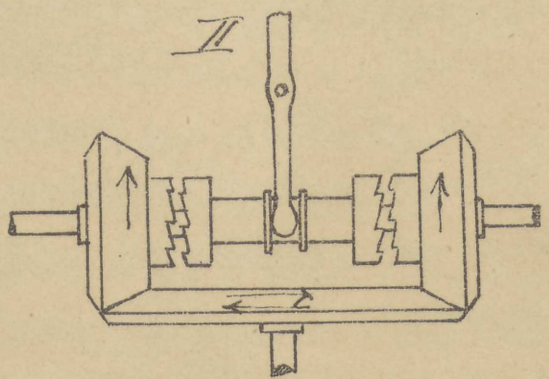
Figur.

2. Vexling af Bevægelsens Retning.

a. Omkobling. Skeer paa følgende Maade: Paa den Axel, hvis Bevægelsesretning skal kunne forandres, anbringes 2 Tandhjul, der omdreies i modsat Retning og sidde løse paa

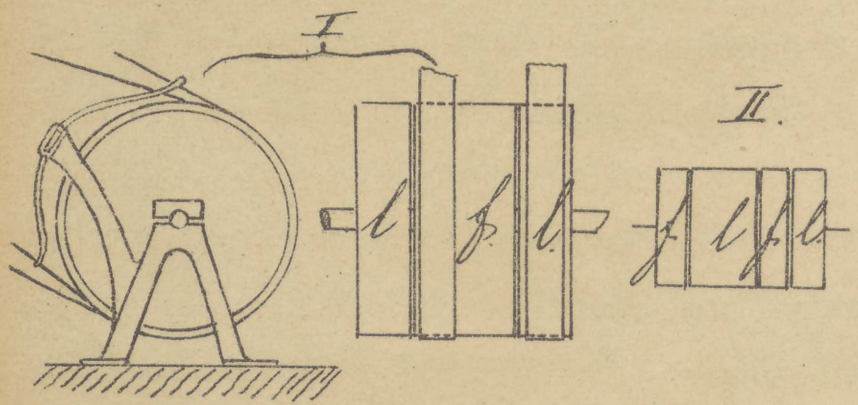


Axlen, saa de kunne dreie sig uden at tage denne med. Imellem Hjulene er Axlen forsynet med en Kam, hvorpaa glider en Muffe, forsynet med Tænder ved begge Ender: og disse Tænder have samme Form som Tænderne i en Tandkobling. Tandhjulenes Nav ere forsynede med Tænder svarende til Muffens og efterhvorsom nu Muffen bringes i Indgribning med det ene eller det andet Hjuls Nav eller ud af Forbindelse med dem begge, vil Axlen dreies den ene eller den anden Retning eller staa



stille. Der kan dels benyttes koniske dels cylindriske Hjul; de første give den simpleste Konstruktion. Fig I og II Side 141 vise begge Slags.

b) Veksling med Remme. Dette sker ved at flytte Remmen fra en Skive paa den bevægede Axel over paa en anden, medens den drivende Axel bærer en Trumle, paa lignende Maade som omtalt under Remskiver, men



her haves 2 Remme, baade en aaben og en krydset Rem, der flyttes samtidigt, saaledes, at naar den ene ligger paa en fast Remskive, saa ligger den anden paa en løs, og omvendt; undertiden indrettes det tillige saaledes, at de begge kunne lægges paa løse Skiver, og altsaa den drevne Axel standses. Fig I og II vise Indretningen; i I kunne Remmene ikke samtidigt lægges paa løse Skiver, det er derimod Tilfældet i II. De løse Skiver ere betegnede ved l, de faste ved f.

Dele, der tjene til at gjøre Bevægelsen regel-
mæssig.

1. Svinghjul.

Ved Svinghjul forstaas som bekjendt Hjul med stor Masse, koncentreret i Hjulringen og anbragte paa en Axel, der deltager i Omdreiningsbevægelsen.

Virkningen af et Svinghjul er følgende:

Haves en Bevægelse, hvori Kraften virker regelmæssigt, Modstanden ligesaa, men saaledes, at den hele udviklede Arbeidsmængde for en længere Periode er lig den forbrugte (hvilket kan opnaas ved Hjælp af Regulatorer), saa vil Middelhastigheden for saadan længere Periode være konstant, men derfor kan der godt til forskjellige Øieblikke være forskjellig Hastighed, idet der det ene Øieblik er indeholdt større levende Kraft i Maskineriet end i det andet. Ved at anbringe et Svinghjul kan man opnaa, at Hastigheden ikke varierer saa meget som uden et saadant, thi paa Grund af den betydelige levende Kraft, som Svinghjulet indeholder, vil en ringe Hastighedsdifferens svare til en stor Differens i levende Kraft.

Derimod kan Svinghjulet selvfølgelig ikke udøve nogen Indflydelse paa Størrelsen af Middel-

hastigheden, hvis Kraften i længere Tid vedbliver at være større end Modstanden, saa vil Svinghjulet ikke kunne sætte nogen Grændse for Hastighedens Tiltagen.

Ved Bestemmelsen af Svinghjulets Størrelse gaar man ud fra, at Middelhastigheden v bliver holdt konstant, f. Ex ved en Regulator, men at Kraften og Modstanden varierer efter en vis Lov, saaledes at de efter en vis Tids Forløb atter faa de samme Værdier igjen, og saa begynde den samme Række Forandringer paany. En saadan Periode betragtes, Hastigheden ved dens Begyndelse er den samme som ved dens Slutning, og følgelig vil Summen af de tilførte og bortførte Arbeidsmængder være lig 0. Desforuden vil der være et Øieblik i Perioden, i hvilket Hastigheden er saa stor som muligt og et andet, hvori den er saa lille som muligt; disse Tidspunkter opsøges. Differensen mellem de Mængder af levende Kraft, som Maskineriet indeholder ved disse Tidspunkter, vil da være saa stor som mulig, og vil selvfølgelig svare til Differensen mellem den tilførte og den forbrugte Arbeidsmængde; kaldes denne Differens S, kaldes den største Vinkelhastighed v_1, den mindste v_2, Svinghjulringens Vægt Q og Vægten svarende til alle Maskineriets øvrige

Masser, reducerede paa Svinghjulringen Q_1, saa haves ifølge Ovenstaaende:

$$S = \frac{(R w_1)^2}{2g}(Q+Q_1) - \frac{(R w_2)^2}{2g}(Q+Q_1) \quad (1)$$

S kan herefter antages bekjendt.

Uregelmæssigheden, der opstaar under Bevægelsen, vil kunne udtrykkes ved:

$$n = \frac{w_1^2 - w_2^2}{w^2}$$

Kaldes dette Forhold n, og erindres, at $w_1^2 > w^2 > w_2^2$ samt at Differensen mellem alle 3 Størrelser kun er smaa, saa kan man uden kjendelig Feil sætte:

$$w_2^2 + w_1^2 = 2 w^2$$

Af denne Ligning og Ligningen $n w^2 = w_1^2 - w_2^2$ faas ved Multiplikation:

$$w_1^4 - w_2^4 = 2 n w^4$$

Denne Værdi indføres i Ligning (1), der omskrives til:

$$S = \frac{R^2}{2g}(Q+Q_1)(w_1^2 - w_2^2) \text{ hvorved faas:}$$

$$S = \frac{R^2}{2g}(Q+Q_1)\, 2 n w^2 = \frac{n(Q+Q_1)v^2}{g}$$

$R w = v$ er Hastigheden i Svinghjulskringen, hvorved faas:

$$(Q+Q_1)v^2 = g\frac{S}{n}$$

n er oftest en lille ægte Brøk, man sætter derfor $\frac{1}{n} = n_1$, hvorved Formlen bliver:

$$(Q + Q_1)\, v^2 = n_1 g S.$$

heri tages:

for Kornmøller, Sauguerker, Pumpeverker o. lign $n_1 = 30\text{-}40$.

— Bomuldsspinderier, der spinde Garn af: 40-60 $n_1 = 35\text{-}45$.

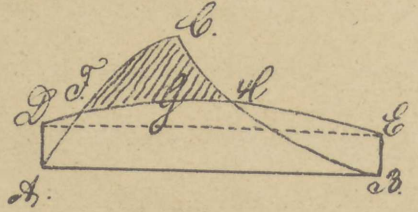
— — do. — , der spinde finere Numre $n_1 = 50\text{-}60$.

Oftest ses bort fra Størrelsen Q_1, der altid er lille imod Q og vidtløftig at beregne. Man benytter da Formelen:

$$Q v^2 = n_1 g S.$$

Bestemmelsen af Skan lettest ske grafisk. Haves f. Ex en Dampmaskine, saa vil Kraften i et af de døde Punkter have en Værdi lig Q, den voxer da til en vis Maximumsværdi, og aftager saa atter til O i det andet døde Punkt. Perioden er altsaa her Tiden for $\frac{1}{2}$ Omdreining.

Den udviklede Arbeidsmængde findes ved at afsætte Vorteløbsbanen rektificeret som Linien AB og i hvert Punkt af denne opreise en lodret Linie lig det tilsvarende Damptryk paa Stemplet, reduceret paa Vorteløbsbanen. Herved faas den krumme Linie ACB, idet der er antaget, at Expansion er indtraadt efter at $\frac{1}{3}$ af Stemplets Vei er gjennemløbet. Arealet ABC



fremstiller den udviklede Arbeidsmængde.

Modstanden kan tænkes sammensat af 3 Dele: 1) Nyttelasten, der her er anlaget konstant (hvad man nödes til i alle Tilfælde, hvor Loven for dens Variation ikke kjendes) og derfor grafisk fremstillet ved Linien DE. 2) Maskinens Gnidningsmodstande og 3) Modtrykket paa Forsiden af Stemplet; de 2 sidste Modstande, reducerede paa Krumtappen, ere afsatte som lodrette Linier over DE, hvorved DG E er fremkommen. Arealet ADGEB fremstiller da hele den Arbeidsmængde, som Modstanden forbruger under $\frac{1}{2}$ Omdreining; det skal være lige stort med Arealet ADEB. Man vil nu se, at i Punktet F er Kraft og Modstand lige store; i de umiddelbart foregaaede Stillinger har Modstanden stedse været større end Kraften, vi have der det Sted, hvor Hastigheden er minimum. Under den videre Bevægelse har Kraften Overhaand, indtil Punktet H, hvor der indtræder Maximum af Hastighed, derpaa aftager denne atter o. s. v. Det skraverede Areal FEH vil følgelig fremstille Størrelsen S og kan nu let beregnes; det er naturligvis lige stort med Summen af Arealerne AD F og BH E.

I visse Tilfælde kan man ikke finde Størrelsen S, det er navnlig Tilfældet ved saadanne Ma-

skinnerier, hvor Modstandens Uregelmæssigheder faa stor Betydning. I saadanne Tilfælde maa man ty til empiriske Formler, f. Ex:

Axlen af en Excelsaug forsynes ofte med særeget Svinghjul, hvis Vægt $Q = \frac{60900}{v^2}$.

I Valseværker gjøres Maskinens Svinghjuls Vægt

$$Q = 2639000 \frac{n_1 N}{m v^2},$$

hvor m er Antal Omgange pr. Minut, N lig Antal Hestes Kraft. n_1 en Koefficient afhængig af N:

$N =$ Valseværkets Beskaffenhed	80–100. 6–8 Sæt Stade valser	30–40 1 Sæt Valser for hvilke N.	60. 4–6 Sæt Stangvalser
$n_1 =$	20.	80.	25.

I Hammerværker regnes: $Q = \frac{K}{R^2}$

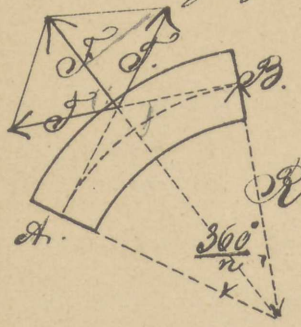
Hvor R er Svinghjulsradien i Fod og K en Koefficient, der faar følgende Værdier:

Hammerens hele Vægt	= 8 à 10000 ℔	6 à 7000 ℔	1200–1600 ℔
Antal Slag pr. Minut	70–80	70–80.	100–110
K	609000.	406000.	304500.

K bliver for Hammere, der veie 720–1000 ℔ og som gjøre 130–200 Slag pr. Minut, 121800 til 182700.

Svinghjulets Dimensioner bestemmes iøvrigt af Styrkehensynet.

Ringen vil paavirkes af en vis Spænding, hidrørende fra Centrifugalkraften. Kaldes denne Spænding T og betragtes en lille Del af Ringen $\frac{1}{n}$ Del af Ringen, begrænset af 2 plane Snit gjennem Svinghjulets Axe, saa har man, idet Ringens Tværsnitsareal betegnes ved a □', Vægt pr. cub'=γ og Periferihastigheden lig Rv:



Centrifugalkraften virkende paa $\frac{1}{n}$ del af Ringen =

$$\frac{\gamma a\, 2\pi R}{g n} \cdot Rv^2 = T$$

T oplöses derpaa i Retning af Tangenterne til A og B. Kaldes de ligestore Komposanter i disse Retninger T har man:

$$T \sin \frac{180°}{n} = \frac{1}{2} T$$

eller:

$$T \sin \frac{180°}{n} = \frac{1}{2} \frac{\gamma a\, 2\pi R}{g n} Rv^2$$

d:

$$T = \frac{\gamma a}{g} R^2 v^2 \frac{\pi}{n} \cdot \frac{1}{\sin \frac{180°}{n}}$$

Heraf faas idet n tænkes meget stor og man istedetfor $\sin \frac{180°}{n}$ sætter $\frac{\pi}{n}$:

$$T = \frac{\gamma a}{g} R^2 v^2$$

Hvis nu Hjulet er af Støbejern, støbt i et Stykke, vil man med Sikkerhed kunne byde Ringen en Spænding pr □" lig 2500 ℔ eller pr □ Fod 360000 ℔,

hvorved faas:

$$\frac{\gamma a v^2}{g} R^2 = 360000\, a$$

eller idet $Rv^2 = v^2$:

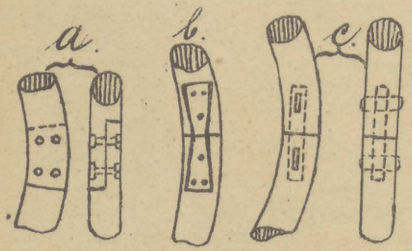
$$v = \sqrt{\frac{360000 \cdot g}{\gamma}} = 160 \text{ Fod pr. Sk.}$$

idet $\gamma = 440$ ℔.

Ofte er Hastigheden ikke større end 40 Fod pr. Sk. og kun i sjeldne Tilfælde naar den en Værdi af 80 Fod, saa at Ringen altid er stærk nok, naar den er støbt i et Stykke.

Anderledes gaar det, naar den er støbt i flere Stykker og samlet. Samlingerne blive da svage Steder, og for disse maa undersøges, om der er Styrke nok.

Samlingerne udføres paa forskjellig Maade, hvoraf hosstaaende Fig. viser nogle, der ofte anvendes.



Dels lades Ringstykkerne over hinanden og samles ved Bolte, dels indlades Smedejernsstykker i passende Fordybninger paa begge Sider af Ringen, og Bolte trækkes igjennem, dels endelig sættes et Smedejernsstykke ind i et Hul, anbragt halvt i hver af de sammenstødende Ender af Ringstykkerne og befæstes til hver af dem ved en Kile.

Armene maa være saa stærke, at de kunne udholde den største Kraft, der kan komme til at virke paa dem. Denne Kraft findes ved følgende Betragtning:

Er Maskinens Hastighed konstant, virker der al- deles ingen Kræfter paa Armene (undtagen Vægten af Hjulringen o. dsl.). Hvis derimod Kraften er større end Modstanden, saa vil dette Overskud af Kraft virke til at accelerere Maskineriets Hastighed, og betragtes Svinghjulsringen som den eneste Masse af Betydenhed i Maskineriet, skal hele Kraftens Overskud forplantes gjen- nem Armene til Ringen og vil altsaa virke bøiende paa alle Armene. I Exemplet Side 146 er det stør- ste Kraftoverskud virkende paa Krumtappen, frem- stillet ved CG, denne maales paa Kraftmaalestok- ken, reduceres paa Svinghjulsringen, og den saale- des erholdte Kraft, divideret med Armenes Antal, giver den største Paavirkning under Maskineri- ets Gang. Ved Standsning og Igangsætning kan imidlertid fremkomme større Paavirkning, idet man da kan have henholdsvis Kraft eller Modstand lig 0, medens henholdsvis Modstanden eller Kraften ved bli- ver at virke med sin største Værdi; den derved frem- bragte Paavirkning maa Armene selvfølgelig ogsaa

kunne udholde.

Endelig kan mange Steder Stödvirkninger indtræde, det vil da alene bero paa, om Armene kunne modstaa en vis Del af Ringens levende Kraft som Arbeidsmængde anvendt til deres Böining, men den Arbeidsmængde, et Legeme saaledes kan modstaa afhænger af dets Rumfang, Armenes Tværsnitsareal sættes ifölge denne Betragtning ofte lig $\frac{1}{3}$ - $\frac{1}{4}$ af Hjulringens. Tværsnitsformen gjöres bedst elliptisk for at formindske Luftmodstanden, undertiden kors formigt eller T formigt. Dimensionerne gjöres ofte noget större ved Navet end ved Ringen.



Antallet af Arme 6 eller flere.

Navets Dimensioner bestemmes som ved Vandhjul.

Regulatorer.

Ved Regulatorer forstaas Maskindele, som tjene til at holde Hastigheden konstant derved, at de foröge eller formindske Tilförslen af Arbeidsmængde, efterhvorvidt Arbeidsforbruget foröges eller formindskes.

Ingen Regulator kan imidlertid holde Hastigheden absolut konstant, thi ved dem alle er Ind-

retningen saadan, at de sættes i Virksomhed formedelst Hastighedsforandringen, og virke altsaa ikke før en saadan Forandring allerede er indtraadt. Imidlertid kunne de bringes til at virke ved saa smaa Hastighedsvariationer, at disses Indflydelse bliver uden Betydning i hvert forekommende Tilfælde.

Centrifugalregulatoren. Den simpleste Form af denne, den Watt'ske Regulator, er allerede omtalt i Maskinlærens 1ste Del, dens Virkning bestemmes paa følgende Maade:

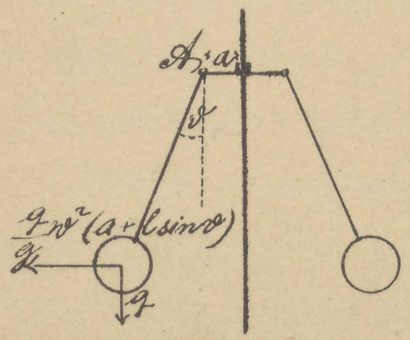
Antages Armene l at danne en Vinkel v med Vertikalen, naar Vinkelhastigheden er lig w, sættes Kuglernes Vægt lig g, og bortses fra Vægten af Arme, Stang, Hylster o. dsl., saa vil Regulatoren være i Ligevægt under Indvirkning af Tyngden og Centrifugalkraften, naar:

$$g \operatorname{tg} v = \frac{g}{g} w^2 (a + l \sin v)$$

Denne Ligning er afledet af Ligningen:

$$g l \sin v = \frac{g w^2}{g} (a + l \sin v) \cos v,$$

der udtrykker, at Momenterne med Hensyn til Punkt A ere ligestore. Af ovenstaaende



Ligning fölger:

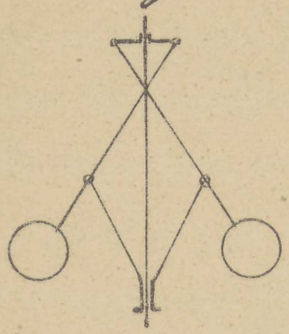
$$w = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \vartheta}{a + l \sin \vartheta}} \qquad (1)$$

hvoraf ses, at w er uafhængig af q, men afhængig af ϑ. Vinkelhastigheden afhænger altsaa af Regulatorens Stilling, naar altsaa denne forandrer sig paa Grund af en Forandring i Modstandens Störrelse, saa vil den Hastighed, som Regulatoren omsider tilveiebringer, ikke være den samme, som den, der fandt Sted för Forandringen. For at gjöre disse Variationer saa smaa som muligt, maa man holde ϑ indenfor visse bestemte Grændser. Almindeligvis tages $\vartheta = 30°$ som Middelværdi, medens störste og mindste Værdi af ϑ ansættes til henholdsvis $40°$ og $20°$, saaledes at $\vartheta = 20°$ svarer til den störst mulige Arbeidsudvikling, $\vartheta = 40°$ til en Arbeidsudvikling lig 0.

I nogle Tilfælde kan det være af særlig Vigtighed at formindske Hastighedsvariationerne til det mindst mulige, man kan da foruden at holde ϑ mellem bestemte Grændser, tillige söge at afpasse Dimensionerne saaledes efter hinanden, at en lille Forandring i ϑ faar saa lille Indflydelse paa w som muligt. Ved höiere Beregninger faas Betingelsen at være:

$$\sin \vartheta = \sqrt[3]{\div \frac{a}{l}} \qquad (2)$$

Idet sin ϑ og $l \cos \vartheta$ regnes positive, maa a være negativ eller Kuglernes Ophængningspunkter maa lægges paa den anden Side af Omdrejningsaxen, i en Afstand lig $l \sin^3 \vartheta$. Armene blive da krydsede. Den mindste Værdi af ϑ, man vil tillade, lægges til Grund for Beregningen efter ovennævnte Formel.



Ved en saadan Konstruktion kan man opnaa, at den største Hastighedsvariation, som indtræder, naar Modstanden varierer mellem 0 og sin største Værdi, bliver nogle faa Procent af Middelhastigheden, medens den simple Regulator uden krydsede Arme i et lignende Tilfælde vil lade Hastigheden variere 10–15 %.

Oftest giver dog den simplere Form, uden krydsede Arme, Regelmæssighed nok, thi Modstandens Variationer under Maskinériets daglige Gang ere oftest smaa, og som Følge deraf ere ogsaa Hastighedsvariationerne kun smaa Brøkdele af ovennævnte største Variation, og hvis Modstanden pludselig reduceres til 0 paa Grund af et Uheld, f. Ex. at en Rem springer, saa er det tilstrækkeligt, naar Regulatoren hindrer Hastigheden i at blive saa stor, at der indtræder Fa-

re for Maskinerietes Sikkerhed, og denne Betingelse er opfyldt ved den almindelige Regulator.

Sidstnævnte er kun Ligevægtsstillingerne af Regulatoren betragtet, og det endda med den Indskrænkning, at Hylstrets Vægtforringe i Sammenligning med Kuglernes, medens Størrelsen af den Kraft, hvormed Bevægelsen sker for en vis Hastighedsforandring, ikke er undersøgt. Denne Kraft beror for en stor Del paa Kuglernes Vægt, som derfor maa bestemmes derefter; imidlertid er ofte Regulatorens Modstand saa ringe, at man ikke behøver at undersøge dette Forhold nærmere, f. Ex, hvis Regulatoren virker paa et Spjeld i Damprøret paa en Dampmaskine, man sætter da almindeligt Kuglernes Diameter lig $\frac{1}{3}$ - $\frac{1}{4}$ af Cylinderdiametren, og idet Kuglerne ere af Støbejern faar Regulatoren derved tilstrækkelig Kraft.

I andre Tilfælde fordrer man derimod, at Regulatoren skal overvinde en betydelig Modstand; man maa saa bestemme Dimensionerne saaledes, at den virkelig faar den fornødne Kraft ved en Hastighedsforandring, der ikke overskrider visse Grænser.

Det vil da vise sig her, at ogsaa Vægten af

Hylstret H paa Axlen faar Betydning; Vægten H skal derfor tages med i Betragtning. De fundne Resultater ville naturligvis dog kunne anvendes paa det ovenfor behandlede Tilfælde, idet der i saa Tilfælde sættes $H=0$.

Tænkes Kuglerne staaende under en vis Udslagsvinkel ϑ og e og e_1 ere de samtidige Forflyttelser af Kugler og Hylster, saa har man:

$$\frac{q}{g}\omega^2(a+l\sin\vartheta)e\cos\vartheta - qe\sin\vartheta - He_1 = 0$$

idet Modstandens mekaniske Arbeide er lig Kraftens. Af Ligningen faas:

$$\omega = \sqrt{\frac{g\left(q\sin\vartheta + H\frac{e_1}{e}\right)}{q\cos\vartheta(a+l\sin\vartheta)}} \qquad (3)$$

hvor $\frac{e_1}{e}$ bestemmes nöiagtigt nok ved Udmaaling af smaa, men endelige Forflyttelser, paa en Tegning i ikke for lille Maalestoksforhold. Sættes $H=0$ faas:

$$\omega = \sqrt{\frac{g\,tg\,\vartheta}{a+l\sin\vartheta}}$$

Virker en vis Modstand, som reduceret paa Hylstret er lig K, vil Hastigheden kunne foröges noget för Regulatoren begynder at bevæge sig; dette sker nemlig först, naar ω er voxet til Værdien ω_2 bestemt ved:

$$n_2^2 = \frac{g\left(q\sin\vartheta + (H+K)\frac{e_1}{e}\right)}{q\cos\vartheta\,(a + l\sin\vartheta)}$$

medens den Værdi n_1^2, hvortil n^2 skal aftage for Udslaget begynder at formindskes:

$$n_1^2 = \frac{g\left(q\sin\vartheta + (H-K)\frac{e_1}{e}\right)}{q\cos\vartheta\,(a + l\sin\vartheta)}$$

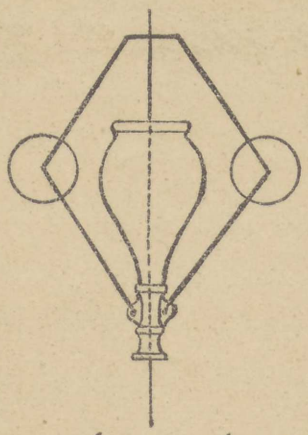
Den derved foraarsagede Uregelmæssighed, som alene skyldes Modstanden K, maales ved Størrelsen

$$U_K = \frac{n_2^2 - n_1^2}{n^2} \text{ eller:}$$

$$U_K = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2v^2} = \frac{K\frac{e_1}{e}}{q\sin\vartheta + H\frac{e_1}{e}}$$

hvoraf ses, at U_K voxer med K, men aftager, naar q og H blive store. Man kan altsaa dels ved at gjøre Vægtlerne store, dels ved at belaste Hylstret, opnaa en kraftig virkende Regulator. Denne sidste Maade, Hylstrets Belastning, skyldes Englænderen Porter. U_K kan bestemmes paa samme Maade som n ved Swinghjulets Beregning. Fig. øverst næste Side viser en Regulator med belastet Hylster. Belastningen kan, om man vil, ske ved Hagl, som fyldes i den hule Støbejernsvase H; man bliver derved istand til at variere Hylstrets Belastning. En Regulator af denne Slags vil fordre forskjellig Hastighed for forskjellige

Værdier af e, ligesom den simple reatiske Regulator.



Ogsaa her kan man ved Krydsning af Armene reducere denne Hastighedsvariation til det mindst mulige, dog saaledes at man undgaar instabil Ligevægt. Beregningen af a og l under dette Hensyn kan ikke ske efter (2), da denne Formel er udledt af (1), der ikke gjælder her; man maa i Stedet derfor sætte (3), der dog lettest benyttes paa den Maade, at man efter Skjøn fastsætter Værdierne af a og l, finder n efter (3) svarende til øverste og nederste Stilling, og, naar Forskjellen paa disse Værdier er tilstrækkelig lille, undersøges om Ligevægten er stabil, idet man beregner n for mellemliggende Stillinger, svarende til forskjellige Værdier af e. Hvis man da finder, at n overalt voxer, naar e voxer, saa er Ligevægten stabil, hvis derimod det modsatte findes Sted for en Del af Kuglernes Bane (det vil da altid være den nederste Del), saa maa man enten indskrænke Kuglernes Bevægelighed saaledes, at denne Del af Banen udelades, eller forandre paa Dimensionerne og foretage Beregningen paany.

I den nyere Tid er der opkommet flere nye Former af Centrifugalregulatorer, som navnlig ere beregnede paa at kunne virke med stor Kraft uden derfor at antage altfor store Dimensioner. Beregningen og Konstruktionen af disse vil dog i det væsentlige kunne ske paa samme Maade som for den nysomtalte Regulator med belastet Hylster.

Forskjellige andre Dele, der finde Anvendelse ved alle Rør.

1 Rør.

a) Almindelige Gas-, Damp- og Vandledningsrør.

Rør af forskjellige Materialer komme til Anvendelse ved Maskinbygningen, navnlig benyttes Rør af Støbejern, Smedejern, Kobber og undertiden af Bly. Ofte blive saadanne Rør kun underkastede et forholdsvis lille Pressenstryk og det er i saa Tilfælde ikke tilstrækkeligt at bestemme Godstykkelsen efter Styrkehensynet alene, men den saaledes beregnede Tykkelse maa yderligere forøges, dels af Hensyn til Forfærdigelsen, dels for at kunne modstaa tilfældige Paavirkninger. Man benytter da følgende empiriske Formler, hvori d er Rørets indre Diameter,

δ Godstykkelsen og n Antallet af Atmosphærers Differensstryk. Maalene ere Tommer.

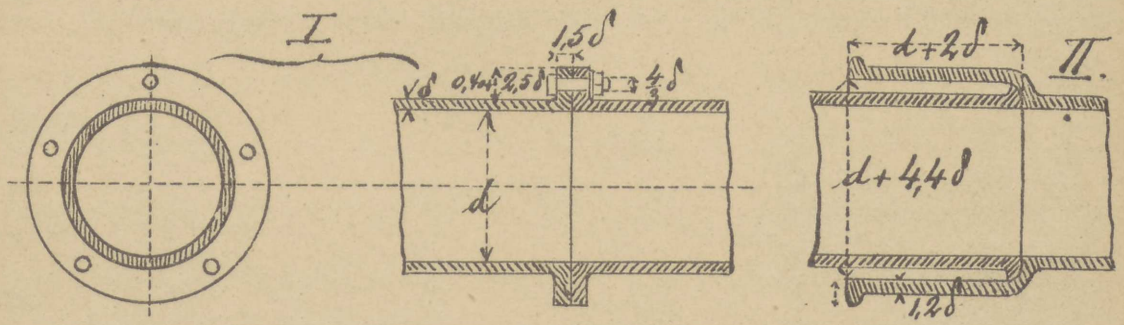
Støbejærnsrør . . . . . $\delta = 0{,}33 + 0{,}00238\,nd$.

Smedejærnsrør (tynde Rør) $\delta = 0{,}12 + 0{,}00086\,nd$

Kobberrør . . . . . $\delta = 0{,}15 + 0{,}00148\,nd$

Blyrør . . . . . $\delta = 0{,}20 + 0{,}00242\,nd$

Støbejærnsrør kunne samles ved Muffer Fig I eller ved Krave Fig II. Figurerne angive tillige



de Dimensioner, der benyttes. Antallet af Skruer i en Kravesamling er $3 + 0{,}4\,d$.

b) Damp- eller Pumpecylindre. Materialet er næsten altid Støbejærn. Godstykkelsen gjøres noget større end ved Rørledninger, idet man benytter Formelen:

$$\delta = 0{,}77 + 0{,}01\,d.$$

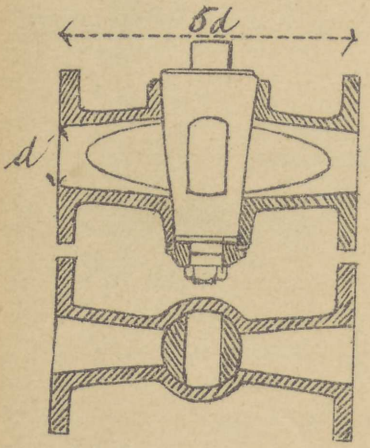
c) Rør, underkastede stort Differensstryk. Saadanne Rør beregnes alene efter Styrkehensynet. Godstykkelsen δ lader sig bestemme af følgende Formel:

$$s = R\left[\sqrt{\frac{r^1 m + p(m-1)}{r^1 m - p(m+1)}} - 1\right]$$

R er Rørets største Radius, p Tryk i ℔ pr Kvadrat-
tomme. m for Messing = 2,84 – 3,05
m for Jern = 3,25 – 4,05
r^1 er største Spænding pr Kvadrattomme mod Over-
rivning.

2) Haner.

Haner anbringes sædvanligt i et selvstændigt lille Rørstykke, der indsættes i Ledningen. Nedstaaende Figur viser en Hane bestemt til at be-
fæstes i Rørledningen ved Kra-
ver og Bolte. Er Rørledningens Diameter d, bliver Længden af Hanens Rørstykke lig 5d. Tver-
snittet ved Enderne deraf er eir-
kulært, men forandres jævnt hen-
imod Hanekeglen til den sam-
me Form som Aabningen heri. Denne Aabning har Bredden lig 0,6 d, Højden lig 1,33 d, denne sidste Di-
mension angiver tillige Tykkelsen af Hanekeglen, maalt midt i Aabningen. Hanekeglens mindste Diameter er $\frac{2}{9}$ af Længden mindre end den største. Længden af Keglen er 2,75 d. Materialet er oftest



Bronce (Metal), undertiden Støbejern, dog Kun naar der ikke er Fare for at den kan rüste fast.

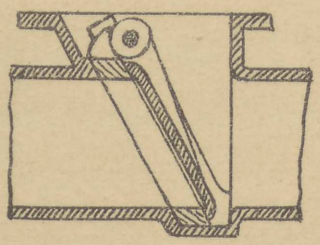
3) Ventiler.

Ventiler tjene ligesom Haner til at hindre et Flüi dums Bevægelse gjennem en Rörledning, men medens Hanerne maa dreies med Haanden, ere Ventilerne oftest indrettede saaledes, at selve Flüidets Tryk lükker eller aabner Ventilen, efterson det virker i den ene eller anden Retning. Der benyttes en Mangde Former af Ventiler, der dog alle kunne henföres til en af følgende 2 Grupper:

a) Klapventiler, der dreie sig om et Charnier

b) Bündventiler, der löfte sig parallelt med sig selv

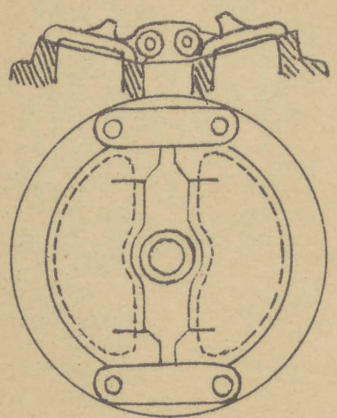
a) Klapventiler forfærdiges dels af Metal (Bronce), dels af Læder og dels af Kautschuk. Figuren viser en Metalklap, som med en afret tet Flade slutter tæt imod de plane Rande af Aabningen. Denne, saavelsom enhver anden Ventil, bör, naar den aabnes, frembyde et



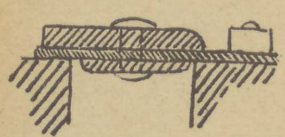
Gjennemgangsareal for Vandet, som intetsteds er mindre end Rörets Tværsnitsareal, men desforuden maa dens Dreiningsvinkel ikke gjöres for stor, da

Lukningen sker desto hurtigere, jo mindre denne Vinkel er. Ofte dreies Ventilen 30–40°, og ved et Anslag maa enhver yderligere Dreining forhindres. Figuren viser Ventilen anbragt skraat imod Rørets Axe, hvorved opnaas et større Gjennemgangsareal for en vis Dreining, end dersom Ventilens Anlagsflade var lodret paa Rørets Retning.

Breden af Anlagsfladen b bestemmes efter Rørets Tværdimension d, f. Ex efter den empiriske Formel: $b = 0{,}15 + 0{,}2\sqrt{d}$.

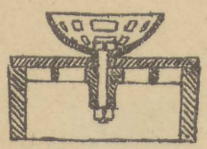


Hosstaaende Figur viser 2 Metalventiler, formede som Kilesegmenter, bestemte til en Luftpumpes Stempel. Hver Ventil bærer en Tap, der ved at støde mod Stempelstangen, hindrer en for stor Dreining af Ventilen. Anlagsfladerne ere skraat stillede af samme Grund som ovenfor.



Hosstaaende Figur viser en Læderventil. Læderpladen er forstærket ved Plader af Jern (eller Træ) anbragte paa begge Sider af den, dog saaledes,

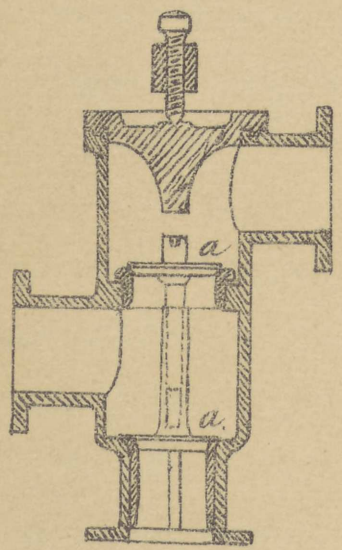
at Randene ere fri til Anlæg mod Aabningens plane Rande, og Charneret dannes af selve den bøielige Læderplade. Dog er det ikke nødvendigt at danne Charneret paa denne Maade. Ventilen bliver varigere, naar det konstrueres ligesom i de foregaaende Figurer, i hvilket Tilfælde Ventilen bliver en Metalventil bekladt med Læder.



Figuren viser en Kautschukventil. Den bestaar af en rund Kautschukplade, som fastholdes i Midten og aabnes ved at bøies op fra Anlægget. En skaalformig Anslagsplade hindrer den i at bøies mere end ønskeligt. Denne Ventil kan følgelig ikke gjøres stiv ved paasatte Plader, man maa da indskrænke de Aabninger, hvorover den dækker; dette sker ved at anbringe smalle Skillevægge, saa at Anlægsfladen bliver dannet som en Rist eller et Gitter. De enkelte Aabninger ere omtrent af rektangulær Form, deres mindste Bredde maa ikke gjøre mere end 1½ Gang Kautschukpladens Tykkelse; men forresten maa denne Dimension være desto mindre, jo større Tryk Ventilen er underkastet. Kautschukpladens Tykkelse kan variere fra $\frac{3}{8}$ til

Tomme

b.) Bundventiler. Den hyppigst forekommende Form er Kegleventilen. Figuren viser 2 saadanne Ventiler, anvendte paa en Damp maskines Sidepumpe. Rørene ere udforede med Metal ligesom og saa selve Ventilerne ere af dette Materiale, hvorved de hindres i at ruste. Ventilerne ses at være forsynede med en Forlængelse, der tjener til Styring, naar de løftes. Løftehøidens Størrelse er afgrændset ved Anslag. Lukningen af Ventilerne sker ved Vandets Tryk ovenfra, men for at dette skal kunne ske, maa man anbringe dem saa dybt under Afløbsrøret, at ikke den tilbagegaaende Strøm kan komme ind under dem og udøve et Tryk nedenfra, hvorved de vilde holdes aabne istedetfor at de netop skulde lukkes ved Trykket.



Breden af Anlægsfladen b kan tages ligesom for Klapper:

$$b = 0{,}15 + 0{,}2\,d.$$

og denne Brede projiceret paa en horizontal

Maaling $0{,}2\sqrt{d}$.

Herved blive Ventilerne altsaa desto fladere jo større de ere. Forøvrigt holder man sig ikke strengt til de herved bestemte Dimensioner.

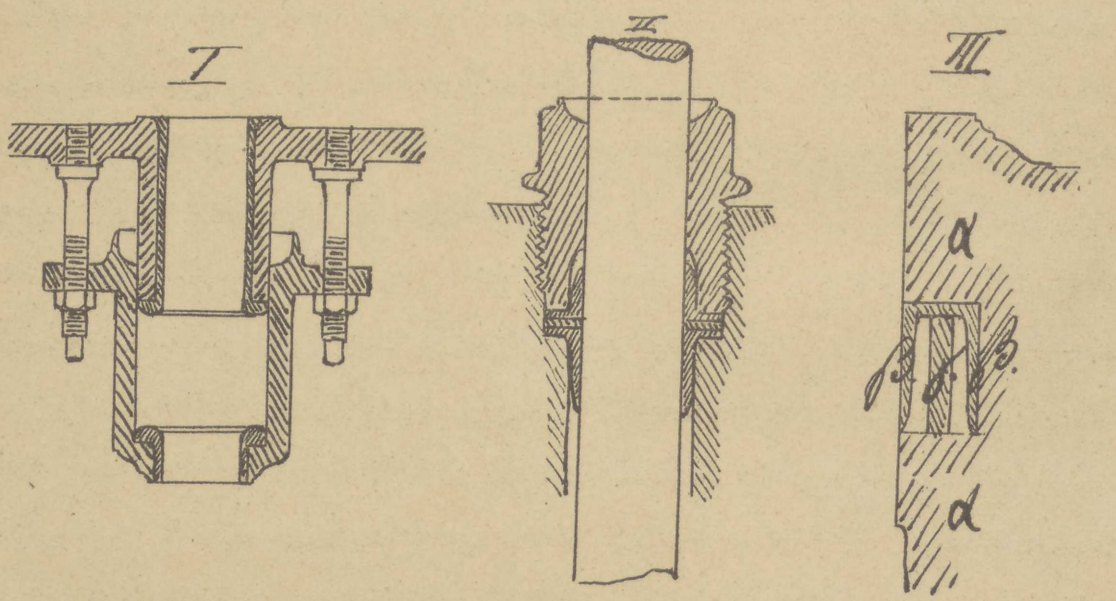
Differensventiler og Kronventiler ere omtalte i Maskinlærens 1ste Del, da de benyttes ved visse Dampmaskiner. Imidlertid benyttes de ogsaa ved Pumper, og i saa Tilfælde maa Ventilernes Tværsnitsflader ikke gives samme Diameter, men derimod afpasses saaledes efter hinanden, at et vist Differenstryk nedenfra kan løfte Ventilens Vægt, og derved aabne Gjennemgang. Man opnaar ved disse Ventiler, at Gjennemgangsarealet bliver stort, selv for en lille Løftehøide, og som Følge deraf, at det Slag, som Ventilen udsiver, idet den lukkes, bliver mindre voldsomt. Anlægsrandenes Bredde bestemmes som tidligere, Metalliykkelsen gjøres saa ringe som muligt, for ikke at forøge Ventilens Vægt mere end nødvendigt.

4) Stempelpakninger og Stoppelæsninger.

Disse Dele tjene til at bringe et Stempel eller en Stempelstang til at slutte tæt imod sin Omgivelse, uden at derved Bevægelsen

hindres. Dette opnaas ved et elastisk Stykke, frembragt enten ved Hamp, Læder eller ved spandige Metalringe. Stoppelbøsninger have dette Tætningsmateriale anbragt paa den konkave Side af Omgivelsen, medens Stangen eller Stemplets Overflade er cylindrisk og glat afrettet; Stempelpakninger have derimod Tætningsmaterialet anbragt paa den konvexe Side af Stemplet, medens Omgivelsen er cylindrisk og glat afrettet.

a. Stoppelbøsninger. Fig I viser en Stoppelbøs-



ning med Hampepakning, saaledes som den hyppigt anvendes ved Dampmaskiners Cylindre. Det ringformige Rum om Stempelstangen er bestemt

til at optage Smørelsen. Fig II viser en Kopplings-
ring med Læderkraver som Tætningsmiddel. Denne
Konstruktion anvendes blandt andet ved hydrauliske
Pressepumper. Ved Opgangen af Stemplet slutter den
øverste Krave tæt, idet Atmosphærens Tryk ovenfra
har Overvægten og trykker den til, under Nedgangen
er Trykket i Pumpen det overveiende, under denne
Bevægelse vil derfor den nederste Krave komme til
at virke.

Fig III viser Tværsnit af en Læderpakning, som be-
nyttes ved hydrauliske Presser. a er den gjennemskaar-
ne Væg af Cylindren, b en Læderring af U-formigt
Tværsnit, som støttes af en opskaaren Jernring c for
at den kan beholde sin Form, selv om der ikke vir-
ker noget Tryk derpaa. Denne Pakning er kun tæt,
naar der virker Overskud af Tryk nedenfra, men dette
er netop altid Tilfældet ved hydrauliske Presser.

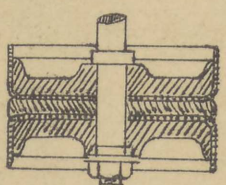
Gnidningsmodstanden ved en Stampepak-
ning kan ikke beregnes, da den afhænger af, hvor
stærkt, der spændes til. Derimod er en Læderpak-
nings Gnidningsmodstand ikke afhængig af til-
fældige Omstændigheder, og kan derfor bestemmes,
naar Trykket og Dimensionerne ere givne.

Forsøg have vist, at naar Læderpakninger holdes vel smurte, er Gnidningsmodstanden proportional med Trykket p paa Kvadratenhed af Væsken, proportional med Omkredsen, altsaa med Diametren d, og som det synes, temmelig uafhængig af Læderets Bredde. Formlen bliver altsaa:

$$F = C p d.$$

hvor $C = 0{,}03$ for velsmurte Pakninger, saaledes som de, der findes i hydrauliske Presser og Pressepumper, der arbeide med Olie.

b. Stempelpakninger. De Maader, hvorpaa Pumpestempler pakkes, ere allerede omtalte i Maskinlærens 1ste Del; samme Maader kunne ogsaa anvendes ved Pumpestempler og Luftpumpestempler, dog benyttes Metalpakning her ikke saa hyppigt som Hampepakning eller navnlig Læderpakning. Læderpakninger kunne indrettes som vist i Figuren. Figuren viser 2 Krave, hvorved Stemplet slutter tæt baade ved Opgangen og ved Nedgangen d: hvad enten det største Tryk kommer ovenfra eller nedenfra; er det derimod kun nødvendigt at have Tæthed under Bevægelsen i den ene Retning, saa kan man nøies



med 1 Læderkrave.

Gnidningsmodstanden bestemmes her ligesom ved en Stoppebøsning, pakket med Læder, dog er det hensigtsmæssigt at omskrive Formlen noget. Beregner nemlig h Højden af den Vædskesøile, der svarer til Differenstrykket, h_1 den, der svarer til Gnidningsmodstanden, samt γ Vægten af en Kubikenhed Vædske, saa har man:

$$h_1 = \frac{4\,T}{\pi\,\gamma\,d^2} \quad \text{og} \quad h = \frac{p}{\gamma},$$

hvorved Formlen bliver:

$$h_1 = C \cdot \frac{4}{\pi} \frac{h}{d} = k \frac{h}{d},$$

hvor k er en ny Konstant. Denne findes for Vandpumper:

med polerede Pumpecylindre af Bronce . . $k = 0{,}03$.
— — afdrejede — do. — — do. . . $k = 0{,}06$.
mer eller mindre godtbearbeidede do. af Jern . . $k = 0{,}1 - 0{,}2$.

Arbeidsmaskiner.

Disse Maskiner skulle kun omtales forsaavidt de frembyde særegne Forhold, som maa gjøres til Gjenstand for Beregning ved Maskinernes Konstruktion.

Maskiner, som her skulle omtales ere:

A. Maskiner til at løfte og flytte faste Legemer.
B. Maskiner til at løfte og flytte draabeflydende Le.
C Maskiner til at sammentrykke og bevæge Luft.
D. Maskiner til at søndeidele faste Legemer o. lign.

A. Maskiner til at løfte og flytte faste Legemer.

1. Tridsevarker.

Fra Naturlæren vil det være bekjendt hvad man forstaar ved faste Tridser og ved løse Tridser samt hvorledes man beregner den Kraft, som behøves for at holde Ligevægt med en vis Byrde, naar der ikke tages Hensyn til Gnidningsmodstanden.

Ved et Tridsevaerk forstaas en Kombination af løse og faste Tridser samt et bøieligt Legeme (Tov, Kjede), som er voklet der omkring.

Tridserne ere cirkelrunde Skiver, i hvis Omkreds der er indskaaret en Rende, hvori Tovet eller Kjeden hviler. Tridsen kan enten vare fastgjort paa Axlen, saaledes at denne dreies rundt med, eller, hvad der er almindeligst, sidde löst paa Axlen, saa at denne staar stille medens Tridsen dreies. Ere flere Tridser anbragte paa en fælles Axel, der er fastgjort i et Hylster af passende Form, kaldes en saadan Forbindelse en Blok.

Tovene ere oftest Hampetove, de kunne i saa Tilfælde med Sikkerhed taale et Træk = 1400 k pr $\square$" Tovets Dimension angives sædvanligvis ved Omkredsen, p, derved faas følgende Formel til Bestemmelse af det største Træk T, som Tovet kan taale:

$$T = 1400 \frac{p^2}{45} = 111\, p^2.$$

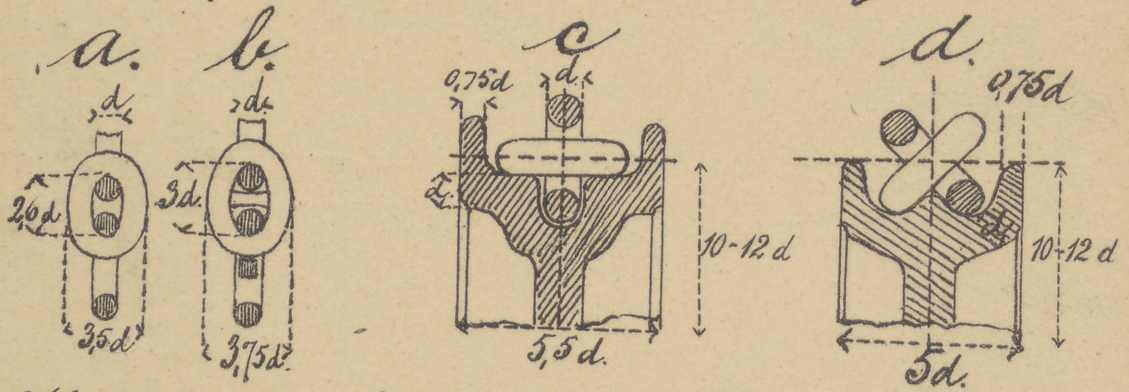
Herved faas følgende Tabel (se næste Side)

Skivernes Diameter maa mindst være lig 8 Gange Tovets Diameter.

Kjederne bestaa af Led, der have Formen Fig a eller b. Skiverne, hvorover de gaa, have i

p i Tomer	P i ℔	p i Tomer	P i ℔	p i Tomm	P i ℔
1.	111.	7	5459	13.	18827.
2	446	8	7130	14.	21834.
3	1004.	9.	9023.	15	25065
4.	1782	10	11140.	16.	28518
5	2785	11	13479	17.	32195
6	4010	12.	16042	18.	36094.

Omkredsen en Rende, hvis Tværsnitsform er vist i Fig c eller, efter den nyere Maade, som i Fig d.



Kjædeleddene komme til at ligge paa forskjellig Maade paa Skiverne eftersom den ene eller den anden af disse Former benyttes: den nyere Form har det Fortrin fremfor den ældre, at den ikke anstrænger Kjædeleddene til Böining lodret paa deres Plan saaledes som den ældre Form. Naar det er af Vigtighed at Kjæden ikke kan glide paa Tridsen,

saa forsynes Renden med Fremsprung, hvis Afstand er lig et Kædeleds Længde.

Dimensionerne af Kædeleddene bestemmes paa den Maade, at Diametren d af Jærnet i Kæden beregnes efter Styrkehensynet, og de øvrige Dimensioner fastsættes i Forhold dertil, efter de paa Figuren angivne Tal.

Sædvanligt regnes som om Byrden fordeltes ensformigt over Kædens 2 cirkulære Tværsnit. Kaldes da Byrden P, faas Formlen:

$$P = r \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2,$$

heri sættes for:

Kæder uden Stivere i Leddene Fig a $r = 8500$ kg
de. med de. de. Fig b $r = 11000$ kg

eller:

For Kæder uden Stivere:

$$P = 13300\, d^2$$

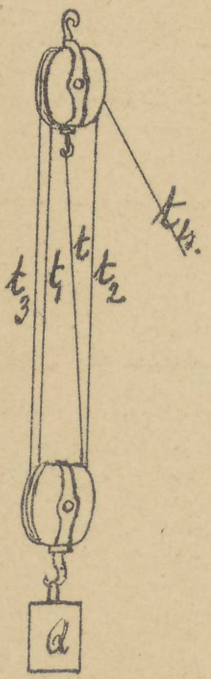
For Kæder med Stivere:

$$P = 17000\, d^2.$$

Kraftabet paa Grund af Gnidningsmodstand og Sejghed er meget stort, hvorfor der maa tages tilbørligt Hensyn hertil ved Beregning af den Kraft, som er nødvendig for at løf-

te en given Byrde.

Exempel 1. Et Tridseværk bestaar af 2 Blokke, en fast og en løs, hver med 2 Skiver, og et Hampetøi som gaar over dem alle. Der spørges: hvor stor Kraft der skal virke i Tougets frie Ende for at løfte en given Byrde Q. Skivernes Radier lig R, Radius af Hullet i Skiverne lig r.



Hvis der ingen Gnidningsmodstand var, vilde Spændingerne t, t_1, t_2 .... t_4 være lige store, men paa Grund af Gnidningsmodstanden vil $t_4 > t_3 > t_2 > t_1 > t$.

Tridsen, til hvilken Tørterne t og t_1 stöde, giver en Tapgnidningsmodstand $= f(t + t_1)$ eller reduceret paa Touget $= f(t + t_1)\frac{r}{R}$.

Her er oftest $f = 0{,}15$ og da tilmed t og t_1 kun ere lidt forskjellige, kan man uden stor Feil erstatte dette Udtryk ved $0{,}3\,t\frac{r}{R}$.

Böiningsmodstanden kan fremstilles ved:

$$\frac{\delta^2}{R} \cdot 0{,}54\,t$$

hvor δ er Tougtykkelsen.

Nu findes: $t_1 = t + (0{,}3r + 0{,}54\,\delta^2)\frac{t}{R}$.

Størrelsen: $\frac{0,3r+0,54\delta^2}{R}$ er fælles for alle Skiverne; betegnes denne ved a, faas:

$$t_1 = t(1+a)$$
$$t_2 = t_1(1+a) = t(1+a)^2$$
$$t_3 = t_2(1+a) = t(1+a)^3$$
$$t_4 = t_3(1+a) = t(1+a)^4$$

Tilmed skal $t+t_1+t_2+t_3 = Q$, hvoraf:

$$Q = \left[1+(1+a)+(1+a)^2+(1+a)^3\right]t = \frac{(1+a)^4-1}{a}$$

eller:

$$t = \frac{aQ}{(1+a)^4-1}$$

og Kraften

$$t_4 = \frac{a(1+a)^4}{(1+a)^4-1}\,Q.$$

Er f. Ex. $\delta = 1''$, $r = \frac{1}{2}''$, $R = 4\frac{1}{2}''$, bliver $a = 0,53$ og:

$$t_4 = 0,35\,Q$$

medens man ved ikke at tage Hensyn til Gnidningsmodstanden, vilde have fundet:

$$t_4 = 0,25\,Q.$$

Exempel 2. Samme Tridseværk med samme Byrde foreligger; der spørges: hvor stor Kraft t_4', der udfordres for netop at hindre Byrden i at synke ned.

I dette Tilfælde er t_4' den mindste Spænding, t den største, ved lignende Betragtning som ovenfor findes:

$$t_3' = (1+a)\,t_4'$$
$$t_2' = (1+a)^2\,t_4'$$
$$t_1' = (1+a)^3\,t_4'$$
$$t = (1+a)^4\,t_4'$$

$$Q = t_4'(1+a)\left[1+(1+a)+(1+a)^2+(1+a)^3\right]$$
$$= \frac{(1+a)\left[(1+a)^4-1\right]}{a}\,t_4'$$

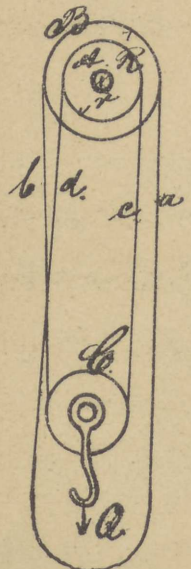
og

$$t_4' = \frac{Q\,a}{(1+a)\left((1+a)^4-1\right)}$$

Sammenlignes denne Kraft med t_4 i forrige Exempel, faas:

$$t_4 = (1+a)^5\,t_4' = 2{,}037\,t_4'$$

eller: den Kraft, som behöves for at hindre Byrden i at synke, er i det betragtede Tilfalde kun halv saa stor, som den, der fordres til Löftning deraf.



Et eiendommeligt Tridsevaerk er Differenstridsevaerket, opfundet af Weston i London 1862. A og B ere Skiver fast forbundne med hinanden (f. Ex. stöbte i eet Stk.), deres Radier ere lidt forskjellige. C er en lös Tridse. En Kjede uden Ende gaar, som vist paa Figuren, over disse Skiver. Byrden Q hænger ved den löse Tridses Axel.

Uddøves et Træk i a vil Bøg b bevæges rundt, idet deres Omkredse have Knaster, der hindre Kjæden i at glide derpaa. Af Parten b vil da en Del opviklés paa B, medens c vil forlænges ved Afvikling fra Skiven C. Nu er imidlertid denne Forlængelse af c mindre end Forkortelsen af b, hvoraf følger, at Byrden Q vil løftes, og naar Radierne R og r kun ere lidt forskjellige, kan denne Løftning blive meget ringe, altsaa en stor Byrde løftes ved en lille Kraft.

Beregningen kan ske paa lignende Maade som i forrige Tilfælde, kun at Leddet $\frac{0,548^2}{R} t$, der angiver Tougets Böiningsmodstand, erstattes af det tilsvarende Udtryk for Kjædens Böining. Man faar da, naar b og c betegne Kræfterne i de tilsvarende Parter:

$$b = (1 + a) c,$$

hvor a har en lignende Betydning som i de foregaaende Exempler. Dernæst vilde man have, hvis der ingen Böiningsmodstand og Tapgnidningsmodstand var:

$$P + c \frac{R_2}{R_1} = b$$

men under Hensyn til disse Modstande:

$$P + c\frac{R_2}{R_1} = (1+a)\,b,$$

men da nu $b = (1+a)\,c$ og desuden $b + c = Q$, faas: $b = \frac{(1+a)\,Q}{2+a}$ og $c = \frac{Q}{2+a}$, hvorved

$$P = \frac{(1+a)^2 - \frac{R_2}{R_1}}{2+a}\,Q.$$

Skal Kraften P netop kunne hindre Bevægelse nedad, haves derimod Ligningerne:

$$b + c = Q\,,\quad b = \frac{c}{1+a}\,,\quad P + c\frac{R_2}{R_1} = \frac{b}{1+a}$$

hvorved:

$$P = \frac{1 - (1+a)^2\frac{R_2}{R_1}}{(2+a)\,(1+a)}\,Q$$

Man ser heraf, at naar:

$$\frac{R_2}{R_1} \geqq \frac{1}{(1+a)^2}\,,\text{ bliver } P \leqq 0,$$

hvoraf følger, at naar Radiernes Forhold bliver tilstrækkeligt nær ved 1, saa vil Byrden ikke kunne synke ned, selv om Kraften ophører at virke. Dette er en stor Fordel ved Differentialsen, som i mange Tilfælde betinger dens Anvendelse i Praxis: Naar man slipper Kjæden, bliver Byrden hængende, vil man føre den ned, sker det ved Træk i Parten d.

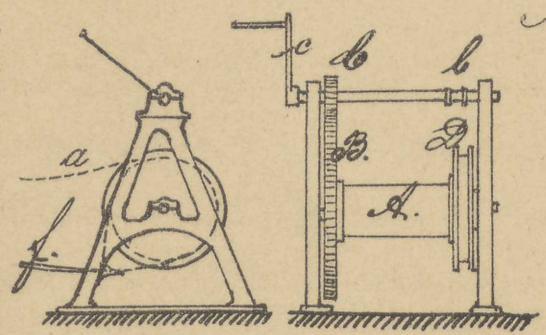
En Mangel ved denne Mekanisme er,

at den bliver upaalidelig ved Slidset. Kjædebedde-
ne slides nemlig alle paa deres indvendige Sider og
Kjæden forlænges, saa at den ikke passer nøiagtigt
over Skivernes Knaster. Den vil da glippe af og give
Stød, som kunne blive farlige.

2. Spil og Vinder.

a. Vinder. Herved forstaas Løftemaskiner, der op-
vikle Ophalingstouget paa en horizontalliggende
Axel, paa hvilken Bevægekraften enten virker direkte
eller ved faa Mellemled. De kunne være Bestand-
dele af andre Løftemaskiner, f. Ex. Kranet.

I figuren viser den saakaldte engelske Vinde. A
er Trommen, a Ophalingstouget. Paa Axlen af

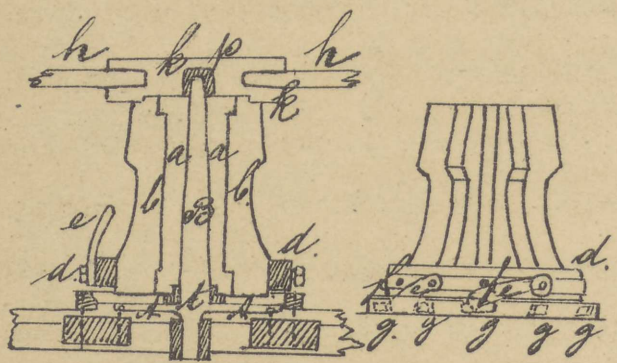


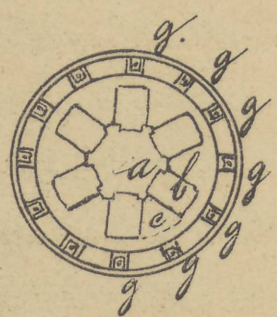
A sidder det store Tandhjul
B, i hvilket Drevet C gri-
ber ind; det bevæges med
Haandsvinget c. Drevets
Axel kan skydes i sin Læng-
den ind og ud af Indgrib-
ning med Hjulet B ved Hjælp af en Talle, der kan
lægges ind i Halsene ved b. Paa Trommens Axel
sidder Skiven D til en Baandbremse, der klemmer om
Skiven, naar Vægtstangen f løftes.

Undertiden er Valsen A forsynet med Kjædegang og paa den eller Drevets Axel anbragt Spærhjul, hvori en Hage kan falde ind for at hindre Tilbagegang af Bevægelsen.

Høiden af Axlen for Over Gulvet skal være 40 Tommer, Tromlen A gjøres hul, naar den er af Støbejern og forsynes med Smedejerns Axel. Tykkelsen af Jernet i Tromlen behøver ikke at være stor.

b. Gangspil. Et saadant bestaar af en vertical Stang ende Stamme med Bomme ud til Siderne, paa hvilke Kraften kan virke til Omdreining. I det et Tong eller en Kjæde opvikles paa Stammens Omkreds, løftes ved dette Middel Byrde eller overvindes Modstand. Figuren viser et Gangspil til et Skib. Et Anker A er nedlagt og fastholdt i Skibsdækket, i Eet med dette Anker er den vertikale Tap B, der forneden





og foroven er omgivet af Bøsninger, som ere befæstede i det omdreiende Spil. Spillet hviler paa denne Tap med Panden p i Overdelen. Paa det midterste sex-kantede Stykke a af Spillet (Stammen) ere Stykkerne b indpassede og bolte de; paa den nederste Del indlægges Klodser c af blødt Træ mellem disse, og springe frem udenfor Omkredsen af Stykkerne b, saa at Tovet eller Kjæden kan lægge sig imod disse Klodser c. Paa Stykkerne b er forneden fastgjort en Ring d, paa hvilken sidde Bolte, der bære Sparhager eller Pale e, f. Ex. 6 Stykker paa Omkredsen af d. Naar Palene ikke skulle bruges, løftes de op, og en Bolt stikkes ind under Enden af dem i Huller, som f. Palene kunne, naar de ere løsladte, falde ned med Enden mod Vorterne g i en Talje, der er fastboltet i Skibsdækket. I Kronen k af Spillet ere Huller anbragte paa Omkredsen, der kunne optage Spilbommene h, hvis Antal er forskjelligt, 8-12.

Ophalingstouget vikles, som oftest i 3 Omgange, om Spillets nederste Del, og Formen af Stykkerne b er beregnet paa, at naar Touget eller Kjædens paaløbende Part ligger nederst, saa skulle alle tre Omviklinger let kunne drives opad og holdes paa et be-

siemt Sted af Stammen.

Spillet kan ogsaa gjöres af Stöbejern. Man anvender ofte langt simplere Former af Gangspil. Undertiden har man i store Skibe Spil i 2 Etager, det ene lige over det andet, saaledes at de kunne kobles sammen, naar man vil anvende dem samlede til en fælles Löftning.

Gangspillene anvendes ofte i Forbindelse med sammensatte Trædsevarker, i saa Fald er det Trædsevarkets Ophalingstöug, der vikles om kving Spillet.

3. Kraner.

Herved forstaas Opstillinger, der paa saadan Maade ere forbundne med Ender og Trædsevarker, at de ere skikkede til begvemt at kunne löfte en Byrde gjennem en större Höide, og som oftest tillige til at flytte den löftede Byrde et Stykke i vandret Retning, saa at den kan medfires paa et andet Sted end det, hvorfra den er löftet.

Kranerne kunne inddeles i 2 Hovedafdelinger:

a) faststaaende Kraner.
b) transportable Kraner.

a. Faststaaende Kraner. Disse gives mange forskjellige Former, efter det Sted, paa hvilket de

skulle anbringes, og efter det Arbeide, som de ere bestemte til at udrette. De kunne inddeles i følgende Klasser:

α) Faste Udlæggere, Treben, Mastekraner o. dsl., der enten slet ikke kunne flytte Byrden i vandret Retning eller dog kun i en eneste bestemt Vertikalplan.

β) Dreielige Kraner, der kunne svinges om en lodret Axe; de kunne løfte og sænke Byrde fra og til et hvilketsomhelst Punkt i en Cirkelperiferi under-tiden fra og til et hvilketsomhelst Punkt i et ringformigt Areal, begrændset af 2 koncentriske Cirkler

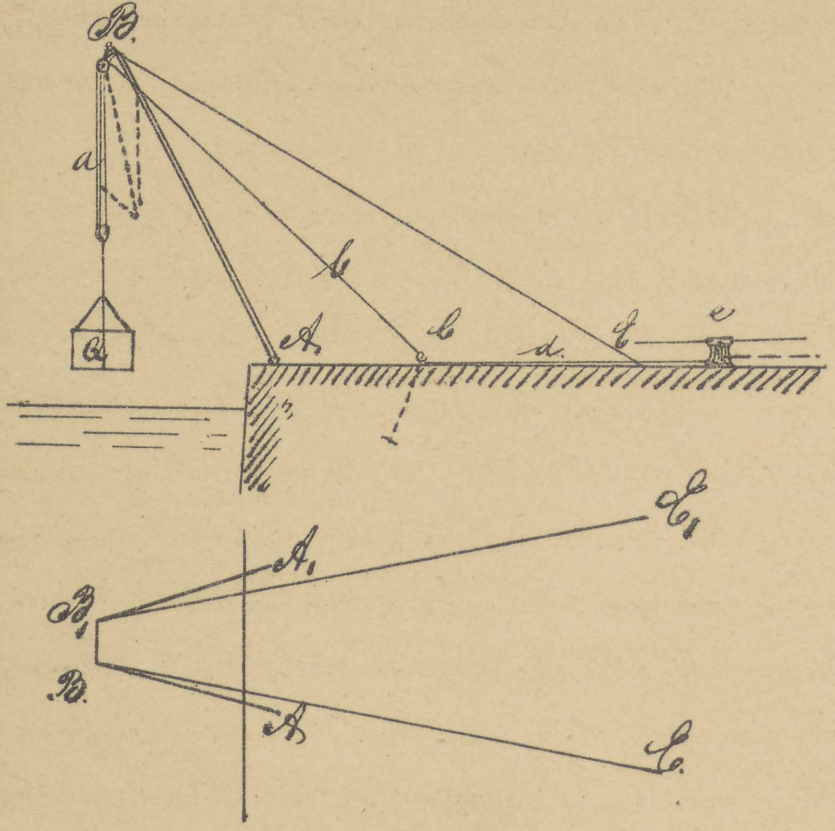
γ) Tvillekraner eller Kjørekraner, der beherske et rektangulært Areal.

a. Faststaaende Kraner.

α) Faste Udlæggere, Mastekraner o. dsl.

Figuren næste Side viser en Udlægger anbragt paa en Kai. $A\,B\,A_1\,B_1$ ere stærke Bjælker, der foroven ere forbundne med en horizontal Bom $B\,B_1$, hvorfra Jernbaandene $B\,E\,B_1\,E$ udgaa, og ere forankrede paa solid Maade, saa at de sikkre Stillingen af Udlæggerbjælkerne $A\,B$ og $A_1\,B_1$. I Rommen $B\,B_1$ ophænges et

sammensat Fridsværk a, som skal tjene til at löfte en Byrde Q lodret i vejret, f. Ex en Damp-kjedel, der löftes af en Pram forsiden at sænkes paa sin Plads i et Dampskib. Ophalings-tauget föres om en Fridse C, en saakal-



det Fodblok, der ligeledes maa forankres i Grunden, og den fra samme förende Part d gaar om Gangspillet e.

Kræfterne, der paavirke de enkelte Stykker, lade sig let bestemme, naar Kranens Form og Byrdens Störrelse kjendes. I B (se lodret Projektion) virke 2 Kræfter, Q samt Trækket i Tauet BC. Disse sammensættes til en Resultant, som opløses i 2 Komposanter, den ene i Planen AB, den anden i Planen BC. Den förste opløses atter efter Eldragger-bjælkernes Ret-

ninger, den anden efter Baandenes. Det vil let ses, at saalænge Byrden B's Projektion falder uden for A, som paa Figuren, saa vil Eldlaggerbjælkerne sammentrykkes, Baandene strækkes.

Mastekraner adskille sig fra de faste Eldlaggere derved, at de ere bevægelige, idet Eldlaggerbjælkerne ere dreielige om Sporene A A,, saa at Byrden kan bevæges henimod A, endog forbi dette Punkt, og nedlades mellem Punkterne A og C. Dette medfører imidlertid en væsentlig Forandring i Kranens Bygning, idet Baandene maa erstattes ved stive Stötter, da de for visse Stillinger af Kranen paavirkes til Sammentrykning. Almindelig bruges kun en Stötte i Baandenes Sted, denne lægges da i Kranens Symmetriplan; den er ved B leddet til Eldlaggerbjælkerne, og dens nederste Ende bærer en Stötteskrue, anbragt om en Skrue, der paa saadan Maade er fastgjort i Fundamentet, at den vel kan dreie sig om sin Axe, men ikke forskydes efter Længden. Ved denne Skrues Omdreining flyttes Byrden frem og tilbage i Kranens Symmetriplan. Disse Kraner bruges mest til Løftning af meget store Byrder, og bevæges da ofte ved Dampkraft. Kraf-

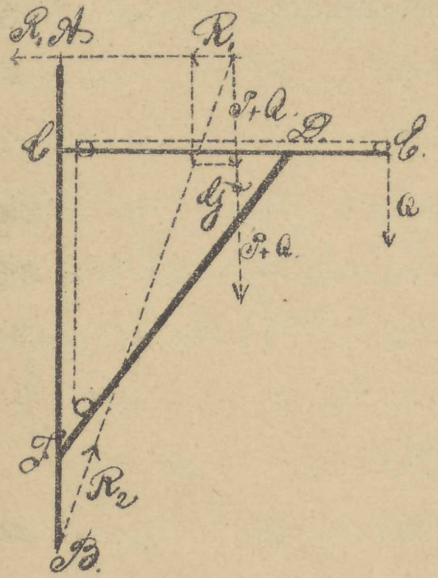
ne, der paavirke Kranens Dele, bestemmes dog som før; Eidlæggerbjælkerne faa deres største Paavirkning, naar Byrden er ført saa langt ud fra Understøttets punkterne som muligt; tillige vil den bageste Bjælke blive paavirket saa stærkt som muligt til Strækning: imidlertid maa man ogsaa kjende den største Sammentrykning, som faas, naar Kranen staar i sin modsatte Yderstilling. Ofte gjøres alle 3 Ben af Smedejernsplader, sammennittede med Vinkeljern til et firkantet Rør.

3. Dreielige Kraner.

Naar en saadan Kran er bestemt til at staa i et lukket Rum i en Bygning, f. Ex et Jernstøberi, understøttes den saavel forneden ved Gulvet som foroven ved Loftet, hvorimod en Kran, bestemt til at opstilles i det Fri, kun kan støttes nedenfra.

I Fig a, næste Side, viser en Kran, støttet baade foroven og forneden. Den er tænkt bygget af Træ, hvilket er det almindeligste. A Ben Stammen, C. Eidlæggeren og B Den skraastivet. Byrden kan enten være ophængt ved C, eller den kan være ophængt ved en Vogn, som føres frem og tilbage paa Eidlæggeren. I begge Tilfælde vil den største Paavirkning af Kranens Dele faas, naar den største Byrde er

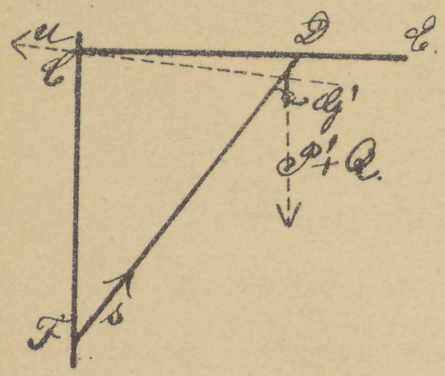
ophængt ved C c: i den størst mulige Afstand fra Stammen. Kjæden er paa Figuren angivet at gaa parallelt med Udlæggeren hen til Stammen og derpaa parallelt med denne ned til Fremlen, om hvilken den vikles. Kræfterne, der paavirke Kranens Stykker, bestemmes paa følgende Maade.



Tapperne A og Byde Reaktionerne R_1 (vandret) og R_2. Foruden disse 2 ydre Kræfter paavirkes Kranen endnu kun af en eneste ydre Kraft, nemlig Vægten P+Q af Kran og Byrde tilsammen virkende i G. Retningen af de 2 af dem, R_1 og P+Q samt Størrelsen af den ene P+Q, kjendes, man kan da let bestemme Størrelsen af R_1, samt Størrelse og Retning af R_2, idet alle 3 Kræfter maa skjære hinanden i et Punkt, og Resultanten af de 2 af dem være lig og modsat den 3die.

Dernæst bestemmes Kræfterne i Stiver og Udlægger. Forbindelserne ved F, D og C betragtes som leddede, Stiveren kan da kun paavirkes efter sin Længderetning. Reaktionen fra Punktet F maa

altsaa have denne Retning. Betegner endvidere u Reaktionen fra C, P' Vægten af Stiver + Udlægger samt



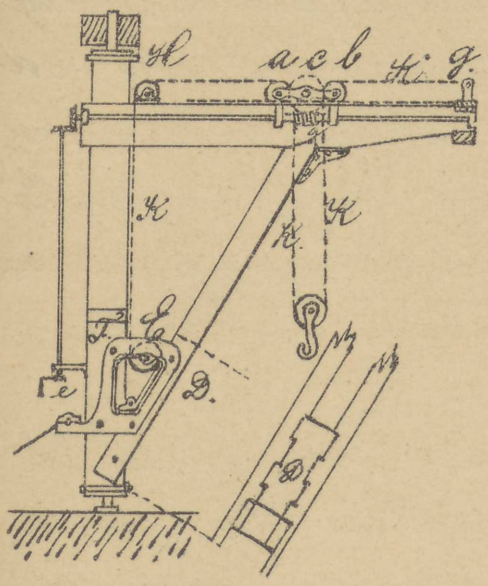
G' det fælles Tyngdepunkt for P' og Q, haves atter her 3 Kræfter s, u og P'+Q, der skulle holde hinanden i Ligevægt, og af hvilke P'+Q er fuldstændig bekjendt samt Retningen af s. Problemet kan da löses ligesom för.

Da man nu kjender de Kræfter, der virke i Punkterne A, B, C, D, E og F kunne Paavirkningerne af de enkelte Stykker i Kranen beregnes. Dog er der ikke taget Hensyn til Spændingen i Kjædestykkerne CE og CF. Denne Spænding bevirker en Sammentrykning af Udlæggeren og af den midterste Del af Stammen, som bliver at addere til den övrige Paavirkning.

Kranerne kunne med Hensyn til deres Enkelthe der indrettes forskjelligt; Fig. næste Side viser en Maade, hvorpaa det kan ske. Stammen er dannet af et enkelt Stykke kvadratisk Tömmer, Tapperne befæstede dertil paa den Pag 18 angivne Maade

Udlæggeren, og som Tölge deraf ogaa Stiveren,

bestaar af 2 à 3 Stykker, i saa stor Afstand indbyrdes, at Kjæden kan gaa frit med imellem dem. Forbindelsen mellem de enkelte Stykker maa ske paa en solid Maade. Er Skibsjernsstykker, et paa hver Side af Stammen, bestemte til at indeholde Leier for Tromlen og for de nødvendige Axler. Til disse Stykkers Befæstelse maa der paafores Tværstykker i paa Stammen, af en saadan Tykkelse, at deres Overflader komme i Plan med Stivernes. Endelig ere Stiverne selv indbyrdes forbundne med et Tværstykke D.



Byrdens Ophængning er vist paa den Maade, at Kjæden Ker befæstet ved G, gaar om en Skive b paa en Vogn, der kan kjøres frem og tilbage paa Udlægger-en, derfra om en lös Skive, atter op om en Skive a paa Vognen, endelig over Riven H og Tromlen i C. Herved er opnaaet, at Byrden hverken hæves eller sænkes ved Vognens Bevægelse, som derfor ikke vil fordre mere Kraft, end hvad Gnidningsmodstanden bruger.

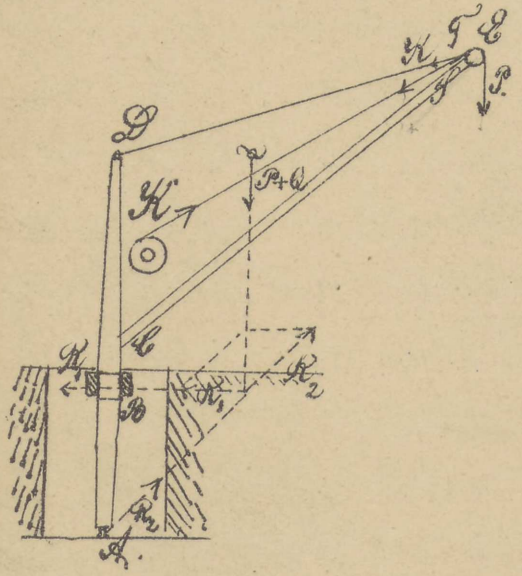
den ivarksættes ved Svinget c, der omdreier en staa-
ende Axel og en horizontal Axel langs Udlaggeren. Den
ne sidste har kvadratisk Tværsnit; dens Bevægelse med-
deles til Skiven g, der kan glide langs den horizontale Axel
idet den er tvungen til at følge med Vognen; denne Skive
indgriber i Hjulet c, hvis Axel har sine Leier paa Vog-
nen, og endvidere bærer et Tandhjul, indgribende i en
Tandstang paa Udlaggeren.

Ofte bruges en anden Maade at bevæge Vog-
nen paa, nemlig ved en Kjæde uden Ende, befæstet til
Vognen, gaaende om en Skive ved G, derfra til en Trom-
le ved H og herfra atter til Vognen. Den ved H an-
bragte Tromle indrettes da til at dreies nedenfra ved et
Sving, Vognen kan derved trækkes frem og tilbage, dog er
dens Stilling ikke saa sikker som ved den ovenfor an-
givne Konstruktion.

Spærhjul og Spærhage anvendes til at hindre
Byrdens Tilbagegang. Dog nøies man ofte med at
lade en Spærhage af passende Form indgribe i
Tænderne paa et af Spillets Hjul (ikke Drev). Ha-
gen er sædvanligvis symmetrisk om sin Midtlinie,
saa at den kan slaas om og indgribe til modsat
Side, naar Spillet dreies den modsatte Vei.

2) Kraner, der kun støttes nedenfra, maa befæstes til et solidt Fundament af en saadan Størrelse og Vægt, at det kan hindre en Kantring af Kranen helst saaledes, at det Moment, hvormed det modsætter sig Kantring, er $\frac{7}{5}$ Gange det, hvormed Kranen + største Byrde virker til Kantring.

Er Fundamentet dybere end Grundvandets Overflade, maa der tages Hensyn til den Opdrift, som derved paavirker det. De vigtigste Former skulle omtales særskilt.



Figuren viser en Kran med bevægelig Stamme. Fundamentet har en Fordybning, paa Bunden af hvilken er anbragt et Led A for Stammen, som desuden støttes ved Halsleiet B. CE er Uldlaggeren, DE Trækbånd. Konstruktionen bruges mest til mindre Kraner, Uldlaggeren bestaar da kun af en enkelt Stötte, medens der derimod er 2 Trækbaand, hvis Afstand er størst ved D, hvorfra de konvergere op mod E.

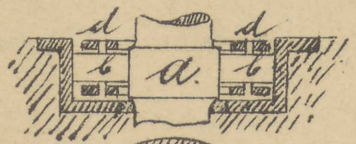
Kræfterne findes i Udlægger og Trækbaand ved fra Punktet E at afsætte en Kraft lig Summen af største Byrde og den halve Vægt af Udlægger og Trækbaand, sammensætte den med Ophængningen K og opløse den fundne Resultant i Komposanterne S og T. Den første angiver Sammentrykningen i Udlæggeren, den sidste opløses atter efter Baandenes Retninger.

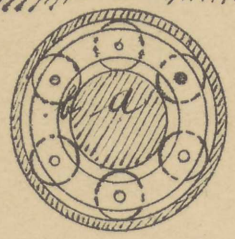
Reaktionerne R_1 og R_2 findes ved at betragte Kranen med den største Byrde som et frit Legeme, paavirket af de Kræfter: Vægten P+Q af Kran og Byrde, virkende i det fælles Tyngdepunkt, den vandrette Kraft R_1 og Kraften R_2, hvis Retning er ubekjendt. I det disse Kræfter skulle holde hinanden i Ligevægt faas R_1 og R_2 bestemte.

Stammens Paavirkninger P, K, S, R_1 og R_2 ere nu bekjendte; man vil se at den bøies, nedens samtidig den øverste Del, DC strakkes, den nederste, AC sammentrykkes.

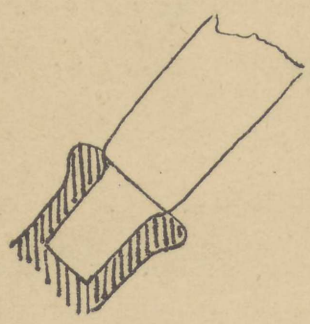
Med Hensyn til Enkelthederne mærkes: Halsleddet ved B kommer til at slutte om en temmelig tyk Del af Stammen, det gives da den i Figuren næste Side viste Indretning, hvor a er den afdrei-

ede Hals paa Stammen, bb Ruller, mod hvilke den hviler, og hvis indbyrdes Afstande holdes konstante ved Ringene dd, hvori deres Tapper hvile.





Udlæggeren forsynes, naar den er af Træ, med en Stöbejærns Sko forneden se Figuren, ved hvilken den befæstes til Stammen. Foroven anbringes en lignende Sko til at optage Trækbaandene og Kjædeskiven.



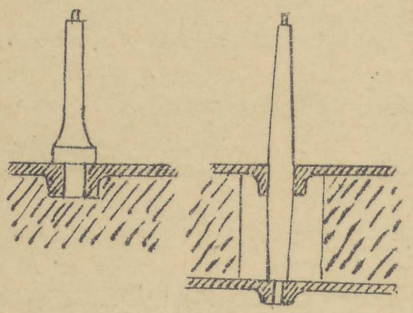
Spillet anbringes mellem 2 parallele Stativer, fastgjorte til Stammen.

Kranens Svingning om sin lodrette Axe sker ved Tryk paa Haandsvingene eller ved et Toug i Udlæggeren.

Udlægger og Trækbaand erstattes undertiden af en krum Bjælke; en Kran af denne Konstruktion findes paa Toldboden ved Enden af vestindisk Pakhus.

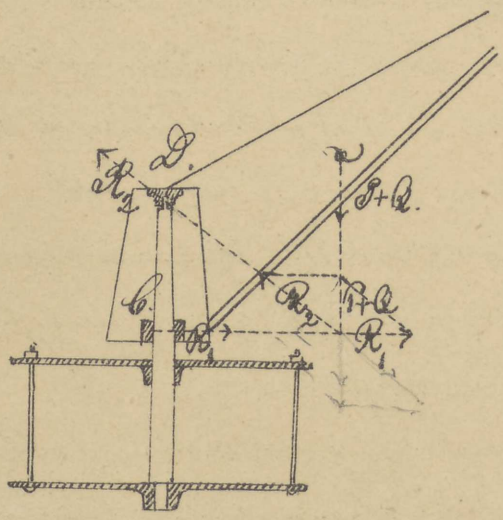
Kraner med faststaaende Stamme. Stammen maa være saa solidt fastgjort i Fundamentet, at

den kan betragtes som indspændt ved dettes Overflade. Dette kan enten ske ved at befæste den i et stærkt Nav paa en Støbejernsplade, der hviler paa Fundamentet, og forbindes dermed ved Ankerbolte se hosstaaende Figurer.



Den bevægelige Del af Kranen kan dels ophænges saaledes, at dens Vægt hviler udelukkende paa en Tap i Stammens øverste Ende, dels saaledes, at en væsentlig Del af Vægten direkte optages af Fundamentet.

Nedenstaaende Figur viser en Kran, ved hvilken det hele lodrette Tryk overføres til Stammens Top.



Denne Konstruktion anvendes ogsaa ved meget store Kraner. Stammen har foroven en Tap D til at modtage Trykket, desforuden styres den bevægelige Del af Kranen ved et Halsbånd G. Reaktionerne R_1 og R_2 findes paa sædvanlig Maade;

Tryk og Træk i Udlægger og Trækbaand ligeledes.

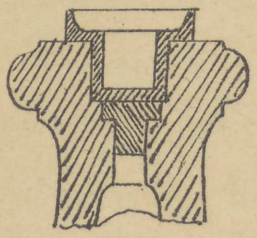
Stammen vil dels bóies, dels sammentrykkes. Hvis dennes Befæstelse sker i en enkelt Plade ovenpaa Fundamentet, saa vil dennes Nav anstrænges stærkt paa Grund af den bóiende Virkning paa Stammen. Navet gjóres derfor langt, mindst 2 Gange Stammens Tykkelse og forsynes med stærke paastóbte Ribber. Haves derimod 2 Plader, kan denne Paavirkning formindskes betydeligt ved at foróge Afstanden mellem dem.

En Modifikation af disse Kraner er angivet af Fairbairn: Udlægger og Trækbaand erstattes af en krummet rórformig Bjælke, sammennittet af Smedejærnsplader og Vinkeljærn og indeni denne gaar Ophalingskjæden ned til Tromlen. Beregningen af denne Udlæggers Styrke sker ved at betragte forskjellige Tværsnit deraf, for hvert af disse bestemme det bóiende Moment, den sammentrykkende og den forskydende Kraft og derved finde den stórste Fiberpaavirkning.

Stammens Paavirkning bestemmes selvfölgelig ganske som ved den almindelige Form af Udlæggere.

med Hensyn til Enkeltheder maerkes: Stammen gjö-
res oftest af Støbejærn, hul og iövrigt beregnet efter
de virkende Tryk. Befæstes den i en Fundament-
plade, gives den et Bryst til Anlæg ovenpaa den-
ne; er der 2 Plader, da anbringes Brystet ved den
nederste. Tillige lades i dette Tilfælde et Rum
aabent i Murværket uden om Stammen, saa at
den ved en eventuel Reparation kan optages af
Fundamentet.

Tappen ved D, anbragt paa Stammen, har
den Ulempe, at Smörelsen hurtigt lö-
ber bort og derfor ofte maa fornys. Bed-
re er det at anbringe en Tap i den be-
vægelige Del af Kranen og et Leie
paa Enden af Stammen, som nedst. Figur viser.



Stammens Gjæreaabning maa da helst lukkes
med en indpasset Prop, for fuldstændigt at under-
stötte Bunden af Leiet.

Halsleiet C kan gjöres som forhen angivet eller
med 2 Ruller, hvis Tapper sidde i det bevægelige
Stativ og som trykke imod Stammen.

Stativet bestaar af 2 Støbejærnsplader, der
indeholde Leier for Tromle og Aksler, og som ere

forbundne foroven ved et Tværstykke, som bærer Tappen, forneden ved et lignende, der bærer Leiet C.

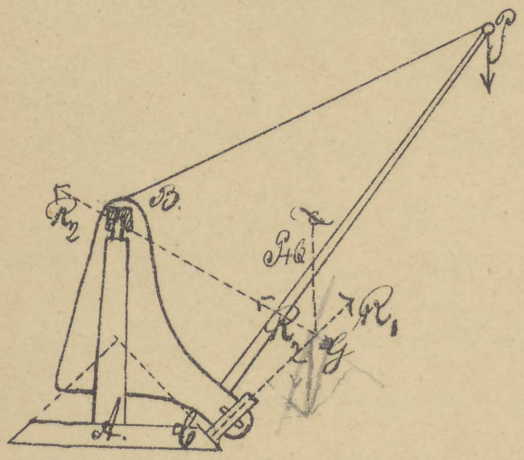
Ved større Kraner anbringes en horizontal Plade paa Stativerne; paa denne staa de Mænd, der betjene Kranen, de følge da med, naar denne svinges rundt.

Svingningen af Kranen sker i saa Tilfælde ved Tandhjulsindgribning. En Tandkrands er anbragt fast ovenpaa Fundamentet, i denne griber et Drev med lodret Axe, dettes Axel understøttes i Leier paa det bevægelige Kranlegeme, oftest bagtil, c: modsat Udlæggeren og kan omdreies, enten direkte ved et Haandsving eller ved et Par koniske Hjul fra en vandret Axel, hvorpaa Haandsvinget anbringes.

Ophalingskjædens skraa Part maa ved alle større Kraner støttes ved Ruller, der f. Ex kunne være fastgjorte ved Trækbaandene. Disse maa selv støttes imod Udlæggerne ved stive Stænger, anbragte paa passende Steder. Befæstelsen af disse Stænger bør ske uden at svække Baand og Stivere, f. Ex ved at lade dem gribe deromkring og spænde dem fast dertil.

Figuren næste Side viser en Kran, fra hvil=

Kan en Del af Trykket overføres direkte til Fundamentet. Stammen er fastgjort paa en af de omtalte Skaader, og den bevægelige Del af Kranen hviler paa en Tap ved B og desforuden paa en eller flere koniske Ruller, som have deres Axler befæstede i det drejelige Stativ og som støtte mod en Keglefladе, der ligger paa Fundamentet, koncentrisk med Stammen. Keglefladen udøver en Reaktion mod Rullen (eller Rullerne), som staar lodret paa Fremdringerne, og denne Reaktion kan opløses i en vandret og en lodret Kraft, hvilken sidste vil formindske Trykket i B.



Paavirkningen varierer med Keglefladens Form. Jo større den faste Kegles Topvinkel er, desto større Part af det lodrette Tryk vil den optage og desto mindre bliver Vertikaltrykket i B, men det kan hænde, at Vertikaltrykket i B ved en vis Størrelse af Topvinklen bliver negativt d: der kommer en Bestræbelse til at løfte Kranen op af Tappen, hvorved der bliver Fare for dens Stabilitet.

Trykkene i B og C Kranens drejelige Del kan betragtes som et frit Legeme, paavirket af Kræfterne: P + Q i det fælles Tyngdepunkt for Kran og Byrde, Reaktionen R_1 i C lodret paa Kegleafrembringerne og R_2 i B. Disse Kræfter skulle skjære hinanden i et Punkt G, hvorved R_2's Retning bestemmes, og Resultanten af R_1 og R_2 skal være lig og modsat P + Q, hvorved Størrelsen af R_1 og R_2 bestemmes.

Man ser, at naar G falder lavere end B, vil R_2 faa Retning skraat opad, d: Stammen skal, foruden en horizontal Reaktion udøve en Verticalreaktion imod B, nedenfra opefter. Dette vil altid være muligt, Kranen er da stabil i dette Tilfælde.

Falder derimod G høiere end B, faar R_2 Retningen skraat nedefter, d: der fordres, at Stammen foruden en horizontal Reaktion skal udvikle en Vertikalreaktion ovenfra nedad mod Punktet B, hvilket er umuligt ved en saadan Konstruktion, som den vi her betragte, følgelig vil Kranen ikke være i Hvile i dette Tilfælde.

Punktet G kan af 2 Grunde rykke tilveirs, nemlig: 1 ved Forøgelse af Keglens Toppvinkel, hvorved Linien CG faar en mere steil Retning, og 2 ved

en Forøgelse af den i Kranen hængende Byrde, hvorved Tyngdepunktet af Kran + Byrde rykker bort fra Kranens Axe og Punktet G glider opad C.G.

Man indser da, at en Kran kan være stabil for en lille Byrde, men blive instabil, naar Byrden forøges.

Ved denne Slags Kraner maa man da sørge for, at gjøre Keglens Topvinkel saa lille, at man, selv i Tilfælde af, at Kranen er belastet med den største Byrde, dog faar G lavere end B. Herved er da ogsaa Retningen af Rullens Axe bestemt.

Vil man imidlertid forud bestemme Rullens Stilling, f. Ex med dens Plan efter Udlæggerens Retning, saa maa man anbringe endnu en tredie Understøtning, f. Ex. et Halsleie om Kammen. Man faar da 3 Reaktioner R_1, R_2 og R_3 og kan da opstille den Betingelse, at R_2 i B skal være horizontal. De 2 enkelte vertikale Kræfter P + Q og R_1's vertikale Komposant skulle da være ligestore og modsatte, hvorved R_1 selv er bestemt, da dens Retning kjendes.

Da endvidere den algebraiske Sum af de vandrette Kræfter skal være lig 0 og Summen af Momenterne, f. Ex. med Hensyn til C = 0, haves 2

Ligninger til R_2 og R_3.

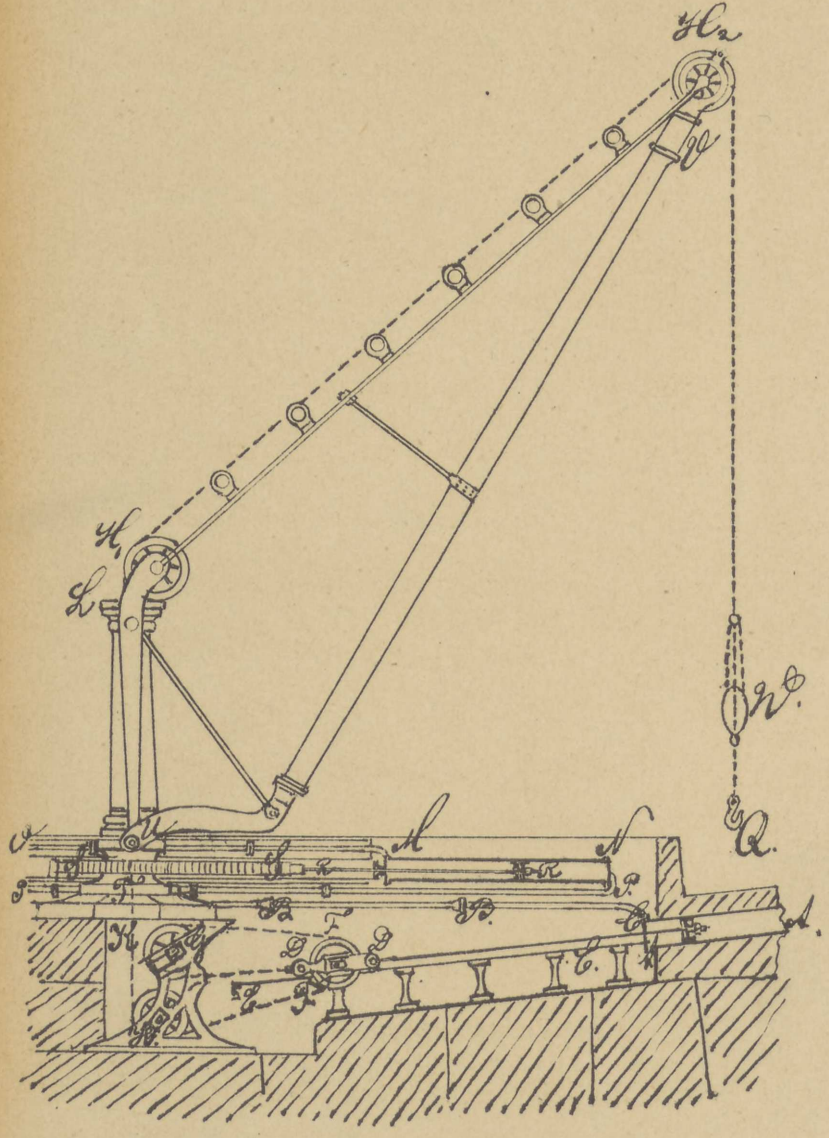
Der er ikke taget Hensyn til Gnidningsmodstanden, som virker til at hindre Rullen i at glide op og ned ad Reglefladen. Denne Gnidningsmodstand bevirker, at R_1 ikke behöver at staa lodret paa Reglefrembringerne, men kan afvige fra denne Stilling en Vinkel lig Gnidningsvinklen til den ene eller til anden Side, hvorved G kan komme lidt over Horizontalen gjennem B för Kantring af Kranen indtræder.

Denne Gnidningsmodstand bör imidlertid ikke tages i Betragtning ved denne Beregning. Tages den med opnaas kun en ringe Fordel, men hvis da det Tilfælde indtraadte, at Gnidningsmodstanden blev mindre end beregnet, vilde derved afstedkommes meget stor Skade. Det er derfor bedst, straax at sætte Gnidningskoefficienten lig Nul.

Men Hensyn til Enkelthederne gjælde væsentligt de samme Regler som for de övrige Kraner.

Det er hidtil forudsat, at Kranen bevæges ved Haandkraft; det kan vel ogsaa betragtes som det almindeligste, dog benyttes ogsaa undertiden Elementarkraft. Indretningen bliver dog i Hovedsagen ufor andret.

204. Hydrauliske Kraner. Figuren fremstiller en hydrau-
lisk Kran, konstrueret af Armstrong. Omkring den hu-
le faste Söile KL
dreier sig Udlæg-
geren UV, der bæ-
rer de 2 Tridser
H_1 og H_2, som tje-
ne til at före Kjæ-
den nöiagtig gjen-
nem KL's Axe.
I den frie Ende
af Kjæden findes
en Krog til Byr-
dens Anbringel-
se samt en Kon-
travægt W. Kjæ-
den er fört om
Tridserne H, F
og G og befæstet
til Vognen DD,
der bærer den



löse Tridse F. Vognen er fastgjort til Stempelstangen
i Stemplet i Cylinder A, saa at naar Stemplet gaar

til höire trækkes Vognen opad Skraaplanen E.E. Byr-
den tilbagelægger en Vei, der er 3 Gange Stemplets Van-
dring. Vognens tilbagegaaende Bevægelse sker ved
dens Egenvægt paa Skraaplanen E.E., hvorved Kjæden
holdes stram ved Kontravægten W. Cylindren A er
enkeltvirkende. Til at dreie Udlæggeren tjener der-
imod en dobbeltvirkende Cylinder M.N. Med Stem-
pelstangen R er forbundet en Tandstang S, der griber
ind i et Tandhjul, som er fastgjort paa Udlæggeren
og da Stemplet kan virke i begge Retninger vil altsaa
Udlæggeren kunne dreies rundt i begge Retninger

Kranens Manövrering sker ved Glidere, bevæ-
gelige ved Haandkraft. I Fig a er Mekanismen
vist for Cylindren A, i Fig
b er den fremstillet for Cy-
lindren M.N. I den Stilling,
som Glideren S indtager i
Fig a faar Vandet Ad-
gang gjennem Röret B
til Cylindren, saa at Byr-
den hæves. Bringes Glide-
ren i Stillingen S, saa finder Vandet i Cylindren
Afløb gjennem Hulningen i Glideren til Aflöbsröret

Fig a.

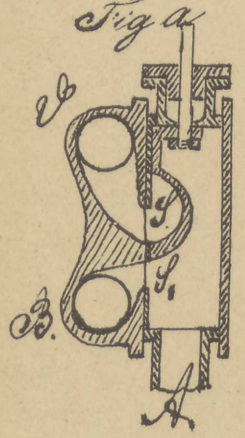
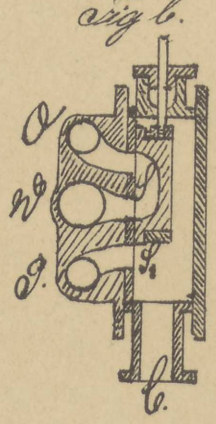


Fig b.



E. Skal en Byrde sænkes saa kan man ved at begrænse Aabningen G, regulere Bevægelsen saaledes at ingen Bremse er nødvendig. Det er heller ikke nødvendigt for at holde Byrden i en eller anden Høide at anbringe Stopapparater, man behöver nemlig blot at forskyde Gliderен til Midtstillingen, i hvilken netop Aabningen G er dækket, hvorved Cylindren hverken staar i Forbindelse med A eller D.

Styringen til den dobbeltvirkende Cylinder, der tjener til Kranens Omdreining er let at forstaa af Fig 6. Vandet træder ind ved C og føres bort ved B, medens Røret P staar i Forbindelse med Cylindren foran Stemplet og Røret O bag Stemplet.

Bevægelsen af Gliderne fordrer betydelig Kraft, idet der skal overvindes en stor Gnidningsmodstand, hidrørende fra Vandtrykket paa Gliderens Bagside.

Dampkraft kan ligeledes anvendes og det paa flere Maader: enten kan Dampkjedel og Dampmaskine anbringes i nogen Afstand fra Kranen, en Axel ledes hen dertil, og dennes Bevægelse meddeles ved koniske Hjul til en lodret Axel, anbragt koncentrisk i den hule Kranstamme; fra denne Axel forplantes atter Bevægelsen til Kranens Ende.

eller. Dampmaskinen kan anbringes paa Kranen selv, dreielig med denne, medens Kjedlen ligger fast noget borte, og sender et vel indpakket Damprör hen dertil, op gjennem den hule Stamme, og derfra til Maskinen.

Endelig kan baade Dampmaskine og Kjedel anbringes paa Kranen, saaledes at de ere dreielige med denne; Kjedlen anbringes da saaledes, at den kan tjene som Modvægt mod den i Kranen hængende Byrde.

γ.) Trillekraner. Disse bestaa af et Spil, anbragt paa en hói Opstilling, paa hvilken det kan bevæges i 2 paa hinanden lodrette Retninger, saa at det kan löfte Last fra et hvilketsomhelst Punkt af et rektangulært Rum. Spillet hviler paa 4 Hjul, hvorved det kan kjöre frem og tilbage paa 2 parallele horizontale Vanger, der oftest ere dannede som armerede Bjælker. Disse Vanger kunne selv bevæges, idet de bæres af Hjul, der kunne kjöres frem og tilbage paa Skinner. Skinnerne ere anbragte i en tilstrækkelig Höide over Jorden; staar Kranen i det Fri, hvile de oftest paa en Tömmeropstilling; staar den i en Bygning, kunne de hvile paa Bygningens Mure eller paa Bjælker, der udgjöre Dele af selve Byg-

ningen.

Løftning af Byrder saavelsom Bevægelse af Kranen paa Tangerne sker oftest ved Haandsving, anbragte paa selve Spillet, som dreies af en eller flere Arbeidere, der staa paa et Gulv, anbragt uden om Spillet. Bevægelsen af Tangerne lodret paa deres egen Retning, kan enten ske ved Handskab, anbragt ved Enderne deraf, eller ogsaa ved Tølkene paa Spillet. Hvilken Konstruktion, der end valges, maa man sørge for, at begge Ender af Tangerne følges nøiagtigt ad, saa at de ikke kunne komme til at staa skjævt og derved klemme sig fast. Dette opnaas ved at have en Stang langs Tangerne til Forbindelse af Hjælvarerne ved hver Ende af dem.

Ogsaa ved Dampkraft kan saavel Byrdens Løftning som Spillets og Tangernes Bevægelse foretages. Det kan da enten ske ved at anbringe Kjedel og Maskine paa selve Opstillingen eller ogsaa ved at have baade Kjedel og Maskine fastliggende og forplante Bevægelsen til Spillet, f. Ex. ved Traadtouge over Skiver.

6. Transportable Kraner.

Disse ere som oftest smaa dreielige Kraner med faststaaende Stamme af en af de oven-

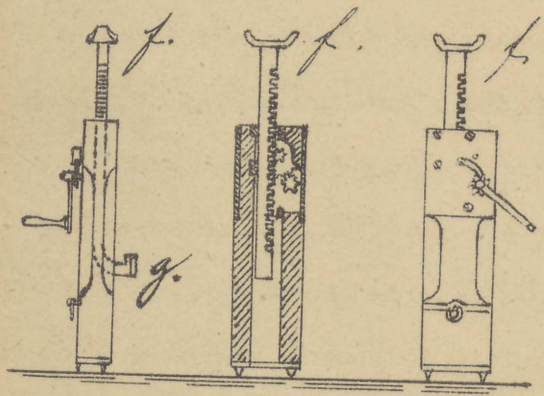
for beskrevne Konstruktioner, kun hvile de ikke paa et Fundament, men paa en Vogn, der kjører paa et Jernbanespor. Den fornødne Stabilitet maa ved disse Kraner tilveiebringes ved en Modvægt, afpasset efter den største Byrde, som Kranen er bestemt til at løfte. De mindre Kraner af denne Slags bevæges ved Haandkraft, de større ved Dampkraft. I sidste Tilfælde anbringes Kjedlen, oftest en oprejststaaende Kjedel, saaledes at dens Vægt virker saa fordelagtigt som muligt til at hindre Kantring formedelst den løftede Byrde.

En anden Art af transportable Kraner, der benyttes ved Havnearbeider og lignende ere svømmende Kraner. De bestaa af en Pram med tilstrækkelig stor Bæreevne, forsynet med en Eddlægger, der enten kan være fast eller bevægelig, ligesom en Mastekran, saa at Byrden kan føres ind over Kranen og nedlades der. Bevægelsen sker enten ved Haandkraft eller ved Dampkraft. Under Løftningen vil den Ende af Prammen, i hvilken Eddlæggeren findes, trykkes ned, medens Bagenden løftes. Prammen bringes da atter til at ligge lige paa Vandet ved Ballast

(f. Ex. Vand i indpumpet i dertil bestemte Kasser) i Bagenden. Under Hensyn hertil maa Rammens Bæreevne bestemmes.

4. Donkrafte. Herved forstaas Apparater til at forelage smaa Löftninger, men med stor Kraft og paa den Maade, at der udöves et Tryk nedenfra opad imod den Gjenstand, der skal löftes. Til Bevægelsen anvendes Haandkraft. De vigtigste Indretninger af disse Maskiner ere följende:

a. Donkraft med Tandstang ere viste i hovedfig.



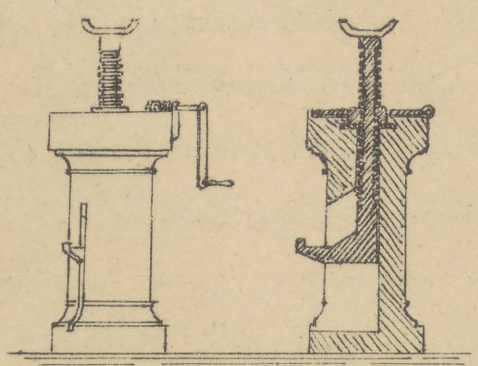
Haandsvinget kan sidde paa Akslen af det Drev, som indgriber i Tandstangen; dette Drev har saa lille et Tandantal som muligt, nemlig 5.

Fig viser en Donkraft med „dobbelt Forlag", der er indskudt en Mellemaksel mellem Drev og Tandhjul, saa at der findes 2 Tandindgribninger sted.

Ved begge Konstruktioner er det nödvendigt at have Palhjul og Pal, for at hindre Byrdens Tilbagegang,

naar Kraften ophører. Donkraftenes Hylstre ere paa Figurerne angivne som Ira, forsynede med Jernbeslag. De smaa Knopper under dem tjene til at hindre Glidning paa Underlaget, ligesom ogsaa Klærne f og g skulle hindre, at Byrden glipper af.

b) Skruedonkraft have en Skrue istedet for Tandstangen. De bygges i Reglen helt af Jern, deres Indretning kan være forskjellig. Saaledes kan Møttrikken være fast i Hylstret, og Skruen dreies rundt, eller Skruen kan være hindret fra at dreie sig, medens Møttrikken kun lader sig dreie rundt, men ikke forskyde efter Skruens Længderetning. Denne sidste Indretning vi-



ser Figuren, Møttrikken danner her Kavet i et Tandhjul, hvori en Skrue indgriber. Her er altsaa anvendt 2 Skruer; man kan undgaa Skruen uden Ende ved at anbringe Møttrikken i et koniskt Tandhjul, indgribende i et Drev paa Haandsvingets Axel.

Skruedonkraftene give Anledning til en meget stor Gnidningsmodstand, navnlig naar 2 Skrueforbindelser anvendes (som i Figuren), man

vil da let komme til at anvende 8 à 12 Gange saa stor Kraft, som hvis der ingen Gnidningsmodstand var. Denne Omstendighed maa man tage tilbørligt Hensyn til ved Bestemmelsen af, hvorledes de skulle anvendes i et givet Tilfælde. Övrigt have de flere Fordele: iblandt kan ved dem löfte en meget betydelig Byrde, skjöndt langsomt; de optage kun ringe Plads, og lade sig bekvemt anbringe, hvor de skulle bruges. De benyttes f. Ex til at skue Taget iværet paa Huse, hvortil man vil sætte endnu en Etage.

c. Hydrauliske Donkrafte bestaa af en hydraulisk Presse og en tilhörende Pumpe, anbragt paa en fælles Fod, som indeholder en Vandbeholder (eller Oliebeholder). Pressestemplet bærer et Hoved med Klör ligesom de övrige Donkrafte. En saadan Donkraft maa forarbeides omhyggeligt og bliver da kostbar.

B. Maskiner til Löftning af Vand.

1. Haandredskaber

Til saadanne regnes ifölge Erfaring:

a. Spande kunne benyttes til Löftning af Vand, naar Arbeidet kun varer kort Tid. Spandene maa rumme 0,2–0,3 cub. Vand. Morin har i sin Til-

følde fundet, at en Lands Nyttearbeide i en Dag maalt med Produktet af det løftede Vands Vægt og Løftehøiden, er lig 2935008'

Dog forudsættes, at Løftehøiden ikke er større end at Arbeideren kan blive staaende paa et Sted under Arbeidet. Skal Vand løftes til større Høider, opstilles bedst en Række Arbeidere over hinanden, og Spandene rækkes fra Mand til Mand.

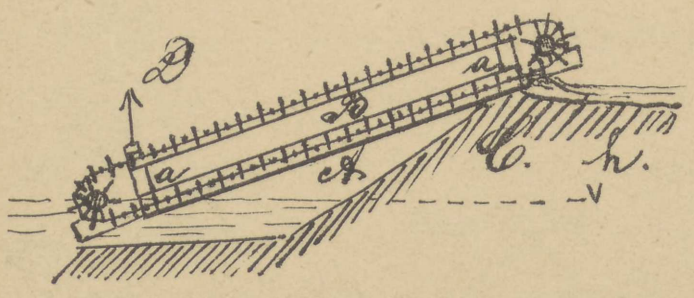
b. Kasteskovlen er en hul Kegle af Træ eller Jernblik, den bruges til at øse eller kaste Vandet til en ringe Høide over en Dæmning.

En Lands Dagsarbeide er 3066008'

c. Svingskovlen er en større Øseskuffe ophængt i en Bue. Den trækkes frem og tilbage ved Tauge.

En Lands Dagsarbeide er 7657008'

2. Kjædepumper. a. Den hældende Kjædepumpe (Vandsnegl) er fremstillet i Figuren. Den bestaar af et firkantet Rør A, sædvanligst sammensat af Bradder og en Rende B parallel med A. Forbenderne ere



de forbundne med hinanden ved Sidestykkerne aa. Tapleierne ere anbragte udenfor Enderne for Axler, paa hvilke Arme ere anbragte efter Radier. Over disse Arme gaar en Kjæde, hvis enkelte Led hver bærer en firkantet Brikke, sædvanligt af Træ, paa Midten. Brikkerne passe paa 1/4" nær til Omkredsen af Røret A og Renden B. Maskinen lægges over en Dæmning C ned Overenden, og Underenden sænkes ved Touget D til saadan Dybde i det Vand, hvorfra skal løftes, at den tager Vand og løfter det gjennem Høiden h. Hældningen af A og B er ikke gjørne over 20-25°, saa det er kun til ringe Høide Maskinen kan løfte Vand. For at ikke altfor meget Vand skal løbe tilbage gjennem Spillerummene mellem Brikkerne og Røret A, maa Bevægelsen være hurtig. Efter Maskinens Størrelse bevæges den ved Haandkraft paa Krumtap eller ved Heste i en Hestegang.

Morin angiver: 1 Mands Dagsarb ved den lig 427000 ℔
1 Hests do. — 2865000 ℔

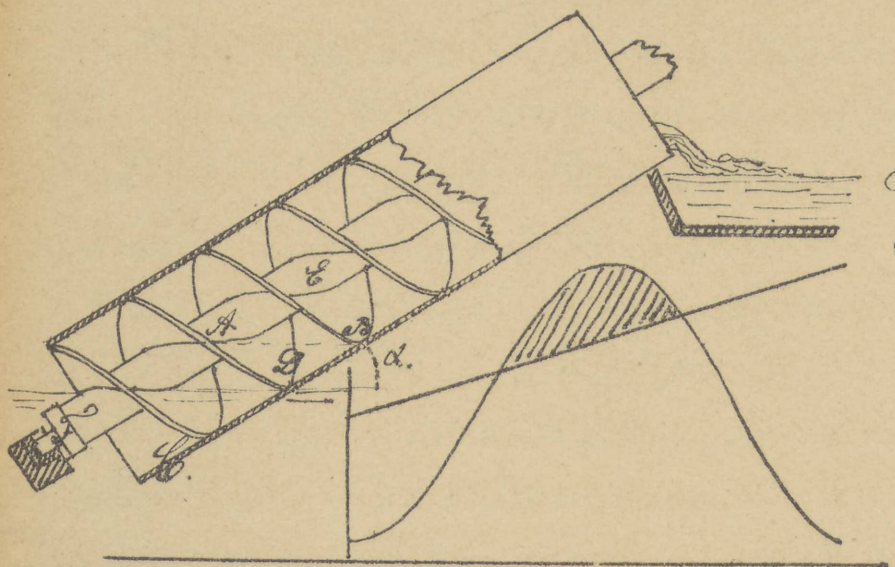
b. Lodret Kjædepumpe. Den bestaar af 2 Rør; i det ene passer runde Brikker i et forneden indpasset og vel afdreiet Metalrør, iøvrigt er det vi=

dere end efter Brikkernes Diameter. I det første Rør bevages Klapperne eller Brikkerne opad og søge Land, i det andet føres Brikkerne atter ned. Forresten, over de to Rør, ligger et Stokkedrev, sædvanligt med 10 Stokke; formeden under de 2 Rør ligger et Stokkedrev, der for Pladsens Skyld gjøres mindre, sædvanligt med kun 5 Stokke. Over disse Stokkedrev, der have lige Deling, føres en Kjæde hvis Led ere saa lange som en Deling; paa midten af hvert Kjædeled sidder en Brikke, der er af Læder, men paa begge Sider afstrøet med Skjæl-plader. Det øverst liggende Drev bevages af Mandskab ved Krumtappe, og naar Vandet er kommet op til Overenden af Stigrøret, gaar det gjennem en der anbragt Kasse og løber bort.

Disse Pumper bruges mest ombord i Skibe, og saa ligger Underenden af Rørene og det nederste Stokkedrev i en Pumpekurv i en Spand af Kobber med Huller i Omkredsen, nede ved eller i Bunden af Skibet. De smaa Huller i Omkredsen af Pumpekurven tjene til at holde større Urenligheder borte fra Pumpen. Morin angiver som en Nyttevirkning:

216. En Mand paa Krumtap i 8 Timer 735000 ℔'
1 Hest 8 Timers Dagsarbeide 4128000 ℔'

3. Archimedes Skrue. Denne Maskine, som ogsaa kaldes Vandsneglen, er indrettet som Figuren viser. Den bestaar af 2 Cylindre en indre Spindel E og en ydre Kappe C, mellem hvilke er anbragt



en eller flere Vindelflader.

Axen anbringes i en skraa Stilling, saaledes at den nedre Ende delvis dykker ned i Vandet, noget heraf vil da træde ind i den nederste Skruegang og under Maskinens Omdreining efterhaanden löftes indtil det omsider træder ud foroven. Maskinens Virkning vil kunne beregnes, naar först den störste Vandmængde, der kan rummes i hver Skruegang er bestemt. Denne Vand-

masse maa derfor først beregnes, hvilket kanske paa følgende maade:

Betragtes en vilkaarlig Skruegang og tænkes Vand efterhaanden at fyldes heri, saa vil Vandspeilet stige, indtil det løber over. I dette Øieblik er Maximum af Vandmængden tilstede, som kan rummes deri. Det vil ses, at Udløbet af Vand ved Overfyldningen vil foregaa inde ved Spindlen. Vandspeilet kan altsaa konstrueres som den vandrette Tangent A B til den Skruelinie, hvori den indre Spindel skjæres af Vindelfladen. Nu skal kun Volumen af A B C bestemmes. Dette sker ved at skære det med en Række koncentriske Cylindre i ligestore indbyrdes Afstande; disse ville da alle skjære Vindelfladen i en Skruelinie og Vandfladen i en Ellipse, de udfoldes derpaa. Figuren viser saaledes Udfoldningen af den ydre Cylinder.

Ere alle Cylindrene behandlede saaledes og de bestyllede Arealer beregnede, saa vil man let kunne beregne Volumen af Vandlegemet. Dette Volumen vil blive løftet for en Omgang af Vandsneglen, hvis denne indeholder en Vindelflade. Indeholder den 2 Vindelflader, vil det

dobbelte Volumen løftes.

Som Konstruktionen er vist paa Figuren bliver kun en Gange af Vindelfladen beskyllet. Det er imidlertid muligt, at den overliggende Gænges Underside ogsaa beskylles, Fremgangsmaaden bliver desuagtet den samme, men Bredderne faa da for de yderste Cylindres Vedkommende en noget anden Form.

Skruens Indknings grad kan regnes til 0,70 à 0,75.
Skruens Stigningsvinkel B maalt paa den ydre Omkreds, tages oftest lig 10° - 30°
Hældningen af Skruens Akse mod Horizontalen α = 20 - 35°. Betingelsen for at overhovedet Skruen kan give Vand er α + β < 90°.

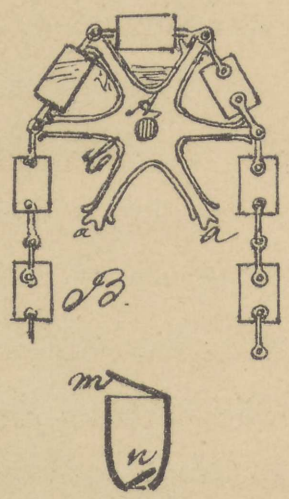
Skruens Materiale er oftest Træ, Kappen samles da som en Tønde af Stave. Dens indre Diameter gjøres 1½ à 3 Fod. Spindlens Diameter ⅓ af Tøndens.

Den nederste Ende maa ved hver Omgang dukke op over Vandspeilet, for at give Luften fri Adgang. Derfor bør den nedre Tap kunne løftes og sænkes efterhvert Vandspeilet varierer. Naar Skruen bygges af Jern bør de samme Regler

iagttages.

Undertiden foretrækkes en anden Konstruktion af Skrue, hvis nedre Ende kan være helt under Vand. Kappen udeladtes i saa Tilfælde, og erstattes af en fastliggende halvcylindrisk Rende, f. Ex af Beton, hvori Skruen bevæger sig med et passende lille Spillerum.

4. Noriet. Ved Norie forstaas en Spandkjæde, der bevæges ved Drev med Stokke eller Arme se Fig.



Paa en Axel A er der anbragt Arme, der gaa i Retning af Radius i 2 Sæt parallele med hinanden; de ere bekladte med Plader, saa at der mellem Armene dannes Render som C, der kunne lede det Vand, der løftes ud til en Afløbsrende. Armene ere i Yderenden forsynede med Fordybninger ca, der kunne optage Bøllene af de Kjædeled, der bære Spandene B. Lodret under Axlen A ligger en anden parallel med den; den bærer et Drev med ligerende Arme eller med Stokke, der kunne lede Spandene ned i det Vand, der skal løftes, saa at de fylde

sig. Da der er Luft i Spandene, lider Vandet Modstand ved sin Indtrængelse i dem, saa at de vanskeligt bli-ve fulde; derfor har Gateau konstrueret en forbedret Spand, om er et Aabningen, gjennem hvilken Vandet træder ind og ud; naar Spanden gaar ned er den-ne Aabning nederst og saa aabner sig Ventilen n og tillader Luften at træde ud. Naar Spanden begynder at bevage sig opad, lukker Ventilen sig.

Morin angiver følgende Data for disse Maskiners Nyttevirkning:

Noria i Princippet, som Fig Side 209 . . . . 0,58.

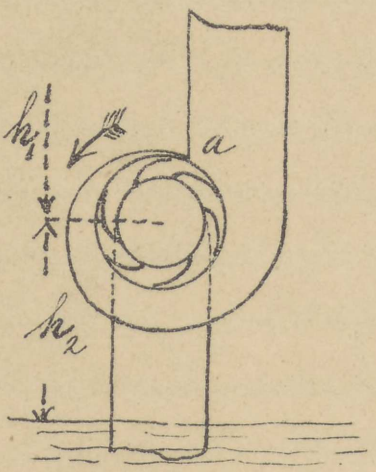
Noria af Gateau:

Løftningshøide	3,2 Fod	0,48
— "	6,4 —	0,57.
— "	9,6 —	0,63.
— "	12,7 —	0,66
— "	19,6 —	0,70.

Da Spandene lide Modstand ved at gaa ned i Vandet, og en Noria løfter høiere end Nyttehøiden, er altid Virkningsgraden mindst ved smaa Løft-ningshøider.

5. Centrifugalpumper: En Centrifugalpumpe bestaar af et Hjul, forsynet med Skovler, og an-

bragt i et Hylster saaledes, at det kan dreies kårtigt rundt om sin Axe, medens Vandet tilstedes Adgang til Hjulet omkring Axlen, passerer mellem Skovlerne og gaar bort ved Omkredsen. Centrifugalkraften bidrager væsentlig til at drive Vandet fremad. Den krumme Form af Skovlerne bevirker, paa lignende Maade som ved Turbinerne, Vandets jevne Bevægelse gjennem Hjulet.



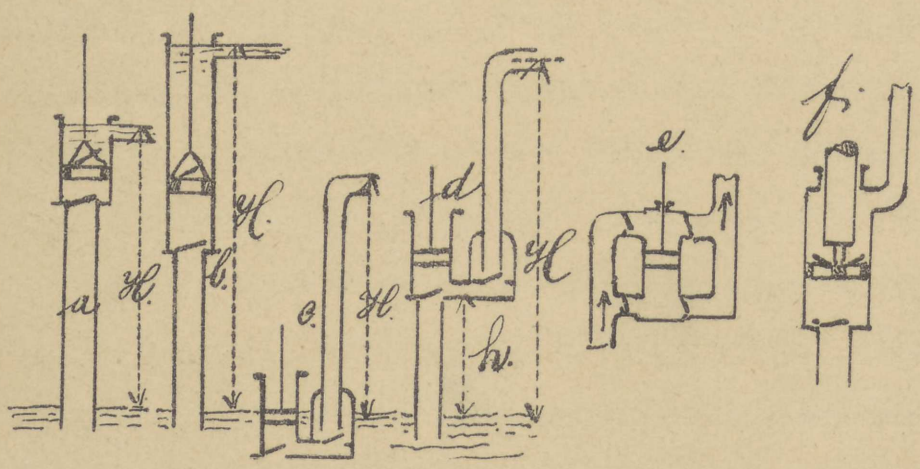
Antallet af Arme tages ofte lig 6, dog kan godt benyttes flere, saaledes at man antager det vil give en god Ledning af Vandet. Der anbringes undertiden flere Skovler ved den ydre Periferi end ved den indre, idet man lader nogle, f. Ex hveranden, ende midtveis i Hjulet.

Ledeskovler benyttes som oftest kun paa den Maade, at der haves et spiralformigt Rum for Vandet uden om Hjulet; dette virker da som en eneste stor Ledeskovle til at føre Vandet jevnt henad imod Stigrøret.

Undertiden anvendes en anden Konstruktion

ind den nys beskrevne; navnlig naar Pumpen skal føre store Vandmasser og har en ringe Løftehøide. Man anbringer i saa Fald Hjulet vandret paa en staaende Axel, og kan da enten forsyne det med et fuldstændigt System af Ledeskovler uden om hele Omkredsen eller ogsaa ganske udelade disse. I første Tilfalde kan der ved Ledeskovlerne opnaas en ligerende jævn Overgang i Hastighæden, i sidste Tilfalde maa der gives Afkald herpaa, hvorved der naturligvis lides et noget større Tryktab.

6. Stempelpumper. De forskjellige Maader, hvorpaa disse kunne indrettes, ere skematisk fremstillede i disse Figurer. a er



en Sugepumpe, b Suge og Løftepumpe, c Trykpumpe, d Suge og Trykpumpe, e dobbeltvirkende Suge- og Trykpumpe og f en enkeltvirkende Suge- og dobbeltvirkende Trykpumpe.

Den største Høide, hvortil Vand kan suges ved en Pumpe, beroer i høi Grad paa Størrelsen af det skadelige Rümfang eller det Rümfang, der bliver tilbage mellem Stempel og Ventil, naar Stemplet er ved Enden af sin Vandring. Sughøiden kan i foreliggende Tilfælde let beregnes, naar man ser bort fra Ventilernes Modstand mod deres Aabning, Uætheder o. dsl.

Betegner e det skadelige Rümfang, E. Rümfanget under Stemplet, naar dette er i sin øverste Stilling, a Sugerørets Areal a, Længde l, Atmosphærens Tryk, maalt i Vandsøile, b, og antages Vandet allerede at være hævet til en Høide h i Sugerøret, medens Stemplet i Pumpen staar i sin nederste Stilling, saa vil det Rümfang Luft, reduceret til Atmosphærens Spænding, som findes i det skadelige Rümfang og i Sugerøret, tilsammen være lig $e + a\frac{b-h}{b}(l-h)$

Udføres nu et Stempelslag, vil denne samme Luftmængde udvides, stiger da Vandet i Røret op til Høiden h_1, saa vil Luften, reduceret til Atmosphærens Spænding, have Volumen

$$= [E + a(l-h_1)]\frac{b-h_1}{b}.$$

Ved at sætte de 2 Udtryk for det samme Rümfang lige store faas en Ligning til Bestemmelsen

af h_1. Antages imidlertid, at h er den yderste Grænse for Sugehöiden, saa maa $h_1 = h$ hvorved findes:

$$h = b\,\frac{E-e}{E} = b\left(1-\frac{e}{E}\right)$$

og da e aldrig kan blive 0, er altid $h < b$. Hertil kommer at Ventilen paa Grund af sin Vægt frembyder en vis Modstand mod sin Löftning, og Vandet indeholder i Almindelighed Luft, som frigjöres ved det formindskede Tryk; man bör derfor ikke gjöre $h > 20'$ og helst betydeligt mindre.

Pumpernes Modstande mod Bevægelse ere statiske og dynamiske. Först betragte vi de hydrostatiske Modstande, der som oftest ere de störste. Er Stempelarealet lig A og betegnes under Stemplets Opgang dets Afstand fra nederste Vandspeil ved x, Vægten af en Volumenenhed Vand ved γ saa er

Trykket paa Stemplets Overside $= \gamma A(b+H-x)$

og do — — Underside $= \gamma A(b-x)$

Differensen $= \gamma A H$ er den hydrostatiske Modstand imod Stemplets Löftning.

Under Stemplets Nedgang er Bundklappen lukket, saa Trykket paa Over- og Underside af Stemplet ere lige, den hydrostatiske Modstand mod Nedgangen altsaa lig 0.

Dette gjælder Sugepumper og Suge- og Løftepumper.
Betragtes en Suge- og Trykpumpe Fig. d, saa vil
der under de forskjellige Stillinger af Stemplet virke
paa dette forskjellige hydrostatiske Tryk, af hvilke man
maa søge Middelværdien. Stemplets nederste Stilling
er i Afstand h over nederste Vandspeil, og Stemplet
betragtes i Stillingen svarende til Afstand x over
nederste Stilling. Under Opgangen er da:

Trykket paa Oversiden $= f \cdot A \cdot b$.
do. — Undersiden $= f \cdot A \cdot (b - h - x)$

Differensen er lig $f \cdot A \cdot (h + x)$ lig Modstanden
mod Opgangen. Man ser heraf, at Modstanden
voxer jævnt og naaer Stempelslagets Høide a_1, da
voxer Modstanden fra $f \cdot A \cdot h$ til $f \cdot A \cdot (h + a_1)$.
Ved et Slag forbruges den hydrostatiske Modstand
en Arbeidsmængde $= f \cdot A \cdot a_1 \left(h + \frac{a_1}{2}\right)$, og Mod-
standen Q_1 reduceret paa Stemplet Bane, erhol-
des ved Ligningen:

$$Q_1 a_1 = f \cdot A \cdot a_1 \left(h + \frac{a_1}{2}\right)$$

hvoraf:

$$Q_1 = f \cdot A \left(h + \frac{a_1}{2}\right) = f \cdot A \cdot h_1,$$

idet $h + \frac{a_1}{2} = h_1$.

Paa lignende Maade faas Modstanden mod
Stemplets Bevægelse nedad: $Q_2 = f \cdot A \cdot h_2$,

hvor h_2 er Afstanden fra Stemplets Middelstilling til Afløbsvandspeilet.

For en Trykpumpe er $h_1 = 0$. Fig C.

For en dobbeltvirkende Pumpe Fig c er Modstanden mod Opgang og Nedgang lige, hver lig $\frac{1}{2}$ af $\frac{1}{4}$.

De dynamiske Modstande ere saadanne, som hidrøre fra Vandets Bevægelse gjennem Rørene. De ere alle at betragte som skadelige Modstande, og kunne ved passende Valg af Dimensioner og Hastigheder reduceres til et Minimum. De vigtigste af disse Modstande ere.

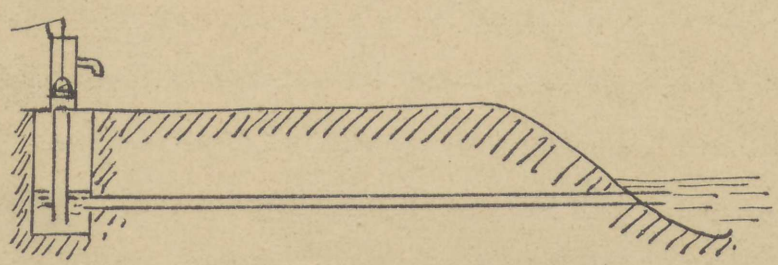
1) Stempelfriktionen.

2) Modstanden ved Vandets Bevægelse gjennem Rør og Ventiler. Gjøres Rørenes Diametre store, bliver denne Modstand lille

3) Kraften til at sætte Vandmasserne i Bevægelse og standse dem igjen for hvert Stempelslag. Hvis ingen særlige Foranstaltninger træffes, skal hele Vandmassen i Pumpen selv, samt i Suge- og Stigerørene bevæge sig med variabel Hastighed, svarende til Stemplets og altså afvexlende accelereres og retarderes. Dette kan give Anledning til Stød, betragtes f. Ex. Stigerøret, da ses, at den Kraft, der skal sætte Vandet i Bev-

gelse, er Luftens Tryk ÷ Trykket af Vandsöilen i Röret. Er denne Kraft ikke tilstrækkelig til at bringe Vandet til at fölge Stemplet, saa vil dette löbe fra Vandet, efterladende et tomt Rum bag sig, og naar da atter Vandet indhenter Stemplet, vil der fremkomme et skarpt Stöd. Paa lignende Maade kan Vandet i Stigerörene, naar det er i Bevægelse, löbe fra Stemplet og danne et tomt Rum, som atter udfyldes ved et Stöd.

Saadanne Stöd ere meget skadelige, idet de Rystelser, som derved frembringes, hurtigt ödelægge Maskinerieet og det Murværk, hvortil det er befæstet; de kunne endog være saa stærke, at de sönderslaa Rörene. De fremkomme ikke blot ved Stemplet, men overalt hvor der findes Knæk eller skarpe Omböininger paa Ledningen kan et Stöd fremkomme. Midlerne til at hindre Stöd er at gjöre baade Suge- og Stigerörene saa korte som muligt og undgaa alle Knæk og Omböininger saa vidt muligt. Figuren viser



som et Exempel en Pumpe, bestemt til at tage Vandet fra en noget bort-

liggende Beholder, der er da ikke anbragt saa langt et Sugerør, at dette kunde naa Beholderen, men et gaaende kort Sugerør, der tager Vandet fra en Brønd, som forsynes fra Beholderen gjennem et langt vandret Rør, hvorigjennem der vil gaa en rolig Strøm uafhængig af Pumpestemplets Hastighedsvariation.

Et andet Middel er Vindkjedler i Beholdere, fyldte med Luft, som kunne anbringes baade paa Sugerør og Sugerør, saa nær ved Pumpen som muligt. Luften i disse vil da paa Grund af sin Elasticitet bevirke, at kun den Vandmasse, der ligger mellem Vindkjedel og Pumpe, følger Stemplets Bevægelse, hvorimod den øvrige Vandmasse i Rørene faar en mere jævn Hastighed, idet denne Hastighed afhænger af Trykket i Vindkjedlen, og dette er tilnærmelsesvis konstant, naar Vindkjedlen er tilstrækkelig stor.

En Sugevindkjedel vil i de fleste Tilfælde kunne undværes, anvendes en saadan, da sættes dens Volumen lig Pumpens nyttige Rumfang.

En Trykvindkjedel er derimod aldeles nødvendig, dens Volumen tages 2 à 4 Gange Pumpens, størst ved enkeltvirkende Pumper. Fordres der særlig Regelmæssighed af Vandets Hastighed, gjøres Vindkjedlen

endnu større.

Konstruktionen af Pumperne og deres Nyttevirkning

1) Stemplets Middelhastighed ytøres fra 0,5 – 1,5 Fod pr Sek, den kan, naar Rør og Ventiler faa Areal lig Halvdelen af Stempelarealet, hvilket man sædvanligt giver dem ikke overskride 1,5 Fod, uden at derved opnaaes større dynamiske Modstande, som formindske Virkningsgraden.

2) Tværsnit af Suge- og Stigerør oftest lig med det halve Stempelareal, Klap og Ventilaabninger ligesaa.

3) Stempelslagets Længde maa rette sig dels efter de lokale Betingelser, under hvilke Pumpeværket anbringes, dels efter Bevægkraften. Da Pumpen, i det Øieblik Bevægelsen vexler, lader noget Vand slippe tilbage gjennem Ventilerne, saa vil en Pumpe med langt Stempelslag give større Virkningsgrad end en med kort Slag, Alt iøvrigt lige.

4) Modstanden mod Stemplets Frem- og Tilbagegang afpasset efter Bevægkraften eller omvendt, kan dette ikke ske paa anden Maade, anbringes Modvægte eller Ekgt paa Stemplet.

5) Pumpens Fyldningsgrad afhænger dels af Sugningshøiden, dels af Slagets Længde. Jo større

Sugningshöide, jo mere Vand gaar der tilbage i Sugeröret, naar Sugeventilen lukker sig. Man angiver sædvanligt, at en Pumpe löfter et Rumfang Vand lig $\frac{4}{5}$ til $\frac{11}{12}$ af det Rumfang, Stemplet beskriver, naar det tager Vand; Middelværdien er 0,86.

6.) Ved en Pumpe, der er konstrueret efter de anförte Regler, udgjöre de hydrostatiske Modstande 0,75–0,80 af samtlige Modstande mod Stemplets Bevægelse. Middeltal = 0,775. Som Tölge heraf og af 5) er en Pumpes Nyttearbeide c: Vægten af Vandet multipliceret med Höiden, til hvilken det löftes lig $0,86 \times 0,775 = 0,667 = \frac{2}{3}$ af den brugte Arbeidsmængde.

C. Maskiner til Sammentrykning og Bevægelse af Luft.

Hertil maa henregnes en Del Redskaber, hvoraf de fleste kun tjene til at frembringe svage Spændinger. Her skal kun omtales 2 af disse Maskiner, nemlig Cylinderblæseren og Centrifugalblæseren.

1) Cylinderblæseren er nærmest at sammenligne med en dobbeltvirkende Suge- og Trykpumpe, der arbeider med Luft istedetfor med Vand.

Beregning af Virkningen bliver en anden end

ved Rummene paa Grund af at Luften er et elastisk Fluidum. Derved kommer det skadelige Rum til at formindske Nyttevirkningen. Kaldes det skadelige Rums Volumen e, det Volumen, som Stemplet beskriver ved et Slag C og sættes $e = m C$, saa bliver Luftmængden af Atmosphærens Spænding, der indsuges ved hver Slag

$$q = C\left(1 - m\frac{h}{b}\right)$$

hvor b er Atmosphærens Tryk, h det af Blæseren frembragte Overtryk.

Er Luftmængden i et Minutet Q, Antallet af Slag i samme Tid lig n, faas:

$$Q = nC\left(1 - m\frac{h}{b}\right),$$

hvoraf C kan bestemmes. Dog maa den saaledes fundne Værdi forøges med 5 - 10 p. Ct. for at både paa Tab gjennem Ventiler og gjennem Ventilerne.

Den angivne Beregning gjælder for saa lave Spændinger, at Luften ikke kjendelig opvarmes ved Sammentrykningen. Ved høiere Spændinger, hvortil Cylinderblæseren godt egner sig, maa denne Opvarmning tages med i Betragtning.

Ved høiere Beregninger har man fundet:

Den Arbeidsmængde, som ved smaa Trykdifferenser medgaar til Luftens Sammentrykning, er

den samme, som den, der behöves for at löfte en Vægt lig Löftets gjennem en Höide lig den Luftsöiles, der maaler Differenstrykket.

Imidlertid opnaas dette aldrig i Praxis. Enkel Löfteindretninger nemlig gjennem Ventiler og gjennem Ventiler, för disse faa Tid at lukke sig; endvidere ville Ventilerne ikke atter aabne sig för der er fremkommet en vis Forskjel i Tryk paa begge Sider af dem; endelig haves Stempelfriktion og lignende Modstande. Som Følge heraf opnaas oftest kun en Virkningsgrad = 0,50-0,55.

Heri er ikke Rörledningernes Modstande indbefattede, men Trykket b+h er maalt umiddelbart ved Blaseren.

Med Hensyn til Konstruktionen mærkes:

Stemplets Hastighed maa ikke overskride 3 Fod.

Hastighed i Rör og Ventiler ikke 30-40 Fod pr. Sek.

Ventilerne maa gjöres saa lette som muligt og deres Gjennemströmningsareal maa være lig Rörenes Tværsnitsareal. Oftest benyttes Kautschuk-Ventiler eller Læderklapper, i sidste Tilfælde anbringes en Mængde smaa Ventiler, da disse hurtigere aabne og lukke sig end en enkelt stor Ventil.

Ønskes en jævn Strøm gjennem en Rörledning

f. Ex. til at forsyne en Ovn med Blæst, saa anbringes en saakaldet Regulator paa Ledningen. Denne kan enten have konstant Volumen eller foranderligt Volumen. Regulator med konstant Volumen er simpelthen en Beholder, som Luften maa passere. Den virker som en Udvidgelse ved Pumperne, idet Luften deri antager en vis Spænding, som kun forandres lidt under Maskinens Gang, og som bevirker Bevægelsen gjennem Ledningen.

Regulator med foranderligt Volumen er en Cylinder med et belastet Stempel, under hvilket Luften indledes fra Blæseren, og hvorfra den gaar til Ledningen. Her er Spændingen at betragte som fuldstændig konstant (afset fra Stempelfriktion o. lign.) og kun afhængig af Belastningen paa Stemplet.

2) Centrifugalblæseren er i sin Indretning ganske i Overensstemmelse med Centrifugalpumpen. Med Hensyn til Anvendelsen og Konstruktionen omerkes: Den kan enten virke som Ventilator ved at udsuge Luft fra et Rum og sende den ud i Atmosphæren, den kaldes da Centrifugalventilator eller Exhaustor, eller den kan virke som egentlig Blæser ved at tage Luft fra Atmosphæren og sende den gjennem en Ledning (f. Ex. til en Ovn). I første Tilfælde

arbeider iden med et Tryk, der er lidt lavere end Atmosphærens, i sidste Tilfælde med et Tryk, der er höiere end Atmosphærens.

Exhaustorer arbeide i Reglen med det mindste Differenstryk, $\frac{3}{8}$ - $\frac{1}{2}$ Pundtryk, de udföres derfor i Reglen meget simpelt, oftest med plane Skovler og bevægende sig i et Trehylster.

Egentlige Blæsere benyttes til noget större Spændinger, dog höist 10" Pundtryk. Som Følge heraf fordres en solidere Konstruktion, Hylstret gjöres oftest af Jern, dels for at undgaa Luftfab ved Utætheder og dels for Pigtrens Skyld. Skovlerne gjöres i dette Tilfælde ofte krumme. Hastigheden stiger med det Differenstryk, der skal frembringes, den er derfor störst ved de egentlige Blæsere, og det er navnlig den, der sætter Grændse for Störrelsen af den Spænding, som kan frembringes.

Antallet af Skovler tages helst noget större end ved Centrifugalpumper.

Cirkningsgraden kan regnes at blive 0,33, ved god Konstruktion noget mere.

Mange Centrifugalblæsere frembringe en meget stærk ubehagelig Tone under deres Gang. Denne maa undtages for trinsvis at hidröre fra Skovlernes Passa-

ge forbi Punkt a se Fig Side 221, idet Tonens Svingninger da er Antallet af Skovler, der passere dette Punkt. Ere Skovlerne plane og navnlig naar de tillige ere stillede radialt, er Tonen kraftig, idet Luften pludselig afskjæres paa det nævnte Sted. Derimod fremkommer den kun i svagere Grad ved krumme Skovler, der ved den ydre Periferi danne en lille Vinkel med Hjultangenten, eldlet til at undgaa Tonen vil derfor dels være at anvende saadanne Skovler, dels at give lidt større Spillerum end almindeligt paa det betragtede Sted.

D. Forskjellige andre Maskinanlæg.

1) Stampeværker. Antallet af Slag pr. Minut, S, som en Stamper kan udføre, afhænger af den Høide h, hvortil den skal løftes og den Hastighed v, hvormed Løftningen sker.

Tiden mellem 2 Slag kan inddeles i 3 Perioder, nemlig:

1) Løftningstiden $t_1 = \frac{h}{v}$

2) Faldtiden $t_2 = \sqrt{\frac{2h}{g}}$

3) Hviletiden t_3, der tages som $\frac{1}{10}$ af den hele Tid.

I 1 Minut vil altsaa Summen af Hviletiderne

være 6 Sekundter, medens $S(t_1 + t_2) = 54$ Sekundter.
Sætte förer til Ligningen:

$$S\left(\frac{h}{v} + \sqrt{\frac{2h}{g}}\right) = 54.$$

hvoraf Antallet af Slag, S, kan bestemmes.

Kaldes nu Antallet af Omdreininger af Axlen pr. Minut n, samt Antallet af Ophavere for hver Stamper m, saa maa man have: $S = mn$.

Fremdeles, da Periferihastigheden i den afviklede Cirkel er v, bliver dennes Radius r bestemt ved:

$$\frac{2\pi rn}{60} = v$$

Ved Hjælp af de fremsatte Ligninger kunne v og S bortelimineres, og man finder:

$$r = \frac{60h}{2\pi n\left(\frac{54}{mn} - \sqrt{\frac{2h}{g}}\right)}$$

Denne Ligning tjener til Bestemmelse af r.

Hastigheden v tages ikke gjerne større end 1 Fod, da ellers de Stöd, som ere en Følge af, at Stamperens Masse pludselig skal sættes i Bevægelse ved Löftningens Begyndelse, ville medföre for store Tab i Arbeidsmængde.

Undertiden gjöres dog v indtil 1,5 Fod pr. Sek, men Hviletiden bör da tages noget længere f. Ex. $\frac{1}{6}$ af den hele Tid, hvorved Formlen bliver:

$$r = \frac{60h}{2\pi n\left(\frac{50}{mn} - \sqrt{\frac{2h}{g}}\right)}$$

Ofte anbringes en Række Stampere langs Axlen. Ophaverne maa da lægges saaledes, at ikke alle Stampere gribes og slippes paa en Gang, men saaledes at Cirkelafviklernes Begyndelsespunkter i de afviklede Cirkler ville ligge i Skruelinier paa Cylinderen med Stadiis r.

Arbeidsmængden, der medgaar hvert Sekundt, kan, naar der intet Hensyn tages til Modstandene, findes paa følgende Maade: Medens Axlen drejer en Vinkel $\frac{2\pi}{m}$, hvilket medtager Tiden $\frac{2\pi r}{mv}$ ville alle Stamperne efterhaanden løftes. Da nu hver Stamper er under Løftning i Tiden $\frac{k}{v}$, bliver det Antal Stampere, N_1, som gjennemsnitlig er under Løftning hver Gang

$$N_1 = \frac{mk}{2\pi r} N,$$

og den hele Arbeidsmængde, der forbruges til Løftning:

$$N_1 q v.$$

Hertil kommer den Arbeidsmængde, som medgaar til at overvinde Gnidningsmodstandene, og den, som tabes ved Støderne. Sædvanligt regnes Virkningsgraden lig $0{,}70 - 0{,}80$.

Stampernes indbyrdes Afstande, Formen af

deres nedre Ende, saavelsom deres Vægt samt Löftehöi-
den afhænger af Arbeidets Beskaffenhed.

	Stamperens Vægt	Löftehöide
	g.	h.
Stampere i Krudtmöller	70-75 ℔	1¼'
— do. — — Oliemöller	200-225 ℔	2'
— do. — — Hör og Hamp	150 ℔	1½-2'
— do. — — Papirfabrikation	220 ℔	4-6"
— do. — — Ertsstampning	150-250 ℔	2-2½'

2) Oliemöller. De Operationer, som foretages for at udpresse Olien af Fröet, ere følgende:

1) Rensning af Fröet.
2) Knusning imellem Valser.
3) Söndermaling ved kantlöbende Sten
4) Opvarmning
5) förste Presning
6) Maling af Pressekagerne paa kant-löbende Sten.
7) Opvarming
8) anden Presning.

1) Rensningen sker ved Cylindre af 6 eller 8 kantet Tværsnit, med 2 à 2½'s Diameter og 6 Fods Længde. Cylindren er anbragt i en skraa Stilling, ¾ à 1"

Fald pr. løbende Fod, den er overtrukken med fin Traadsletning i 2 forskjellige Finheder, det fineste, som ved den øvre Ende dækker 3 Tommer af Længden, indeholder 26 Traade paa Tommen, det grovere paa Resten af Længden indeholder kun 7 Traade paa Tommen. Cylindrens Antal Omdreininger pr. Minut lig 40. Den renser pr. Time 6 à 7 Tdr. Frø
Kraftforbruget er c: ¼ Hk.

2) Knusningen foregaar imellem et Par Valser, der omdreies i modsatte Retninger, og som trykkes imod hinanden ved Vægte, virkende paa Vægtstænger. Valsernes Periferihastigheder ere oftest noget forskjellige, hvorved Frøskallen lettest sønderrives. Skrabere maa anbringes saaledes, at de kunne holde Valserne rene.

Scholl angiver følgende Tabel for Valsernes Hovedimensioner:

Frømængden, der knuses pr. Time	Valsernes. Diameter	Længde	Antal Omdreininger pr. Minut	Vægt paa Vægtstængerne.	Kraftforbrug i Hk. pr. Minut.
100 ℔	12"	12	33	400.	1140.
200 ℔	12"	18	33	600.	2280.
300 ℔	12"	24	33	800.	3470.

400 ℔	12"	30	33	1100.	45960.
600 ℔	12"	30	46	1100.	61280.
800 ℔	12"	30	60.	1200.	76600.

Hertil bemærkes:

Vægtstangsarmenes Forhold er antaget lig 1:3. Antallet af Omdreininger gjælder for den hurtigstgaaende Valse. Den andens Hastighed er 2/3 heraf.

3) Malingen paa Stengangene. Den cirkelrunde Sten, Liggeren, hvorpaa Fröet ligger, maa være hævet 18" over Gulvet og maa hvile paa et solidt Underlag. I Midten bærer den en vertikal Axel, der atter fører en vandret Axel, hvorpaa de kantlöbende Sten sidde. Stenene kunne være 5-6' i Diameter, 15-16" brede og vilde da, naar den lodrette Axel vender 8 à 10 Gange i Minuttet, fordre en Arbeidsmængde lig 2 3/4 à 3 1/4 Hk. og kunne knuse 2 1/2 à 3 1/2 Td. pr Time.

Frömængden afhænger i væsentlig Grad af Afstanden fra Axen til Midten af Stenene. I fölge Scholl bör man tage $2\pi R n = 105$ Fod, hvor R er Radius til Stenenes Midte. n er Antallet af Omdreininger pr Minut.

Med Hensyn til Stengangenes Konstruktion be-

mærkes iøvrigt:

Den staaende Axel gjøres oftest af Støbejern og maa da være 6" tyk og tilsvarende forstærket der, hvor Løbernes Axel gaar igjennem den. Denne sidste Axel maa kunne löftes og sænkes noget for at Stenene kunne löftes mere eller mindre efter Tykkelsen af det Lag, hvorpaa de löbe.

Liggeren maa være 3" større end den største Periferi, som Stenene beskrive derpaa. Den maa være omgivet med en 12" bred, vandret Rand i Plan med Liggerens Overflade, for at hindre Frøet i at spildes. 2 Skrabere føre Frøet ind under Stenene, den ene indvendig fra udad, den anden udefra indad. Skal det færdigt malede Frø føres bort, aabnes en Skyder i den ringformige Rand, og den ene Skraber forlanges med et Skjæl (som under Arbeidet holdes löftet), saaledes at den fører Frøet ud paa Randen, hvor det falder ned gjennem den Aabning, der ellers lukkes ved Skyderen.

4) Første Opvarmning. Denne foregaar i Varmepander, der enten kunne varmes direkte ved Ild, eller, som i alle Dampmøller, ved Damp.

I sidste Tilfælde faa Varmepanderne hule Sider og Bünde, et Rör tilfører Damp, et andet afleder det fortættede Vand. Materialet er oftest Støbejern, Kobber

lig 6", Diameter 3½ Fod (indvendig Maal), den rummer da c 0,2 Tdr. Frø, naar dette ligger i et 2" høit Lag. Frøet maa bevages under Opvarmningen, hertil benyttes Skrabere, som følge langs med Bunden, idet de gjøre 30 Omdreininger pr Minut om en lodret Axel i Midten. Naar Frøet skal tømmes ud, aabnes en Udgang derfor i Sidevæggen; det flyder da ud heraf og opfanges i Presseklæderne. Varmningen medtager 6 à 8 Minutter ved et Forbrug af c 0,132 Damp pr ℔ Frø.

5) Første Pressning. I ældre Tider skete saavel 1ste som 2den Pressning ved Stilepresser, der dreves sammen ved Stampere. Nu ere disse for det meste afløste af hydrauliske Presser.

Forpresserne levere ofte runde Kager, hvorimod Efterpresserne altid levere Kager af Form som et Parallelltrapez. Samme Form kan ogsaa anvendes ved Forpresserne, saa at man bliver istand til at bruge samme Presse baade til For- og til Efterpresse. Kagernes Størrelse kan f. Ex. være saaledes: Længden 18½", Bredden ved den smalle Ende 7" ved den brede 9½".

Stemplets Diameter kan f. Ex gjøres 11¾", hele Trykket derpaa lig 600000 ℔ eller 5500 ℔ pr □".

Til Pressen høre 2 Pressepumper, en større med

2½" Stempeldiameter, og en anden med 1" Diameter. Disse Pumper arbeide begge samtidigt, saalænge Trykket ikke overskrider 700 ℔ pr □", naar dette Punkt, sættes den store Pumpe ud af Virksomhed, medens den lille arbeider videre indtil Trykket 3500 ℔ pr □" er naaet, saa sættes og saa denne ud af Virksomhed. Pumpernes Udløsning sker automatisk derved at Sikkerhedsventilen aabner sig for det bestemte Tryk, og hindres ved en Fjeder i atter at lukke sig.

6) Maling af Kagerne. Dette foregaar paa de samme Stengange, som benyttedes til Frøets Maling. For Kagerne kastes paa Stenene naar de sønderbrydes, hvortil haves særegne Oliekagebrydere.

7) Anden Opvarmning. Denne foregaar paa lignende Maade som den første, dog tager den kun ½ Gang saa lang Tid og behøver c 0,09 ℔ Damp pr ℔ Frø.

8) Anden Presning foregaar paa lignende Maade som den første. Kagerne have altid Form af Paralleltrapezer, hvorved de blive lettere at sammenstille og transportere end de runde Kager.

3. Kornmøllet.

De Operationer, som Kornet maa undergaa for

at forvandles til Mel, og de Maskiner, som dertil benyttes, variere meget efter de Fordringer, der stilles til Meltets Beskaffenhed, og efter den Methode, der benyttes. Her skal best behandles de vigtigste Maskiner, saavidt muligt uden Hensyn til de forskjellige Methoder.

Rensemaskiner. Tilfældige Indblandinger bortskaffes ved Sold, dels flade Sold, der ryste, dels cylindriske Sold, der rotere om deres Axe, ligesom de, der omtales under Ølemøller. De fine Haar og deslige, hvormed Kornet udvendig er beklædt, samt det der i siddende Smuds, fjernes ved saakaldte Spidsemaskiner, der kunne være af forskjellig Form og fordre et høist forskjelligt Kraftforbrug, men som næsten alle arbeide med saakaldet Kippeblik (Pinnejærnblik), hvorimod Kornet slynges og befries for de omtalte Dele, der løsrives og gaa gjennem Blikkets Huller. Den ældste af disse Maskiner er Silkværnen eller Skalkværnen, der bestaar af en stor Sandsten (11 Spands Diameter c. 11 Kvarter), der er omgivet med en cylindrisk Kappe (Kippen) af Kippeblik. Stenen gjør 220 à 250 Omdreininger i Minuttet, forbruger 8 Hk og kan skalle c. 1 Tdr Hvede i Timen.

Kværnene. Den almindeligste Indretning af disse er den, at den underste Sten, Liggeren, er anbragt

urokkelig fast og med vandret Overflade, hvilket op-
naas bedst ved at lade den hvile paa Skiver, og lige-
ledes støttes paa Omkredsen ved Skiver. I Giet paa den
ene Sten er anbragt et Halsleie (Bosset). Det under-støt-
ter den staaende Axel, Løberjernet, som bærer den øver-
ste Sten, Løberen. Løberjernets Tykkelse er 3½ a' 4".

Det maa kunne sættes ved af Indgribning med det
øvrige Maskineri. Desforuden maa Løberjernet kunne
løftes og senkes lidt paa saadan Maade, at man der-
ved kan indstille Løberen i den rette Afstand fra Lig-
geren, Todleiet maa derfor være indrettet til at hæve
og senke ved en Skrue.

Stenenes Antal Omdreininger pr. Minut bestem-
mes saaledes, at Periferihastigheden bliver c 35 Fod.
Dette giver:

for 8 Spands Sten (4' Diam) 119 Omdrein. pr. Minut.
" 10 " " (8' ") 94 " " "

I øvrigt har ogsaa Stenenes Beskaffenhed Ind-
flydelse paa Hastigheden, der bør benyttes. Franske
Sten fra Brüddet, La Ferté, som bestaa af næsten
ren Kvarts af porøs Beskaffenhed, gives saaledes no-
get større Periferihastighed end rhinske Sten, der be-
staa af en porøs Masse af vilkaarlig Oprindelse og

ere mindre haarde end de franske Sten.

Kjöleapparater. Oftest benyttes et Apparat kaldet Hopperboy, bestaaende af et lukket Rum, hvori det malede Korn spredes paa Gulvet i et jævnt Lag, saaledes at det indföres ved Omkredsen og ved en langsomt roterende Rive med skraa Tænder bringes ind imod Midten, hvorfra det ledes bort. For hver Tönde, der males i Timen, gives 15 à 18 □'. Antallet af Omdreininger og Tændernes skraa Stilling afpasses saaledes efter hinanden, at Melet omtrent er 24 Minutter om at passere gjennem Apparatet.

Sigterne ere for største Delen Cylindersigter, med regulert sexkantet Tværsnit, de ere dannede af Sigteflor, udspændt over et Træskelet. Haldningen er c. $\frac{3}{4}$" paa löbende Fod. Diametren retter sig efter den Brede, hvori Sigtefloret væves, og idet denne er enten 32 eller 38 Tommer, kan man finde 3 forskjellige Diametre af Sigter, nemlig:

Diam = 25", Omkredsen dannet af 2 Breder à 38"
— do. = 32" — do. — — do. — 3 do. à 32"
— do — = 38" — do. — do. — 3 do à 38".

Længden af Sigten er c. 18-20 Fod. Med en Diameter af 32" kan 25 à 30 Omdreininger betrag-

tes som passende.

Florets Finhed og det Areal Sigte, der fordres for at sigte en vis Mængde Mel i Timen, kan der ikke gives nogen almindelig Regel for; det afhænger af Arbeidsmethoden.

Korn- og Melskrüer have en Træaxel paa 4 à 5" i Diameter, oftest ottekantet; Gængerne ere af Træ eller fortinnet Blik, deres Loengde fra Axlens Omkreds at regne er 2¼"-4".

Elevatorer have oftest en Rembrede = 4 à 5", Skaalenes indbyrdes Afstande lig 2'. Remskivernes Diametre lig @ 2', den överste maa helst være den drivende.

Kraftforbrüget retter sig efter Arbeidsmethoden. Tilnærmende kan regnes, at en Kvarn med tilhörende Bimaskiner fordrer 5 Hk, naar Stenene ere 8 Spand, og 7 Hk, naar de ere 9 Spand i Diameter.

Det Kvantum Korn, som kan formales, varierer ligeledes i höi Grad. Der angives saaledes, at der pr. Hk kan formales 0,2 Tdr Hvede i Timen til middelfint Mel.

4. Saügmöller.

Vexelsaüge. Ved disse tabes altid en betydelig Del Arbeidsmængde ved Gnidningsmodstand paa

Grund af Saugstillingens Masse, der ved hvert Slag skal sættes igang og standses. Da denne Masse ikke væsentlig forøges ved at anbringe flere parallele Saugblade deri, saa er det fordelagtigt at benytte saadanne Sauggittre, hvor man ønsker flere parallele Snit. Man har fundet følgende Resultater for Arbeide i Gran og Fyrretræ.

Betegner s Saugbladets Tykkelse, H Slaglængden, kan i Almindelighed tages:

$$H = 100s + 13{,}4 \text{ Tommer.}$$

hvor sædvanligvis $s = 0{,}09''$ à $0{,}13''$, naar et Saugblad anvendes, og $s = 0{,}05''$ à $0{,}1''$ naar flere anvendes. Hvis den angivne Formel for H ikke giver denne mindst 4" større end den største Tykkelse, h, der skjæres, maa H forøges til en saadan Værdi.

Det Stykke Vei, δ, som Træet føres frem for hvert Slag, bør tages lig $\delta = 0{,}8 \frac{H}{h} s$, dog saaledes at $\delta < 2{,}5s$.

Antallet af Slag pr Minut, n, kan gjøres desto større jo lettere Saugstillingen er. For Sauge med 1 Blad tages høist for:

H	19"	21"	23"	25"	27"
n	213.	200	189.	179.	170.

og for Sniggittre benyttes som Maximum følgende Værdier af n:

Tænder af H.	Sangstillingen samt Bladenes Vægt= 300.	400.	500.	600.	700.	800.	900.
19.	208.	193.	182.	173.	165.	159.	153.
21.	195.	181.	171.	162.	155.	149.	144.
23.	184.	171.	161.	153.	146.	140.	136.
25.	175.	162.	152.	145.	139.	133.	129.

Kraftforbruget medgaar dels til selve Træets Sønderdeling, dels til Bevægelsen af Stillingen o. dsl. Denne sidste Del af Kraftforbruget kan blive meget betydelig. Tilnærmende kan man for de almindeligst forekommende Dimensioner sætte Kraftforbruget:

$$A = 1 + 0{,}625\,Z \text{ Hestes Kraft,}$$

hvor Z er Antallet af Blade i Stillingen.

Finersauge arbeide kun med 1 Blad. Træet vandrer her i lodret Retning, nedenfra opad, medens Sangen bevæges horizontalt. Antallet af Slag pr. Minut ligger 180–300. Kraftforbruget c 1½ Hk. der skjøres c: 70 □' pr. Time.

Rundsauge eller Cirkelsauge have oftest Diameter lig 1½–2½ Fod. Antal Omdreininger pr. Minut = c 800, størst ved de, der sauge paa langs.

af Træet. Med et Kraftforbrug af 3½ Hk. kan i tørt Fyrretræ skjæres 116-180 □" pr. Time.

5) Riben-møller. Slibestenene drives ved Remme, der komme fra en Tromle og gaa for hver Sten over en fast og en løs Skive paa Stenens Axel, efterdi den skal bevæges eller staa stille. En Sten af 6 Fods Diameter kan gjøre 120-150 Omdreininger pr. Minut og slibe Sagblade og Værktøi med en Arbeidsmængde af ½-3 Hk. Mindre Stene til Finslibning og til lette Gjenstande gaa hurtigere og fordre mindre Arbeidsmængde. En Sten 3 Fod i Diameter gjør sædvanligt 300 Omdreininger pr. Minut og forbruger ½-1 Hk. Ved en Beregning som for Svinghjulsringe findes, at naar en Slibesten af et vist Materiale har Radius r og den med Sikkerhed mod Sprængning kan taale et Antal Omdreininger pr. Minut lig n, saa vil en Sten af samme Materiale af Radius r₁ med samme Sikkerhed kunne taale et Antal Omdreininger pr. Minut $n_1 = \frac{r}{r_1} n$.

Mindre Stene ere dog ofte af et Materiale, der har noget større Modstand mod Sønderrivning end det, man bruger til store Stene, saa de kunne bevæges noget hurtigere end efter denne Beregning. Af Er-

syn til Faren for Sprængning af Slibestene er der ved dem at iagttage:

1) At Bevægemaskinen (Motoren) maa forsynes med en Regulator, der virker øieblikkeligt.

2) At Stenene ikke maa fastkiles i Øiet paa deres Skaf men holdes til denne ved 2 Plader, en paa hver Side af Stenen, hvilke Plader sidde om Axlen ved Muffer og trækkes an mod Stenen ved Bolte, der gaa igjennem den. Naar disse Muffer eller den ene af dem derefter fastkiles paa Axlen, er Stenen anbragt paa sit Sted.

Slibestene til vaad Slibning omgives paa den Side, der vender fra Arbeideren, med en Kaste, der skal modtage Stænket.

Slibestene til tør Slibning bør ventileres. Luftmængden, som dertil behøves, er for Sten af 3 Fod's Diameter 6 à 8 Cub' pr. Sek, der maa bringes til at strømme ind i Afstrøksrør med 12–15' s Hastighed pr. Sekundt. Naar man da paa Mundingen af et saadant Afrør sætter en Kaste over Stenen, til den Side, mod hvilken dens Omkreds bevæger sig fra Sliberens Anlægspunkt, saa strømmer Støvet bort gjennem Ventilationsledningen. Til dette Brug anvendes en Centrifugalventilator.

Vandets Udløb af Beholdere.

Udløbet kan finde Sted enten ved konstant eller ved variabel Tryk. Trykket siges at være konstant, naar der tilflyder Karret ligesaa meget Vand, som der løber ud eller naar Udløbsmængden iden betragtede Tid er saa ringe, at Forandringen i Vandspeilets Beliggenhed kan lades ude af Betragtning. Opgaven er her nærmest at bestemme Udløbsmængden i en given Tid under givet Tryk gjennem en Aabning med given Dimensioner.

Kaldes Udløbsmængden i et Sekundt for Q saa vil Udløbsmængden i t Sekundter være $Q = t Q$, saa fremt Trykket er konstant.

Udløbsmængden pr. Sekundt afhænger af Aabningens Størrelse og af den Hastighed hvormed de enkelte Vandpartikler passere Aabningen. For Simpelheds

Hyld antage vi, at Straalen har prismatisk Form med et Tværsnitsareal lig F og at Vandpartiklernes Hastighed er v, da har man:

$$Q = F \cdot v$$

Udløbshastigheden. Kaldes Trykhøiden for Udløbet h, Udløbshastigheden v, Udløbsmængden pr. Sek. Q og Vægten af en Volumenenhed Vand lig γ, da har man det mekaniske Arbeide, der udføres derved at Vandet synker gjennem Høiden h, at være γ Q h; endvidere har man, at Vandvægten ved at gaa over fra Hvile til Bevægelse med Hastighed v optager et Arbeide lig $\frac{v^2}{2g}$ Q γ. Forudsætter man nu, at der intet Tab finder Sted ved Gjennemgangen gjennem Aabningen, maa de 2 mekaniske Arbeider være lige store, altsaa:

$$\gamma h Q = \frac{v^2}{2g} Q \gamma$$

d: $h = \frac{v^2}{2g} = 0{,}016\, v^2$ Fod

og omvendt: $v = \sqrt{2gh} = 7{,}906 \sqrt{h}$ Fod.

Finder Udstrømningen ikke Sted til det Fri, men ud under Vand (Aabningen dykket), da bliver Udløbshastigheden = $\sqrt{2gH}$, hvor H er Afstanden mellem de 2 Vandspeile.

Undertiden er der Modstande tilstede i Aab-

ningen saa at Hastigheden i Virkeligheden bliver noget mindre, nemlig:

$$v = \psi \sqrt{2gh},$$

hvor ψ er en ægte Brøk, der er fundet for:

$h =$ 1 Fod. 5 Fod. 10 Fod og 390 Fod
$\psi =$ 0,958 0,969. 0,975 og 0,988.

Udløbsmængden pr. Sek skulde blive:

$$Q = F \cdot v,$$

men der finder tillige en Sammentrækning Sted af Straalen nedenfor Aabningen. Den er størst ved en Aabning i tynd Bund, mindre naar Aabningen er forlænget ved et cylindrisk Rør og endnu mindre ved et konisk Rør af passende Form.

Som Følge heraf sættes:

$$Q = \mu_1 F \cdot v = \mu_1 \psi F \sqrt{2gh}$$

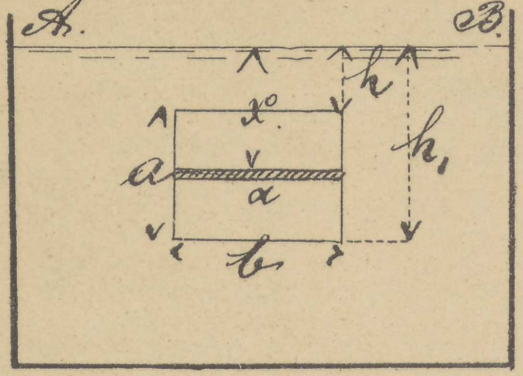
i hvilken Formel, man sædvanligt har bestemt Produktet $\mu_1 \psi$ under Et i en Koefficient μ, der kaldes Udløbskoefficienten. Udløbsmængden bliver altsaa:

$$Q = \mu . F . \sqrt{2gh}$$

μ er for Aabninger i tynd Bund — 0,61–0,62.
" " cylindriske Ansatsrør — 0,78–0,80
" " koniske " " — 0,86–0,90.

Sideaabninger Figuren næste Side fremstil-

ler et Kar med en rektangulær Aabning. Karret holdes stadigt fyldt med Vand til AB. Tænkes Aabningen delt i Strimler ∥ AB, hvoraf α er en enkelt, beliggende i Dybde x under AB, saa er Trykket paa α det samme, som hvis Strimlen laa i vandret Stilling og Trykhøiden over den er x, som Følge heraf bliver Udstrømningshastigheden $\sqrt{2gx}$ ligesom for en Aabning i vandret Bund og Udstrømningsmængden lig. $\sqrt{2gx} \cdot \alpha$



For hele Aabningen bliver Udstrømningsmængden

$$Q = \Sigma(\sqrt{2gx} \cdot \alpha) = \sqrt{2g}\,\Sigma(\sqrt{x} \cdot \alpha)$$

$\Sigma(\sqrt{x} \cdot \alpha)$ lader sig bestemme ad grafisk Vei.

Man indfører ofte for den hele Aabning en ideel Trykhøide s, saaledes at det er som om alt Vandet strømmede gjennem Aabningen formedelst denne, alt saa med en fælles Hastighed lig $\sqrt{2gs}$, i saa Fald vil Udstrømningsmængden være udtrykt ved:

$$Q = \sqrt{2gs} \cdot ab.$$

Man har da til Bestemmelsen af s

$$\sqrt{2gs} \cdot ab = \sqrt{2g}\,\Sigma(\alpha \cdot \sqrt{x})$$

hvoraf faas:

$$\sqrt{s} = \frac{\Sigma(a\sqrt{x})}{ab} \quad \text{eller} \quad s = \frac{(\Sigma(\sqrt{x}\cdot a))^2}{a^2 b^2}$$

Ved høiere Beregninger finder man s for Rektanglet at være

$$s = \frac{\left[\frac{2}{3}\left(h_1^{\frac{3}{2}} - h^{\frac{3}{2}}\right)\right]^2}{(h_1 - h)^2}$$

eller da: $h_1 - h = a$. $s = \frac{4}{9}\,\frac{\left[(h+a)^{\frac{3}{2}} - h^{\frac{3}{2}}\right]^2}{a^2}$

Tilliige kan paavises, at naar $a < h$ kan man uden væsentlig Feil i praktisk Henseende sette:

$$s = h + \frac{a}{2}$$

i s lig Trykhøiden for Aabningens Midte. Er $h = 0$ Aabningen altsaa et Overfald saa faar man:

$$s = \frac{4}{9}a$$

og Udløbsmængden $Q = \frac{2}{3}\,ab\sqrt{2ga}$.

Det er klart, at man vilde finde lignende Resultater dersom Aabningen var beliggende i en skraatstaaende Sidevæg.

Man vil ligeledes finde for en Aabning af enhver den Form f. Ex en Cirkel, Middeltrykhøiden lig Høiden fra Vandspeilet til Midten af Aabningen, naar dennes Høide ikke overskrider Overkantens Dybde under Vandspeilet.

Hastigheds og Udløbskoefficienter for Sideaabninger.

For en Sideaabning, der ligger i saa stor Dybde under Vandspeilet, at man kan sette Middeltrykhøiden

lig Dybden fra Vandspeilet til Aabningens Midte bliver; naar a er dens Areal, h Middeltrykhøiden, Udløbsmængden pr. Sek:

$$Q = \gamma \mu_1 . a \sqrt{2gh} = \mu a \sqrt{2gh}$$

Naar Udstrømningen sker til det Fri har man for Aabning i tynd Sidevæg fundet omtrent de samme Værdier for μ som de, der ere anførte for Udstrømning gjennem Bunden i et Kar.

Ligger en af Aabningens Sider i Flugt med en Sidevæg i Beholderen f. Ex Underkanten i Flugt med Bunden, saa siges Straalens Sammentrækning for denne Sides Vedkommende at være hævet, hvilket og saa viser sig derved, at Udløbskoefficienten μ voxer. Omstaaende Tabel angiver Værdier af μ for Aabninger ved hvilke Straalen sammentrækkes paa alle Kanter og for Ledning med nogle af Kanterne bliver idet μ angiver Tabellens Koefficienter:

Naar Straalen kun sammentrækkes paa 3 Kanter $1{,}035\mu$
" " " " 2 de. $1{,}072\mu$
" " " " 1 de. $1{,}125\mu$

Forøgelsen hidrører til dels fra, at Vandpartiklerne vedligeholde en Hastighed, de formod havde i Tilløbsbeholderen.

Værdier af μ for rektangulære Aabninger med Sammentrækning af Straalen paa alle 4 Kanter og Udstrømning til det Fri. Trykhøiden maalt saa langt fra Aabningen, at Vandspeilet ei endnu var sænket.

Trykhøide over Aabningens Overkant	Udløbskoefficient μ for Sidebordshøiderne.					
	0,64 Fod	0,32 Fod	0,16 Fod	0,096 Fod	0,064 Fod	0,032 Fod
0,01 Fod	—	—	—	—	—	0,707.
0,02 -	—	—	—	—	—	0,704.
0,04 -	—	0,592	0,610	0,631	0,660	0,699.
0,06 -	0,571.	0,596	0,615	0,634	0,659.	0,694.
0,08 -	0,575	0,598	0,619.	0,636	0,659.	0,691.
0,10 -	0,578	0,600	0,621	0,638	0,659	0,687.
0,15	0,584	0,604	0,624	0,640	0,658	0,680
0,20	0,587	0,607	0,627	0,640	0,657	0,675
0,30	0,591	0,610	0,629.	0,637	0,655	0,667.
0,40.	0,594	0,612	0,630	0,635	0,652	0,661
0,50	0,596	0,614	0,631	0,634	0,650	0,658
0,60	0,597	0,615	0,630	0,634	0,649	0,656
0,70	0,598	0,615	0,630	0,633	0,647	0,654
0,80	0,599.	0,616	0,630	0,632	0,646	0,653.
0,90.	0,600	0,616	0,629.	0,632	0,645	0,651.
1,00	0,600	0,616	0,629.	0,631	0,644	0,650

Frykhøide over Aabningens Overkant	Udløbskoefficient μ for Stibordshøiderne					
	0,64 Fod	0,32 Fod	0,16 Fod	0,096 Fod	0,064 Fod	0,032 Fod
1,50 Fod	0,603	0,617	0,628	0,630	0,641	0,645
2,00 -	0,604	0,617	0,627	0,630	0,638	0,641
3,00 -	0,605	0,615	0,626	0,628	0,633	0,634
4,00 -	0,603	0,612	0,623	0,625	0,627	0,624
5,00 -	0,602	0,611	0,619	0,619	0,618	0,614
6,00 -	0,601	0,608	0,614	0,613	0,612	0,611
7,00 -	0,601	0,606	0,612	0,611	0,612	0,611
8,00 -	0,601	0,605	0,609	0,610	0,611	0,610
9,00 -	0,601	0,604	0,607	0,609	0,610	0,609

men der indtræder allerede en Forøgelse i Udløbsmængden fremfor den ved Tabellen angivne saasnart Beholderens Sidevægge ligge nær ved Aabningens Kanter. Indflydelsen er allerede kjendelig, naar Sidevæggenes Afstand er 2,7 gange Aabningens Brede. For Stibord, hvis Rundstoks Overkant ligger over Bunden af Beholderen er $\mu = 0{,}625$ ved Frykhøider fra 0–1½ Fod. Denne Forøgelse er især stor, naar der nær ved Aabningen ligge Vægge, der kunne lede Vandpartiklerne fra fjernere Punkter hen til den.

Denne Indflydelse af Sideflader, der give Vandet

Retning mod Aabningen viser sig ogsaa, naar disse ligge höiere over Bunden, skjöndt mindre stærkt.

Ansatsrender udenfor rektangulære Aabninger ud-öve ikke nogen mærkelig Indflydelse paa Udløbsmængden, naar Trykhöiden over Aabningens Midte er mindst 1,6 - 1,9 Gg ved Aabn af Höide 0,64 - 0,48'

0,96 - 1,27 — — — 0,32'

0,61 — — — 0,16'

For dykkede Aabninger kan man uden væsentlig Feil regne med samme Udløbskoefficienter som ved Udstrømning til det Fri.

Skraatstaaende Skibord, der lede mod en Udløbsaabning give ligeledes Anledning til en Forhöielse af Udløbskoefficienten; Poncelet har fundet, naar Skibordets Anlæg mod Horizonten var 1 blev $\mu = 0,80$, Anlæg $\frac{1}{2}$ gav $\mu = 0,74$, samt at μ for det mest sammentrængte Red af Straalen var 0,92.

For Overfald maa ligeledes söges en Koefficient μ til Udstrykket for Udløbsmængden saa at:

$$Q = \frac{2}{3} \mu a b \sqrt{2ga},$$

hvor Störrelsen $\frac{2}{3}\mu$ faar følgende Værdier

for $a = 0,032$ Gg, 0,064, 0,096, 0,13, 0,19, 0,25, 0,32, 0,48, 0,64, 0,70,

$\frac{2}{3}\mu = 0,424$, 0,417, 0,412, 0,407, 0,401, 0,397, 0,395, 0,393, 0,390, 0,385.

Et Overfald sænker Vandspeilet henad mod Aabningen, saa at Vandhöiden over Overfaldskanten er mindre end a, Höiden paa et Sted i Beholderen, hvor Vandet endnu ei har begyndt at sænke sig. Naar Overfaldets Brede er $\frac{4}{5}$ af Beholderens, saa er:

$$a = 1{,}178h \text{ og } h = 0{,}849a$$

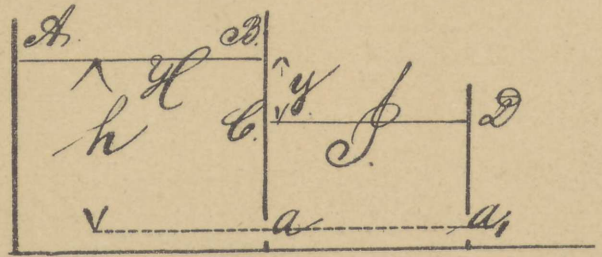
Er Breden lig Beholderens, saa er:

$$a = 1{,}25h \text{ og } h = 0{,}80a.$$

Naar Straalen ved et Overfald er ledet derved, at dets Kanter ligge i Flugt med Beholderens Sidevægge, da kan man multiplicere $\frac{2}{3}\mu$ med de samme Koefficienter, som ved Ledning af Straalen ved andre rektangulære Aabninger.

Forlænges et Overfald ved en Ansatskanal, saa formindskes Udlöbskoefficienten betydeligt, men det sker sjeldent uden at Kanalen gives stærkt Fald.

Vandstuer. Naar 2 Beholdere H og f ere saaledes



forbundne med hinanden, at den förste har konstant Höide af Vandspeilet, idet der f. Ex. stadigt efterfyldes og gjennem Aabningen a afgives Vand til den anden Beholder. I derimod

afgiver Vand gjennem a, til det Fri, saa kaldes J en Vandstøtte. I denne vil der kort Tid efter at a og a, ere afdækkede, indstille sig et Vandspeil CD, som ligger lavere end AB.

Drages gjennem Midten af a, en vandret Linie, saa ligger AB i en Höide h over denne. Man har da:

Udstrømning pr. Sek. gjennem a er lig $\mu a \sqrt{2gy}$

— — — — — a_1 — — $\mu_1 a_1 \sqrt{2g(h-y)}$

Disse Vandmængder maa være ligestore, naar CD har indtaget sin permanente Stilling c:

$$\mu a \sqrt{2gy} = \mu_1 a_1 \sqrt{2g(h-y)}$$

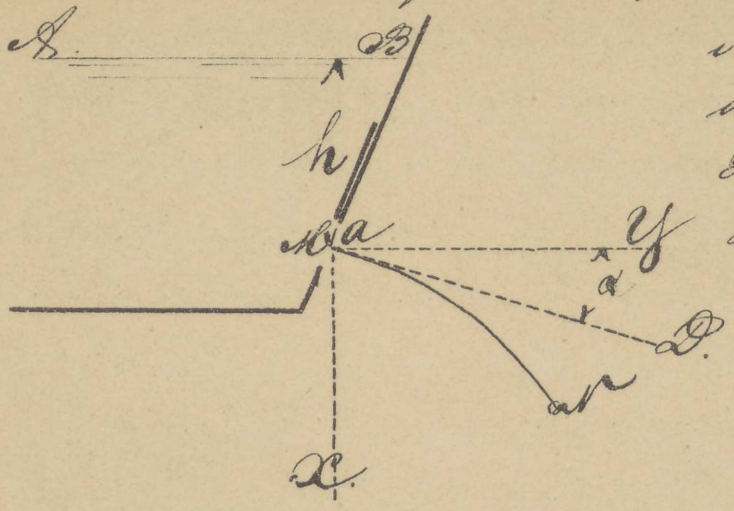
hvoraf faas:

$$y = h \frac{(\mu_1 a_1)^2}{(\mu a)^2 + (\mu_1 a_1)^2} \text{ og } h - y = h \frac{(\mu a)^2}{(\mu a)^2 + (\mu_1 a_1)^2}$$

Af disse Formler ses, at der indfinder sig en Trykformindskelse y af Fald til Brug f. Ex til Udvikling af Arbeidsmængder, ved Anvendelse af en Vandstöte og Tabet er større jo mindre a er i Forhold til a_1.

Bestemmelsen af Banen, en Partikkel gjennemløber efter Udløbet af en Sideaabning a i et Kar, stadigt fyldt til AB.

Vandet löber ud af a lodret paa Aabningens Plan



i Retning af D, der danner Vinkel α med Horizontalen af y. Hastigheden c i Retning af D er:

$$c = \sqrt{2gh}$$

c opløst efter af y og af C giver i vandret Retning $c\cos\alpha$ i lodret $c\sin\alpha$. Lad en Partikel efter t Sekunders Forløb befinde sig i N i Afstand y fra AC bestemt ved:

$$y = c\cos\alpha \cdot t.$$

og i en Afstand x fra af y bestemt ved:

$$x = c\sin\alpha\, t + \tfrac{1}{2} g t^2$$

Elimineres t mellem disse Ligninger faas en Ligning mellem x og y ved Hjælp af hvilken man let kan bestemme Partiklens Bane. Ligningen mellem x og y er:

$$x = \operatorname{tg}\alpha \cdot y + \frac{g}{2c^2\cos^2\alpha} \cdot y^2$$

Banen er en Parabel.

I Virkeligheden maa man for h sætte en no-

get større Høide afhængig af v.

Beregningen gjælder Middellinien af Straalen; dens Kanter dreie sig, efterat den har forladt Udstrømningsaabningen, saa at dens Tværsnit bliver bredere end denne Aabning og antager forskjellige Former.

Vands Bevægelse i Ledninger.

Ved Vands Bevægelse i cylindriske Ledninger findes Gnidningsmodstande at overvinde. Forsøg have godtgjort, at Gnidningsmodstanden er uafhængig af Trykket, men ligefrem proportional med Ledningens Længde og omvendt proportional med dens Diameter d, altsaa proportional med $\frac{l}{d}$. Man har tillige paavist, at den voxer meget nær med Kvadratet paa Vandets Hastighed. Som Følge af disse Forsøg kan Gnidningsmodstanden, maalt i Vandsøilehøide sættes lig h = Konstant $\times \frac{l}{d} v^2$ eller

$$h = \zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

hvor ζ er et Tal, Forsøg har bestemt.

Er Vandmængden Q og Rørets Tværsnitsareal $\mathfrak{F} = \frac{\pi}{4} d^2$, saa er Hastigheden:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

og altsaa $h = \zeta \frac{l}{d} \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi d^2}\right)^2 = \zeta \frac{1}{2g} \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{l Q^2}{d^5}$

Man er nu i stand til at bestemme Udløbshastighe-den og Udløbsmængden, som et Rør af given Længde og Diameter fører. Lad ζ_0 være Modstandskoefficienten for Vandets Indløb i Røret og ζ Koefficienten for Gnidningsmodstanden i Røret, da maa Trykhøiden h være bestemt ved:

$$h = \frac{v^2}{2g} + \zeta_0 \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

eller:

$$1) \quad h = \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g}$$

og

$$2) \quad v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}}}.$$

Ved Hjælp af v har man: $Q = Fv$.

Ved meget lange Rør er $1 + \zeta_0$ meget lille i Sammenligning med $\zeta \frac{l}{d}$, i saafald kan man regne med følgende simplere Formler:

$$h = \zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

$$v = \sqrt{\frac{1}{\zeta} \frac{d}{l} \cdot 2gh}.$$

Værdier af ζ ere angivne i nedenstaaende Tabel.

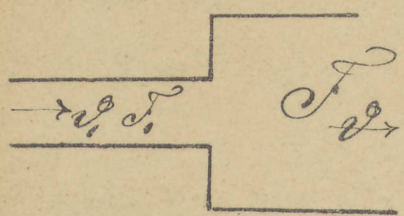
$v =$	0,1 Fod	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\zeta =$	0,0679	0,0522	0,0453	0,0411	0,0383	0,0362
$v =$	0,7 Fod	0,8	0,9	1,0	1¼	1½
$\zeta =$	0,0346	0,0333	0,0322	0,0313	0,0296	0,0282

200

v =	2 Fod	3,0	4,0	6,0	8,0	12,0	20,0
ζ =	0,0263	0,0242	0,0229	0,0213	0,0204	0,0192	0,0182

Af Tabellen fremgaar at ζ er afhængig af v.

Undergaar Røret Forandringer i Tværsnit, da andres ligeledes Vandets Hastighed, idet Hastigheden er omvendt proportional med Tværsnittet.



Forandres Tværsnittet pludselig, som fremstillet i Figuren, sker der ogsaa en pludselig Hastighedsforandring og dermed et Tab i levende Kraft og en dertil svarende Aftagelse i Tryk. Tabet i Trykhøide er bestemt ved Ligningen:

$$h_1 = \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}\,; \quad v_1 = \frac{F}{F_1} v$$

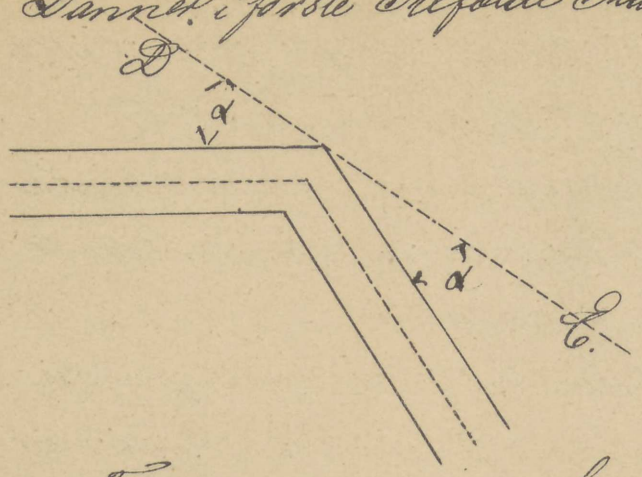
Den pludselige Hastighedsforandring indtræder ligeledes, naar Vandet gaar fra en videre Ledning til en smallere Ledning, man anvender da Formlerne:

$$h_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}\,; \quad v_2 = \frac{F}{\alpha F_1} v$$

αF_1 er Straalens Tværsnit paa det mest sammentrukne Sted.

Weisbach har undersøgt Modstanden ved Vandets Bevægelse i Rør med Knæk og Böininger.

Danner i første Tilfælde Planen DC ligestore Vinkler
α til begge Sider med Gre-
nene af et Rør, der
ligger i en Plan ⊥ paa
DC, saa bestemmes det
formedelst Stødvirkningen
i Knækket opstaaede
Tab i Trykhøide ved



Formlen: $h = C\frac{v^2}{2g}$,

hvor Størrelsen C afhænger af Vinklen α ved den af
Forsøgene afledte empiriske Formel:

$$C = 0{,}9457 \sin^2\alpha + 2{,}047 \sin^4\alpha$$

for α =	10°	20°	30°	40°	45°	50°	55°	60°	70°
C =	0,046	0,139	0,364	0,74	0,984	1,260	1,556	1,861	2,413

Heraf ses, at Modstanden mod Vandets Bevægelse
gjennem Rør med skarpe Böininger er saa stor, at
man ved Konstruktioner maa undgaa dem.

For Rør, der have en jevn Bøjning efter en
Cirkelbue (Centervinklen β°), haves et Tryktab

$$h = C_1 \frac{\beta}{180°} \frac{v^2}{2g},$$

hvor C_1 efter Weisbachs Forsøg have følgende Vær-
dier:

a) for Rør af cirkulært Tværsnit, Rørets indvendige

Radius r, Radius til Böiningen af Rörets Middel-linie = R.

$$C_1 = 0{,}131 + 1{,}847 \left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{7}{2}}$$

$\frac{r}{R}$ =	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
C_1 =	0,131	0,138	0,153	0,206	0,294	0,446	0,661	0,977	1,406	1,978

b) For Rör af rektangulært Tværsnit, Brede i Böi-ningens Plan = $2r$, Radius til Böiningen af Rö-rets Middellinie = R:

$$C_1 = 0{,}124 + 3{,}104 \left(\frac{r}{R}\right)^{\frac{7}{2}}, \text{ der}$$

giver:

$\frac{r}{R}$ =	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
C_1 =	0,124	0,135	0,18	0,25	0,398	0,643	1,015	1,546	2,271	3,228

Begge Tabeller for C_1 vise, at man ved Kon-struktion bör give Böiningerne stor Radius R i Forhold til Rörets indre Brede $2r$.

Stödet.

Naar et Legeme (det stödende) under sin Be-vægelse söger at fortrænge et andet Legeme (det stödte) i Rummet siger man, at der finder et Stød Sted mellem de 2 Legemer.

Normalen paa den fælles Tangentplan til Be-röringspunktet mellem de 2 Legemer kaldes Stödets Ret-

ning. Stødet kaldes centralt, saafremt Legemernes Tyng-
depunkter ligge paa den Linie, der angiver Stødets Ret-
ning, excentrisk, naar Tyngdepunkterne ligge uden-
for Stødets Retning. Man skjelner iøvrigt mellem lige
og skjæve Stød. Stødet er lige, saafremt begge Legemers
Bevægelsesretninger falde sammen med Stødets Ret-
ning, i modsat Fald kaldes Stødet skjævt.

Tiden, der medgaar til Stødet er kort og kan an-
tages at bestaa af 2 Perioder. I den første Periode
sammentrykke Legemerne hinanden og i den anden
Periode finder hel eller delvis Udvidelse Sted.

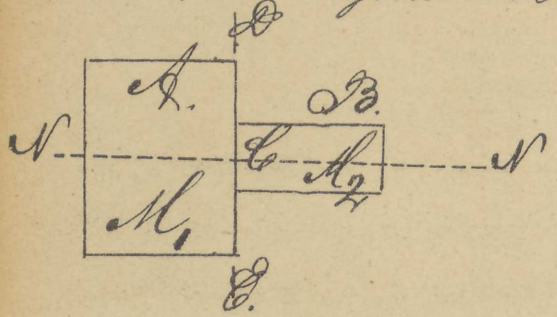
Overskrides ved Sammentrykningen ikke Ela-
sticitetsgrændsen, saa ville Legemerne efter Stødet
indtage deres oprindelige Form igjen. Legemerne
siges da at være fuldkommen elastiske. Indtage
Legemerne ikke efter Stødet deres oprindelige Form
igjen siges de, at være ufuldkommen elastiske og
endelig siges et Legeme at være uelastisk, naar det
efter Stødet bevarer den Form, det modtog ved Stø-
det.

I den praktiske Mekanik antages Legemer af
Træ eller af Jern at være uelastiske. De ere vel i
Besiddelse af nogen Elasticitet, men den er ringe

og de mistes Elasticiteten ved gjentagne Stød.

Iøvrigt er det en vigtig Regel at undgaa saa meget som muligt Stød ved Maskineriet og Bygningsværker; i hvert Fald maa man søge at formindske Stødets Virkninger eller forvandle dem til elastiske Stød.

Her skal kun behandles Lovene for det lige og centrale Stød. Tænke vi os Tiden T, der medgaar til Stødet, delt i ligestore Dele t og Trykkene mellem de 2 Legemer A og B i de forskjellige Tidsdele betegnede ved P_1, P_2, P_3 o. s. v samt at A og B's Masser benævnes M_1 og M_2, da har man de



tilsvarende Hastighedsforandringer:

$p_1 = \frac{P_1}{M_1}$, $p_2 = \frac{P_2}{M_1}$, $p_3 = \frac{P_3}{M_1}$ o. s. v

Forandringerne i Hastighed for Tidsdelen t blive:

$\frac{P_1 t}{M_1}$, $\frac{P_2 t}{M_1}$, $\frac{P_3 t}{M_1}$ o. s. v.

Antages A at være det stødte Legeme, B det stødende, da har Legemet A modtaget en Tilvext i Hastighed, der er lig:

$(P_1 + P_2 + P_3 + \cdots) \frac{t}{M_1}$, medens B har mistet i Hastighed: $(P_1 + P_2 + P_3 + \cdots) \frac{t}{M_2}$

Benævnes for Legemerne A og B de oprindelige Hastigheder c_1 og c_2, medens Hastighederne efter Stødet benævnes v_1 og v_2, da har man:

$$v_1 = c_1 + (P_1 + P_2 + P_3 + \ldots) \frac{t}{M_1}$$

$$v_2 = c_2 - (P_1 + P_2 + P_3 + \ldots) \frac{t}{M_2}$$

Multipliceres den første Ligning med M_1, den anden med M_2, da faas:

$$M_1 v_1 = M_1 c_1 + (P_1 + P_2 + P_3 + \ldots) t$$

$$M_2 v_2 = M_2 c_2 - (P_1 + P_2 + P_3 + \ldots) t$$

Ved Addition faas:

$$M_1 v_1 + M_2 v_2 = M_1 c_1 + M_2 c_2$$

Produktet af et Legemes Masse med dets Hastighed benævnes Bevægelsesmængde. Man har da paavist at i ethvert Øieblik under Stødet er Summen af Bevægelsesmængderne ligesaa stor som før Stødet.

Legemerne have en fælles Hastighed i det Øieblik under Stødet, hvor den største Sammentrykning finder Sted. Betegnes den fælles Hastighed ved v, da kan den sig bestemme af Ligningen:

$$M_1 v + M_2 v = M_1 c_1 + M_2 c_2$$

$$v = \frac{M_1 c_1 + M_2 c_2}{M_1 + M_2}$$

272. Ere Legemerne A og B uelastiske, saa finder der ingen Bestræbelse Sted, efter at den største Sammentrykning har fundet Sted, til igjen at udvide sig. A og B gaa da efter Stødet med den fælles Hastighed

$$v = \frac{M_1 c_1 + M_2 c_2}{M_1 + M_2}$$

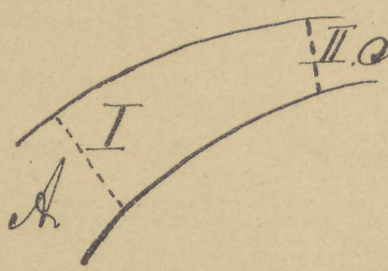
Ved elastiske Legemers Stød er det mekaniske Arbeide, der medgaar til Legemernes Sammentrykning lig med det Arbeide, der udvikles ved Legemernes Udvidelse igjen. Der finder altsaa intet Tab Sted i levende Kraft.

Ved elastiske Legemers Stød blive da følgende Ligninger at anvende:

$$M_1 c_1 + M_2 c_2 = M_1 v_1 + M_2 v_2$$
$$M_1 c_1^2 + M_2 c_2^2 = M_1 v_1^2 + M_2 v_2^2.$$

Turbinernes Theori.

Vandets Gjennemgang gjennem en Kanal.



I hosstaaende Figur fore-stiller A B en Kanal, som gjennemstrømmes af Vand. Kanalens Tværsnit forudsættes at være uendeligt lille

og der ses bort fra alle Modstandene med Vandets Bevægelse. Ved A staar Kanalen i Forbindelse med en Vandbeholder, hvis Vandspeil ligger i en Høide h over Tværsnittet I; man ved da, at hvis Vandet var i Hvile (Kanalen lukket ved B), saa vilde det Tryk, som Vandet udøvede i I, maales ved Høiden h.

Er Vandet derimod i Bevægelse, og har det i I en Hastighed c_1, saa vil Trykket være mindre end i Hviletilstanden, det vil nemlig maales ved Vandhøiden:

$$h_1 = h - \frac{c_1^2}{2g}$$

Ligger Tværsnittet II et Stykke d dybere end I, og har Vandet her ved en Hastighed c_2, saa vil Trykket i II maales ved Vandhøiden:

$$h_2 = h + d - \frac{c_2^2}{2g}$$

Hidtil have vi antaget, at Kanalen laa fast. Hvis den nu derimod drives om en lodret Axel med en Vinkelhastighed lig n, saa vil Centrifugalkraften bevirke, at Trykket paa de forskjellige Steder bliver forskjelligt fra det ovenfor beregnede. Vi ville indføre følgende Betegnelser:

J = Vægten af en Kubikenhed Vand.

F = Kanalens Tværsnit paa et vilk. Sted.

f_1 og f_2 Værdier af F resp. i I og II.

v_1 og v_2 = Periferihastighed i I og II.

r_1, r_1, og r_2 = Radier resp. til et vilkaarligt Gjennemsnit af Kanalen til I og til II.

Naar da h_3 og h_4 betegne de Trykhöider, der paa Grund af Centrifugalkraften alene ville komme til at virke i I og i II saa har man:

$$h_4 - h_3 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

Nu foregaar Kanalens Omdreining samtidigt med at Vandet strömmer igjennem, hvorved faas:

Trykket i I $= h_1 + h_3 = x$

do. i II $= h_2 + h_4 = y$

hvorved den hele Forskjel i Tryk ved Overgangen fra I til II bliver =

$$x - y - h_1 - h_2 - (h_4 - h_3) = \frac{c_2^2 - c_1^2 + v_1^2 - v_2^2}{2g} + d.$$

Anvendelse paa Turbinerne.

Vi betragte nu en Turbine, hvis Hjul vi antage forsynet med uendelig mange Skovler i uendelig smaa indbyrdes Afstande og vi se bort fra Ledningsmodstandene.

Lad I forestille Indløbet, II Udløbet for en af Kanalerne i Hjulet og Vandfaldets hele Höide lig h, hvoraf en Höide h_1 ligger lavere end I. Vandet vil da ü-

middelbart før Indtrædelsen i Hjulet være underkastet et Tryk x, bestemt ved:

$$x = A + (h - h_1) + \frac{c^2}{2g} \qquad (1)$$

hvor A er Atmosphærens Tryk, maalt i Vandsøile. Ligeledes Trykket y umiddelbart efter Udstrømningen:

$$y = A + d - h_1 \qquad (2)$$

idet man intet Hensyn tager til den ringe Hastighed v_1, hvormed Vandet forlader Hjulet, eller den, hvormed det løber bort i Afløbskanalen.

I følge det Foregaaende har man:

$$x - y = \frac{c_2^2 - c_1^2 + v_1^2 - v_2^2}{2g} + d$$

som sammenholdt med (1) og (2) giver:

$$\frac{c_2^2 - c_1^2 + v_1^2 - v_2^2}{2g} + d = h - h_1 - \frac{c^2}{2g} + (h_1 + d)$$

eller:

$$2gh = c^2 + c_2^2 - c_1^2 + v_1^2 - v_2^2 \qquad (3)$$

Dette gjælder for alle Turbiner, hvad enten de modtage Vandet indvendig fra, udvendig fra eller fra oven.

Trykket x kaldes Spalletrykket; det vil bevirke et Vandspild gjennem Spalten mellem Hjul og Ledeapparat. Som Modtryk herimod haves Luften i eller Vandets Tryk $A - h_1$, virkende udvendig fra, hvorved Differenstrykket bliver: $x - (A - h_1)$

Dette Differenstryk maa aldrig blive negativt, da saa Indsugning af Vand eller Luft gjennem Spalten vilde finde Sted, derimod kan det være lig 0, hvorved ifølge (1): $c = \sqrt{2gh}$ (Tryktürbiner), eller det kan være positivt, hvorved

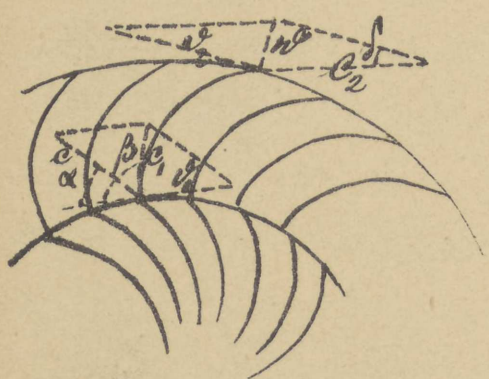
$$c < \sqrt{2gh}$$ (Reaktionsturbiner)

Oftest benyttes Reaktionsturbiner, altsaa $c < \sqrt{2gh}$, da man derved opnaar störst Virkningsgrad, men i visse Tilfælde, navnlig ved de saakaldte Partialtürbiner, hvis Skovler kun delvis fyldes, kan der intet Differenstryk være, og man nödes da til at tage $c = \sqrt{2gh}$. Til denne Rags Türbiner höre f. Ex. alle Tangentialhjul.

Betegner nu: α Vinklen mellem Tangenterne til Hjulperiferien og til Ledeskovlens yderste Element

β Vinklen mellem Hjulperiferiens Tangent og Hjulskovlens förste Element.

β_1 Vinklen mellem Hjulperiferiens Tangent og Hjulskovlens sidste Element.



c Vandets Hastighed ved Udtrædelsen af Ledeapparatet, c_1 og c_2 Vandets rela-

tre Hastighed paa Hjulet respective ved Indtrædelsen og Udtrædelsen.

w Vandets absolute Udtrædelseshastighed, saa haves som Betingelser for at Vandet skal komme ind paa Hjulet uden Stød:

$$c_1 = c\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad \text{og} \quad v_1 = c\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \qquad (5)$$

desforuden er: $w^2 = c_2^2 + v_2^2 - 2c_2 v_2 \cos\delta$ (6)

w skal være lille, vi kunne da bestemme hvilken Værdi af v_2, der giver mindst w; idet:

$$w^2 = c_2^2 + v_2^2 - 2c_2 v_2 \cos\delta + c_2^2\cos^2\delta - c_2^2\cos^2\delta$$
$$= c_2^2 + (v_2 - c_2\cos\delta)^2 - c_2^2\cos^2\delta$$

ser man, at $v_2 = c_2\cos\delta$ gjør w^2 til et Minimum nemlig til $c_2^2 - c_2^2\cos^2\delta = c_2^2\sin^2\delta$ altsaa $w = c_2\sin\delta$ og $c_2^2 = v_2^2 + w^2$ (7): Retningen af w skal være lodret paa Hjulperiferien. Den absolute Størrelse af w afhænger af c_2 og v_2, man kan faa den saa lille, det skal være, men praktiske Hensyn sætte en Grænse for hvor lille den i hvert Tilfælde tør gjøres og navnlig maa den ved store Fald være større end ved smaa. Man kan derfor sætte:

$$w = \frac{\sqrt{2gh}}{t} \qquad (8)$$

hvor t er et Tal, hvis Værdi fastsættes i hvert foreliggende Tilfælde.

Nu faas af (3) og (7)

$$2gh = c^2 + w^2 - c_1^2 + v_1^2$$

eller ifølge (4), (5) og (8):

$$2gh\,\frac{t^2-1}{t^2} = c^2\left[1 - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} + \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta}\right] \quad (9)$$

Herved haves en almindelig Relation mellem Vinklerne α og β, Trykhøiden h og Hastigheden c. Tages dernæst Hensyn til at Normaltværsnittet for Vandets Gjennemgang gjennem de forskjellige Steder af Kanalerne maa forholde sig omvendt som Vandets Hastighed paa disse Steder, saa har man:

$$Q = 2\pi r_1 l_1 \sin\alpha \cdot c = 2\pi r_2 l_2 w,$$

hvor Q er Vandmængden pr. Sekundt. l_1 og l_2 lig Hjulets Høide (Brede) ved Indtrædelsesstedet og ved Udtrædelsesstedet.

Heraf faas: $$r_1 l_1 \sin\alpha \cdot c = r_2 l_2 w \quad (10)$$

hvoraf ifølge (5) og idet $w = v_2 \operatorname{tg}\delta$; $\frac{v_2}{v_1} = \frac{r_2}{r_1}$:

$$\frac{r_1^2 l_1 \sin\alpha \sin\beta}{r_2^2 l_2 \sin(\beta-\alpha)} = \operatorname{tg}\delta$$

eller:

$$\frac{r_1^2 l_1}{r_2^2 l_2} \operatorname{cotg}\delta = \operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta \quad (11)$$

Ligning (10) giver: $$c = \frac{r_2 l_2 \sqrt{2gh}}{r_1 l_1 \sin\alpha \cdot t}$$

som i Forbindelse med (9) fører til Relationen:

$$\frac{t^2-1}{2}\,\frac{r_1^2 l_1^2}{r_2^2 l_2^2} \operatorname{tg}\alpha = \operatorname{cotg}\alpha - \operatorname{cotg}\beta.$$

eller ifølge (11):

$$\frac{t^2-1}{2}\,\frac{l_1}{l_2} = \operatorname{colg}\delta\operatorname{colg}\alpha \qquad (12)$$

Det Udviklede giver Midler til Beregning af en Turbine; man vil imidlertid se, at der ikke faas nogen absolut Bestemmelse af Vinklerne, hertil vil fordres endnu en Ligning, som man altsaa kan tage vilkaarligt. Der bliver da at undersøge hvilken Indflydelse Valget heraf har paa Turbinens Beskaffenhed og hvilke Fordele, man er istand til at opnaa ved passende Valg.

1) Trykturbinen.

Ved Trykturbinen haves $c = \sqrt{2gh}$; herved faas af (9):

$$\frac{t^2-1}{t^2} = 1 - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} + \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta}.$$

der omformes til:

$$\frac{\sin\beta}{t^2} = \sin(2\alpha-\beta) \qquad (13)$$

dette er altsaa den Relation, som skal finde Sted mellem Vinklerne i dette Tilfælde; men betænker man nu, at sin β er en ægte Brøk og t^2 et stort Tal, saa kan man uden stor Feil sætte $\frac{\sin\beta}{t^2} = 0$, hvorved faas:

$$\beta = 2\alpha.$$

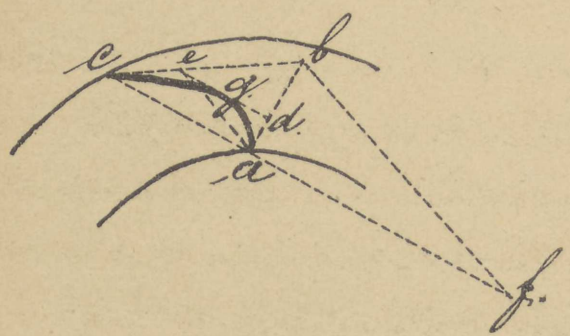
2) Vinkel $\beta = 90°$

Denne Relation benyttedes af Fourneyron.

Formlerne, der let kunne opskrives, frembyde ingen Vanskeligheder. Turbinen bliver en Reaktionsturbine, da man altid tager $\alpha < 45°$, sædvanlig $\alpha = 38°$.

Skovlernes Form er ikke indgaaet i Beregningen, men kun de yderste Skovlelementers Vinkler med Hjulomkredsen. Man maa sørge for, at man ikke faar alfor lange Kanaler i Hjulet, da Løbningsmodstanden derved forøges. Desforuden er det fordelagtigt at gjøre Skovlerne stærkest krummede ved Indtrædelsesstedet og svagest krummede ved Udtrædelsesstedet.

En Konstruktion, der ofte giver en god Skovlform er følgende se Fig: agc er Skovlen, Vandet træder ind ved a og gaar bort ved c. Punkterne a og c vælges saaledes, at ab og bc staa i et bestemt Forhold til hinanden f. Ex $1:2$, og Skovlen dannes derpaa af 2 Cirkelbuer ag og cg, hvis fælles Tangent er de $\perp$ ac.



Tangenten de kan findes paa følgende Maade. Man afsætter $cf = ab + bc + ac$; drager fb;

drager ac ∓ fb samt de ∓ ac. Det vil da let kunne bevises, at de er den søgte fælles Tangent.

Hjulets Dimensioner.

Hvis der foreligger en Turbine af Fourneyron's Konstruktion, saa kunne vi bestemme Hjulets indre Radius r_1 saaledes, at Vandet kan strømme til Hjulet gjennem det lodrette Tilstrømningsrør med en Hastighed lig 3', hvilket fører til Formlen:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{3\pi}} = 0{,}326\sqrt{Q}.$$

idet man ikke tager Hensyn til den Indsnævring, som bevirkes af Akslen og desligе

Ved en Turbine af Fontaines Konstruktion benyttes samme Formel, idet saa den fundne Radius er den største i Hjulets øverste Flade.

Har endelig Turbinen den omvendte Konstruktion af Fourneyrons, med Tilløb udvendig fra og Afløb ved den indre Omkreds, maa man bestemme dens indre Radius r_2 saaledes, at Vandet kan strømme bort gjennem det derved bestemte Rør med en Hastighed, der ikke er større end v_0.

Antallet af Skovler kan ikke theoretisk bestemmes, men man kan danne en Formel efter den Betragtning, at Skivedelafstanden mellem 2 Skovler kan

være dette større, jo bredere Hjulet er. Formlen bliver da:

$$\frac{2r\pi \frac{r_1+r_2}{2}}{z} = \xi_1 (r_2 - r_1)$$

hvor z er Antallet af Skovler, ξ_1 en Konstant. Heraf faas:

$$z = \xi \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1}, \qquad (16)$$

hvor $\xi = \frac{\pi}{\xi_1}$ er en ny Konstant. Sammenligning af Formlen med udførte Turbiner giver

$$\xi = 6 \text{ eller lidt større}$$

Skal Formlen anvendes paa Fontaines Turbine erstattes $r_2 - r_1$ ved Hjulets Høide b, $r_2 + r_1$ ved $2r$, hvor r er Middelradius; dette giver:

$$z = \xi \cdot \frac{2r}{b}$$

Antallet af Ledeskovler gjøres i Regler noget mindre end Antallet af Hjulskovler.

Størrelserne t_1 og t_2 ere bestemte under den Forudsætning, at Skovlerne vare uendelig tynde, de ere derfor ikke de sande Værdier for Hjulets Høide ved Ind- og Udtrædelsesstedet; kaldes disse E_1 og E_2, og kaldes Skovlernes Tykkelse paa de 2 Steder t_1 og t_2, saa haves:

Det virkelige Normalgjennemsnit for Vandets Udstrømning $= E_2 (2r\pi r_2 \sin \delta - t_2 z)$

medens vi have regnet det som $= b_2 \cdot 2r\pi r_2 \sin \delta$, alt saa:

$$c_2 = l_2 \frac{2\pi r_2 \sin\delta}{2\pi r_2 \sin\delta - t_2 z} \qquad (17)$$

Paa lignende Maade har man:

$$c_1 = l_1 \frac{2\pi r_1 \sin\beta}{2\pi r_1 \sin\beta - t_1 z} \qquad (17.)$$

Fremgangsmaaden ved Konstruktionen.

Man har almindeligvis givet Faldhøiden og Vandmængden; hvis man ikke tillige har opgivet hvad Art Turbine, der skal bruges, lader man sig lede af følgende Regler:

Høie Fald og store Vandmængder benyttes bedst ved en Fourneyrons Turbine med udvendigt Indløb, da man derved undgaar en ubekvem og ufordelagtig stor Hastighed.

Middelhøie Fald og middelstore Vandmængder virke fordelagtigst paa en Turbine af Fourneyron's eller Tonnaines (Jonvals) Konstruktion.

Høie eller middelhøie Fald og smaa Vandmængder kunne kun gjøres nyttige ved Tangentialhjul, hvis man overhovedet vil bruge en Turbine og ikke hellere et vertikalt Vandhjul.

Meget variable Vandmængder fordre Partialturbiner, da disse arbeide med omtrent samme Virkningsgrad hvad enten Kovlerne ere svagt eller stærkt fyldte, dog kan man ogsaa her oftest med Fordel

erstatte Turbinen ved et vertikalt Vandhjul.

Radierne i Turbinen. Den ene af Radierne bestemmes som tidligere anført og Forholdet mellem dem sattes lig $\frac{2}{3}$ til $\frac{3}{4}$ saaledes at Hjulbredden bliver forholdsvis størst ved smaa Hjul. Ved Fontaines Turbine og de analoge ere Radierne lige store.

Hastigheden v_2 bestemmes ved Valget af Størrelsen t; oftest tages $t^2 = 13$ til 16, størst ved høie Fald.

Relationen mellem α og β er ved Partialturbiner altid $\beta = 2\alpha$, ellers tages f. Ex $\beta = 90° + \frac{\alpha}{2}$.

Nu kan man sætte en vis Værdi for $\frac{c_1}{c_2}$ f. Ex $= 1$ og beregne α af (12) eller sætte en vis Værdi for α, f. Ex $\alpha = 30°$ og beregne $\frac{c_1}{c_2}$ af (12)

Trykhøiden h, der indgaar i Formlerne, maa ikke tages lig den hele Faldhøide H, idet en Del af den ne medgaar til Overvindelse af de forskjellige Modstande. Disse Modstande udtrykkes tilnærmelsesvis saa:

Ledeapparatets Modstandshøide $h_n = \zeta_n \frac{c^2}{2g}$

Hjulets Modstandshøide $h_2 = \zeta_2 \frac{\frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_2^2}{2g}}{2} = \zeta_2 \frac{c_1^2 + c_2^2}{4g}$

Udtrykkes alle Hastighederne ved c og sættes for denne Udtrykket fra (9) faas idet man sætter $\zeta - \zeta_n - \zeta_2 = \zeta$

$$h_n + h_2 = \frac{t^2 - 1}{t^2} \zeta h \frac{\left[1 + \frac{\sin^2\alpha}{2\sin^2\beta} + \frac{n^2}{n^2} \frac{\sin^2(\beta - \alpha)}{2\sin^2\beta}\right]}{\left[1 - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} + \frac{\sin^2(\beta - \alpha)}{\sin^2\beta}\right]} + \frac{h\zeta}{2t^2}$$

her kan $h\frac{\zeta}{2t^2}$ bortkastes som en meget lille Størrelse og $\frac{t^2-1}{t^2}$ kan regnes lig 1, hvorved faas:

$$h_n + h_z = h\zeta \frac{2\sin^2\beta + \sin^2\alpha + \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \sin^2(\beta-\alpha)}{4\sin\beta\cos\alpha\sin(\beta-\alpha)}$$

og idet $H = h + h_n + h_z$ faas:

$$h = \frac{H}{1+\zeta\frac{2\sin^2\beta+\sin^2\alpha+\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\sin^2(\beta-\alpha)}{4\sin\beta\cos\alpha\sin(\beta-\alpha)}}$$

Størrelsen ζ er af Weisbach bestemt til 0,05 à 0,15, almindeligt regnes $\zeta = 0{,}1$ og for ugunstige Tilfælde $\zeta = 0{,}2$.

Størrelserne c, c_1, v_1, v_2, w og c_2 findes af (2), (4), (5), (8), (7).

Skovlernes Antal bestemmes ved (16). D_2 og Θ bestemmes ved (17), hvorefter Hjulet kan tegnes.

Ved Partialturbiner, hvis Skovler ikke fyldes helt, regnes bedst saaledes, at for Q indsættes en større Værdi end den virkelige, f. Ex. $2Q$, hvis man vil have Skovlerne halvt fyldte.

Ved Tangentialhjul regnes kun med den Del af Omkredsen, paa hvilken Indløbet findet Sted.

Nyttevirkningen N skyldes Trykhøiden h, dog maa

fraregnes den Høide, der frembringer Slutningshastighe-
den v², altsaa:

$$A = \gamma Q h \frac{t^2 - 1}{t^2}$$

Vandets absolute Arbeidsmængde er $\gamma Q H$, altsaa

$$\text{Virkningsgraden } \mu = \frac{t^2 - 1}{t^2} \cdot \frac{h}{H}$$

dog er her intet Hensyn taget til Luftmodstanden, Tap-
friktionen og deslige, hvorfor den sande Virkningsgrad
vil blive lidt mindre.

Tabel I. Cirklens Periferi og Areal.

Diameter = d.

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
$\frac{1}{16}$	0,1963	0,00307	$1\frac{1}{4}$	3,9270	1,22718	$2\frac{1}{16}$	7,6576	4,66657
$\frac{1}{8}$	0,3927	0,01227	$1\frac{5}{16}$	4,1233	1,35297	$2\frac{1}{2}$	7,8540	4,90874
$\frac{3}{16}$	0,5890	0,02761	$1\frac{3}{8}$	4,3197	1,48489	$2\frac{9}{16}$	8,0503	5,15724
$\frac{1}{4}$	0,7854	0,04909	$1\frac{7}{16}$	4,5160	1,62295	$2\frac{5}{8}$	8,2467	5,41188
$\frac{5}{16}$	0,9817	0,07670	$1\frac{1}{2}$	4,7124	1,76715	$2\frac{11}{16}$	8,4430	5,67266
$\frac{3}{8}$	1,1781	0,11045	$1\frac{9}{16}$	4,9087	1,91748	$2\frac{3}{4}$	8,6394	5,93957
$\frac{7}{16}$	1,3744	0,15033	$1\frac{5}{8}$	5,1051	2,07394	$2\frac{13}{16}$	8,8357	6,21262
$\frac{1}{2}$	1,5708	0,19635	$1\frac{11}{16}$	5,3014	2,23654	$2\frac{7}{8}$	9,0321	6,49181
$\frac{9}{16}$	1,7671	0,24850	$1\frac{3}{4}$	5,4978	2,40528	$2\frac{15}{16}$	9,2284	6,77713
$\frac{5}{8}$	1,9635	0,30680	$1\frac{13}{16}$	5,6941	2,58016	3.	9,4248	7,06858
$\frac{11}{16}$	2,1598	0,37122	$1\frac{7}{8}$	5,8905	2,76117	$3\frac{1}{16}$	9,6211	7,36618
$\frac{3}{4}$	2,3562	0,44179	$1\frac{15}{16}$	6,0868	2,94831	$3\frac{1}{8}$	9,8175	7,66990
$\frac{13}{16}$	2,5525	0,51849	2.	6,2832	3,14159	$3\frac{3}{16}$	10,014	7,97977
$\frac{7}{8}$	2,7489	0,60132	$2\frac{1}{16}$	6,4795	3,34101	$3\frac{1}{4}$	10,210	8,29577
$\frac{15}{16}$	2,9452	0,69029	$2\frac{1}{8}$	6,6759	3,54656	$3\frac{5}{16}$	10,41	8,61790
1.	3,1416	0,7854	$2\frac{3}{16}$	6,8722	3,75825	$3\frac{3}{8}$	10,603	8,94618
$1\frac{1}{16}$	3,3379	0,88664	$2\frac{1}{4}$	7,0686	3,97608	$3\frac{7}{16}$	10,799	9,28058
$1\frac{1}{8}$	3,5343	0,99402	$2\frac{5}{16}$	7,2649	4,20004	$3\frac{1}{2}$	10,996	9,62113
$1\frac{3}{16}$	3,7306	1,10753	$2\frac{3}{8}$	7,4613	4,43014	$3\frac{9}{16}$	11,192	9,96781

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
$3\frac{5}{8}$	11,388	10,3206	$4\frac{13}{16}$	15,512	19,1471	$6\frac{1}{4}$	19,635	30,6796
$3\frac{11}{16}$	11,585	10,696	5	15,708	19,6350	$6\frac{5}{16}$	19,831	31,2963
$3\frac{3}{4}$	11,781	11,0447	$5\frac{1}{16}$	15,904	20,1289	$6\frac{3}{8}$	20,028	31,9191
$3\frac{13}{16}$	11,977	11,4159	$5\frac{1}{8}$	16,101	20,6290	$6\frac{7}{16}$	20,224	32,5480
$3\frac{7}{8}$	12,174	11,7932	$5\frac{3}{16}$	16,297	21,1352	$6\frac{1}{2}$	20,420	33,1831
$3\frac{15}{16}$	12,370	12,1767	$5\frac{1}{4}$	16,493	21,6475	$6\frac{9}{16}$	20,617	33,8243
4	12,566	12,5664	$5\frac{5}{16}$	16,690	22,1660	$6\frac{5}{8}$	20,813	34,4716
$4\frac{1}{16}$	12,763	12,9621	$5\frac{3}{8}$	16,886	22,6906	$6\frac{11}{16}$	21,009	35,1251
$4\frac{1}{8}$	12,959	13,3640	$5\frac{7}{16}$	17,082	23,2214	$6\frac{3}{4}$	21,206	35,7847
$4\frac{3}{16}$	13,155	13,7721	$5\frac{1}{2}$	17,279	23,7583	$6\frac{13}{16}$	21,402	36,4505
$4\frac{1}{4}$	13,352	14,1863	$5\frac{9}{16}$	17,475	24,3013	$6\frac{7}{8}$	21,598	37,1223
$4\frac{5}{16}$	13,548	14,6066	$5\frac{5}{8}$	17,671	24,8505	$6\frac{15}{16}$	21,795	37,8004
$4\frac{3}{8}$	13,744	15,0330	$5\frac{11}{16}$	17,868	25,4058	7	21,991	38,4845
$4\frac{7}{16}$	13,941	15,4656	$5\frac{3}{4}$	18,064	25,9672	$7\frac{1}{16}$	22,187	39,1748
$4\frac{1}{2}$	14,137	15,9043	$5\frac{13}{16}$	18,261	26,5348	$7\frac{1}{8}$	22,384	39,8712
$4\frac{9}{16}$	14,334	16,3492	$5\frac{7}{8}$	18,457	27,1085	$7\frac{3}{16}$	22,580	40,5738
$4\frac{5}{8}$	14,530	16,8002	$5\frac{15}{16}$	18,653	27,6884	$7\frac{1}{4}$	22,777	41,2825
$4\frac{11}{16}$	14,726	17,2573	6	18,850	28,2743	$7\frac{5}{16}$	22,973	41,9973
$4\frac{3}{4}$	14,923	17,7205	$6\frac{1}{16}$	19,046	28,8665	$7\frac{3}{8}$	23,169	42,7183
$4\frac{13}{16}$	15,119	18,1899	$6\frac{1}{8}$	19,242	29,4647	$7\frac{7}{16}$	23,366	43,4454
$4\frac{7}{8}$	15,315	18,6655	$6\frac{3}{16}$	19,439	30,0691	$7\frac{1}{2}$	23,562	44,1786

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
$7\frac{9}{16}$	23,758	44,9180	$8\frac{7}{8}$	27,882	61,8674	$10\frac{3}{16}$	32,005	81,5127
$7\frac{5}{8}$	23,955	45,0635	$8\frac{15}{16}$	28,078	62,7367	$10\frac{1}{4}$	32,201	82,5159
$7\frac{11}{16}$	24,151	46,4152	9.	28,274	63,6173	$10\frac{5}{16}$	32,398	83,5253
$7\frac{3}{4}$	24,347	47,1730	$9\frac{1}{16}$	28,471	64,5039	$10\frac{3}{8}$	32,594	84,5407
$7\frac{13}{16}$	24,544	47,9069	$9\frac{1}{8}$	28,667	65,3967	$10\frac{7}{16}$	32,790	85,5624
$7\frac{7}{8}$	24,740	48,7670	$9\frac{3}{16}$	28,863	66,2956	$10\frac{1}{2}$	32,987	86,5901
$7\frac{15}{16}$	24,936	49,4832	$9\frac{1}{4}$	29,060	67,2006	$10\frac{9}{16}$	33,183	87,6241
8	25,133	50,2655	$9\frac{5}{16}$	29,256	68,1118	$10\frac{5}{8}$	33,379	88,6641
$8\frac{1}{16}$	25,329	51,0539	$9\frac{3}{8}$	29,452	69,0291	$10\frac{11}{16}$	33,576	89,7103
$8\frac{1}{8}$	25,525	51,8486	$9\frac{7}{16}$	29,649	69,9526	$10\frac{3}{4}$	33,772	90,7626
$8\frac{3}{16}$	25,722	52,6493	$9\frac{1}{2}$	29,845	70,8822	$10\frac{13}{16}$	33,968	91,8210
$8\frac{1}{4}$	25,918	53,4562	$9\frac{9}{16}$	30,041	71,8179	$10\frac{7}{8}$	34,165	92,8856
$8\frac{5}{16}$	26,114	54,2692	$9\frac{5}{8}$	30,238	72,7598	$10\frac{15}{16}$	34,361	93,9563
$8\frac{3}{8}$	26,311	55,0883	$9\frac{11}{16}$	30,434	73,7078	11.	34,558	95,0332
$8\frac{7}{16}$	26,507	55,9136	$9\frac{3}{4}$	30,631	74,6619	$11\frac{1}{16}$	34,754	96,1162
$8\frac{1}{2}$	26,704	56,7450	$9\frac{13}{16}$	30,827	75,6222	$11\frac{1}{8}$	34,950	97,2053
$8\frac{9}{16}$	26,900	57,5826	$9\frac{7}{8}$	31,023	76,5886	$11\frac{3}{16}$	35,147	98,3006
$8\frac{5}{8}$	27,096	58,4263	$9\frac{15}{16}$	31,220	77,5611	$11\frac{1}{4}$	35,343	99,4020
$8\frac{11}{16}$	27,293	59,2761	10.	31,416	78,5398	$11\frac{5}{16}$	35,539	100,509
$8\frac{3}{4}$	27,489	60,1320	$10\frac{1}{16}$	31,612	79,5246	$11\frac{3}{8}$	35,736	101,623
$8\frac{13}{16}$	27,685	60,9941	$10\frac{1}{8}$	31,809	80,5156	$11\frac{7}{16}$	35,932	102,743

d.	πd.	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
$11\frac{1}{2}$	36,128	103,869.	$12\frac{13}{16}$	40,252	128,931	$14\frac{1}{8}$	44,375	156,699.
$11\frac{9}{16}$	36,325	105,001.	$12\frac{7}{8}$	40,448	130,192	$14\frac{3}{16}$	44,571	158,089.
$11\frac{5}{8}$	36,521.	106,139.	$12\frac{15}{16}$	40,644	131,459.	$14\frac{1}{4}$	44,768	159,485.
$11\frac{11}{16}$	36,717.	107,284.	13.	40,841	132,732	$14\frac{5}{16}$	44,964.	160,887.
$11\frac{3}{4}$	36,914.	108,434.	$13\frac{1}{16}$	41,037.	134,012	$14\frac{3}{8}$	45,160	162,295.
$11\frac{13}{16}$	37,110	109,591.	$13\frac{1}{8}$	41,233	135,297.	$14\frac{7}{16}$	45,357.	163,709.
$11\frac{7}{8}$	37,306	110,753.	$13\frac{3}{16}$	41,430	136,589.	$14\frac{1}{2}$	45,553	165,130.
$11\frac{15}{16}$	37,503.	111,922.	$13\frac{1}{4}$	41,626	137,886.	$14\frac{9}{16}$	45,749.	166,557.
12.	37,699.	113,097.	$13\frac{5}{16}$	41,822	139,190	$14\frac{5}{8}$	45,946	167,989.
$12\frac{1}{16}$	37,895	114,279.	$13\frac{3}{8}$	42,019.	140,500	$14\frac{11}{16}$	46,142	169,428.
$12\frac{1}{8}$	38,092	115,465	$13\frac{7}{16}$	42,215	141,817.	$14\frac{3}{4}$	46,338	170,873.
$12\frac{3}{16}$	38,288	116,659.	$13\frac{1}{2}$	42,412	143,139.	$14\frac{13}{16}$	46,535	172,324.
$12\frac{1}{4}$	38,485	117,859.	$13\frac{9}{16}$	42,608	144,467.	$14\frac{7}{8}$	46,731.	173,782.
$12\frac{5}{16}$	38,681	119,065.	$13\frac{5}{8}$	42,804.	145,802.	$14\frac{15}{16}$	46,928	175,245.
$12\frac{3}{8}$	38,877	120,276	$13\frac{11}{16}$	43,001.	147,143	15.	47,124.	176,715.
$12\frac{7}{16}$	39,074	121,494.	$13\frac{3}{4}$	43,197.	148,489.			
$12\frac{1}{2}$	39,270	122,718	$13\frac{13}{16}$	43,393	149,842			
$12\frac{9}{16}$	39,466	123,949.	$13\frac{7}{8}$	43,590	151,201.			
$12\frac{5}{8}$	39,663	125,185	$13\frac{15}{16}$	43,786	152,567.			
$12\frac{11}{16}$	39,859.	126,428	14.	43,982	153,938			
$12\frac{3}{4}$	40,055	127,676	$14\frac{1}{16}$	44,179.	155,316			

Tabel II

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
10.	31,416	78,5398	12,1	38,013	114,996	14,2	44,611.	158,368
10,1.	31,730	80,1185	12,2	38,327.	116,899	14,3	44,925	160,606
10,2	32,044	81,7128	12,3	38,642	118,823.	14,4	45,239.	162,860
10,3	32,358	83,3229.	12,4	38,956	120,763.	14,5	45,553	165,130
10,4.	32,673	84,9487	12,5	39,270.	122,718	14,6	45,867.	167,415
10,5	32,987	86,5901.	12,6	39,584.	124,690	14,7.	46,181.	169,717.
10,6	33,301.	88,2473	12,7.	39,898	126,677.	14,8	46,496	172,034.
10,7.	33,615	89,9202	12,8	40,212	128,680	14,9.	46,810	174,366
10,8	33,929.	91,6088	12,9	40,527.	130,698	15,0	47,124.	176,715
10,9.	34,243	93,3132	13,0	40,841	132,732	15,1.	47,438	179,079.
11,0	34,558	95,0332	13,1.	41,155	134,782	15,2	47,752	181,458
11,1.	34,872	96,7689.	13,2	41,469.	136,848	15,3	48,066	183,854.
11,2	35,186	98,5203	13,3	41,783.	138,929.	15,4	48,381.	186,265
11,3.	35,500	100,287	13,4	42,097.	141,026	15,5	48,695	188,692
11,4	35,814	102,070.	13,5	42,412	143,139.	15,6	49,009.	191,134.
11,5	36,128	103,869.	13,6	42,726	145,267.	15,7.	49,323.	193,593.
11,6	36,442	105,683.	13,7.	43,040	147,411	15,8	49,637.	196,067.
11,7.	36,757	107,513.	13,8	43,354	149,571.	15,9	49,951.	198,557.
11,8	37,071.	109,359.	13,9.	43,668	151,747.	16,0	50,265	201,062
11,9.	37,385	111,220	14,0	43,982	153,938	16,1	50,580	203,583
12,0	37,699.	113,097.	14,1.	44,296	156,145	16,2	50,894	206,120

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
16,3	51,208	208,672	18,4	57,805	265,904	20,5	64,403	330,064
16,4	51,522	211,241	18,5	58,119	268,803	20,6	64,717	333,292
16,5	51,836	213,825	18,6	58,434	271,716	20,7	65,031	336,535
16,6	52,150	216,424	18,7	58,748	274,646	20,8	65,345	339,795
16,7	52,465	219,040	18,8	59,062	277,591	20,9	65,659	343,070
16,8	52,779	221,671	18,9	59,376	280,552	21,0	65,973	346,361
16,9	53,093	224,318	19,0	59,690	283,529	21,1	66,288	349,667
17,0	53,407	226,980	19,1	60,004	286,521	21,2	66,602	352,989
17,1	53,721	229,658	19,2	60,319	289,529	21,3	66,916	356,327
17,2	54,035	232,352	19,3	60,633	292,553	21,4	67,230	359,681
17,3	54,350	235,062	19,4	60,947	295,592	21,5	67,544	363,050
17,4	54,664	237,787	19,5	61,261	298,648	21,6	67,858	366,435
17,5	54,978	240,528	19,6	61,575	301,719	21,7	68,173	369,836
17,6	55,292	243,285	19,7	61,889	304,805	21,8	68,487	373,253
17,7	55,606	246,057	19,8	62,204	307,907	21,9	68,801	376,685
17,8	55,920	248,846	19,9	62,518	311,026	22,0	69,115	380,133
17,9	56,235	251,649	20,0	62,832	314,159	22,1	69,429	383,596
18,0	56,549	254,469	20,1	63,146	317,309	22,2	69,743	387,076
18,1	56,863	257,304	20,2	63,460	320,474	22,3	70,058	390,571
18,2	57,177	260,155	20,3	63,774	323,655	22,4	70,372	394,081
18,3	57,491	263,022	20,4	64,088	326,851	22,5	70,686	397,608

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
22,6	71,000	401,150	24,7	77,597	479,164	26,8	84,195	564,104
22,7	71,314	404,708	24,8	77,911	483,051	26,9	84,509	568,322
22,8	71,628	408,281	24,9	78,226	486,955	27,0	84,823	572,555
22,9	71,942	411,871	25,0	78,540	490,874	27,1	85,137	576,804
23,0	72,257	415,476	25,1	78,854	494,809	27,2	85,451	581,069
23,1	72,571	419,096	25,2	79,168	498,759	27,3	85,765	585,349
23,2	72,885	422,733	25,3	79,482	502,726	27,4	86,080	589,646
23,3	73,199	426,385	25,4	79,796	506,707	27,5	86,394	593,957
23,4	73,513	430,053	25,5	80,111	510,705	27,6	86,708	598,285
23,5	73,827	433,736	25,6	80,425	514,719	27,7	87,022	602,628
23,6	74,142	437,435	25,7	80,739	518,748	27,8	87,336	606,987
23,7	74,456	441,150	25,8	81,053	522,792	27,9	87,650	611,362
23,8	74,770	444,881	25,9	81,367	526,853	28,0	87,965	615,752
23,9	75,084	448,627	26,0	81,681	530,929	28,1	88,279	620,158
24,0	75,398	452,389	26,1	81,996	535,021	28,2	88,593	624,580
24,1	75,712	456,167	26,2	82,310	539,129	28,3	88,907	629,018
24,2	76,027	459,961	26,3	82,624	543,252	28,4	89,221	633,471
24,3	76,341	463,770	26,4	82,938	547,391	28,5	89,535	637,940
24,4	76,655	467,595	26,5	83,252	551,546	28,6	89,850	642,424
24,5	76,969	471,435	26,6	83,566	555,716	28,7	90,164	646,923
24,6	77,283	475,292	26,7	83,881	559,902	28,8	90,478	651,441

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
28,9	90,792	655,972	31,0	97,389	754,768	33,1	103,99	860,490
29,0	91,106	660,520	31,1	97,704	759,645	33,2	104,30	865,697
29,1	91,420	665,083	31,2	98,018	764,538	33,3	104,62	870,920
29,2	91,735	669,662	31,3	98,332	769,447	33,4	104,93	876,159
29,3	92,049	674,256	31,4	98,646	774,371	33,5	105,24	881,413
29,4	92,363	678,867	31,5	98,960	779,311	33,6	105,56	886,683
29,5	92,677	683,493	31,6	99,274	784,267	33,7	105,87	891,969
29,6	92,991	688,134	31,7	99,588	789,239	33,8	106,19	897,270
29,7	93,305	692,792	31,8	99,903	794,226	33,9	106,50	902,587
29,8	93,619	697,465	31,9	100,22	799,229	34,0	106,81	907,920
29,9	93,934	702,154	32,0	100,53	804,248	34,1	107,13	913,269
30,0	94,248	706,858	32,1	100,85	809,282	34,2	107,44	918,633
30,1	94,562	711,579	32,2	101,16	814,332	34,3	107,76	924,013
30,2	94,876	716,315	32,3	101,47	819,398	34,4	108,07	929,409
30,3	95,190	721,066	32,4	101,79	824,480	34,5	108,38	934,820
30,4	95,504	725,834	32,5	102,10	829,577	34,6	108,70	940,247
30,5	95,819	730,617	32,6	102,42	834,690	34,7	109,01	945,690
30,6	96,133	735,415	32,7	102,73	839,818	34,8	109,33	951,149
30,7	96,447	740,230	32,8	103,04	844,963	34,9	109,64	956,623
30,8	96,761	745,060	32,9	103,36	850,123	35,0	109,96	962,113
30,9	97,075	749,906	33,0	103,67	855,299	35,1	110,27	967,618

d	πd	$\frac{\pi d^2}{4}$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
35,2	110,58	973,14	37,3	117,18	1092,72	39,4	123,78	1219,22
35,3	110,90	978,67	37,4	117,50	1098,58	39,5	124,09	1225,42
35,4	111,21	984,20	37,5	117,81	1104,47	39,6	124,41	1231,63
35,5	111,53	989,79	37,6	118,12	1110,36	39,7	124,72	1237,86
35,6	111,84	995,38	37,7	118,44	1116,28	39,8	125,04	1244,10
35,7	112,15	1000,98	37,8	118,75	1122,21	39,9	125,35	1250,36
35,8	112,47	1006,60	37,9	119,07	1128,15	40,0	125,66	1256,64
35,9	112,78	1012,23	38,0	119,38	1134,11	40,1	125,98	1262,93
36,0	113,10	1017,88	38,1	119,69	1140,09	40,2	126,29	1269,23
36,1	113,41	1023,54	38,2	120,01	1146,08	40,3	126,61	1275,55
36,2	113,73	1029,22	38,3	120,32	1152,09	40,4	126,92	1281,90
36,3	114,04	1034,91	38,4	120,64	1158,12	40,5	127,23	1288,25
36,4	114,35	1040,62	38,5	120,95	1164,16	40,6	127,55	1294,62
36,5	114,67	1046,35	38,6	121,27	1170,21	40,7	127,86	1301,00
36,6	114,98	1052,09	38,7	121,58	1176,28	40,8	128,18	1307,41
36,7	115,30	1057,84	38,8	121,89	1182,37	40,9	128,49	1313,82
36,8	115,61	1063,62	38,9	122,21	1188,47	41,0	128,81	1320,25
36,9	115,92	1069,41	39,0	122,52	1194,59	41,1	129,12	1326,70
37,0	116,24	1075,21	39,1	122,84	1200,72	41,2	129,43	1333,17
37,1	116,55	1081,03	39,2	123,15	1206,87	41,3	129,75	1339,65
37,2	116,87	1086,87	39,3	123,46	1203,04	41,4	130,00	1346,14

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
41,5	130,38	1352,65	43,6	136,97	1493,01	45,7	143,57	1642,30
41,6	130,69	1359,18	43,7	137,29	1499,87	45,8	143,88	1647,48
41,7	131,00	1365,72	43,8	137,60	1506,74	45,9	144,20	1654,68
41,8	131,32	1372,28	43,9	137,92	1513,63	46,0	144,51	1661,90
41,9	131,63	1378,85	44,0	138,23	1520,53	46,1	144,83	1669,14
42,0	131,95	1385,44	44,1	138,54	1527,45	46,2	145,14	1676,39
42,1	132,26	1392,05	44,2	138,86	1534,39	46,3	145,46	1683,65
42,2	132,58	1398,67	44,3	139,17	1541,34	46,4	145,77	1690,93
42,3	132,89	1405,31	44,4	139,49	1548,30	46,5	146,08	1698,23
42,4	133,20	1411,96	44,5	139,80	1555,28	46,6	146,40	1705,54
42,5	133,52	1418,63	44,6	140,12	1562,28	46,7	146,71	1712,87
42,6	133,83	1425,31	44,7	140,43	1569,30	46,8	147,03	1720,21
42,7	134,15	1432,01	44,8	140,74	1576,33	46,9	147,34	1727,57
42,8	134,46	1438,72	44,9	141,06	1583,37	47,0	147,65	1734,94
42,9	134,77	1445,45	45,0	141,37	1590,43	47,1	147,97	1742,34
43,0	135,09	1452,20	45,1	141,69	1597,51	47,2	148,28	1749,74
43,1	135,40	1458,96	45,2	142,00	1604,60	47,3	148,60	1757,16
43,2	135,72	1465,74	45,3	142,31	1611,71	47,4	148,91	1764,60
43,3	136,03	1472,54	45,4	142,63	1618,83	47,5	149,23	1772,05
43,4	136,35	1479,34	45,5	142,94	1625,97	47,6	149,54	1779,52
43,5	136,66	1486,17	45,6	143,26	1633,13	47,7	149,85	1787,01

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
47,8	150,17	1794,51	49,9	156,77	1955,65	52,0	163,36	2123,72
47,9	150,48	1802,03	50,0	157,08	1963,50	52,1	163,68	2131,89
48,0	150,80	1809,56	50,1	157,39	1971,36	52,2	163,99	2140,08
48,1	151,11	1817,11	50,2	157,71	1979,23	52,3	164,31	2148,29
48,2	151,42	1824,67	50,3	158,02	1987,13	52,4	164,62	2156,51
48,3	151,74	1832,25	50,4	158,34	1995,04	52,5	164,93	2164,75
48,4	152,05	1839,84	50,5	158,65	2002,96	52,6	165,25	2173,01
48,5	152,37	1847,45	50,6	158,96	2010,90	52,7	165,56	2181,28
48,6	152,68	1855,08	50,7	159,28	2018,86	52,8	165,88	2189,56
48,7	153,00	1862,72	50,8	159,59	2026,83	52,9	166,19	2197,87
48,8	153,31	1870,38	50,9	159,91	2034,82	53,0	166,50	2206,18
48,9	153,62	1878,05	51,0	160,22	2042,82	53,1	166,82	2214,52
49,0	153,94	1885,74	51,1	160,54	2050,84	53,2	167,13	2222,87
49,1	154,25	1893,45	51,2	160,85	2058,87	53,3	167,45	2231,23
49,2	154,57	1901,17	51,3	161,16	2066,92	53,4	167,76	2239,61
49,3	154,88	1908,90	51,4	161,48	2074,99	53,5	168,08	2248,01
49,4	155,19	1916,65	51,5	161,79	2083,07	53,6	168,39	2256,42
49,5	155,51	1924,42	51,6	162,11	2091,17	53,7	168,70	2264,84
49,6	155,82	1932,21	51,7	162,42	2099,28	53,8	169,02	2273,29
49,7	156,14	1940,00	51,8	162,73	2107,41	53,9	169,33	2281,75
49,8	156,45	1947,82	51,9	163,05	2115,56	54,0	169,65	2290,22

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
54,1	169,96	2298,71	56,2	176,56	2480,63	58,3	183,15	2669,48
54,2	170,27	2307,22	56,3	176,87	2489,47	58,4	183,47	2678,65
54,3	170,59	2315,74	56,4	177,19	2498,32	58,5	183,78	2687,83
54,4	170,90	2324,28	56,5	177,50	2507,19	58,6	184,10	2697,03
54,5	171,22	2332,83	56,6	177,81	2516,07	58,7	184,41	2706,24
54,6	171,53	2341,40	56,7	178,13	2524,97	58,8	184,73	2715,47
54,7	171,85	2349,98	56,8	178,44	2533,88	58,9	185,04	2724,71
54,8	172,16	2358,58	56,9	178,76	2542,81	59,0	185,35	2733,97
54,9	172,47	2367,20	57,0	179,07	2551,76	59,1	185,67	2743,25
55,0	172,79	2375,83	57,1	179,38	2560,72	59,2	185,98	2752,54
55,1	173,10	2384,48	57,2	179,70	2569,70	59,3	186,30	2761,84
55,2	173,42	2393,14	57,3	180,01	2578,69	59,4	186,61	2771,17
55,3	173,73	2401,82	57,4	180,33	2587,70	59,5	186,92	2780,51
55,4	174,04	2410,51	57,5	180,64	2596,72	59,6	187,24	2789,86
55,5	174,36	2419,22	57,6	180,96	2605,76	59,7	187,55	2799,23
55,6	174,67	2427,95	57,7	181,27	2614,82	59,8	187,87	2808,62
55,7	174,99	2436,69	57,8	181,58	2623,89	59,9	188,18	2818,02
55,8	175,30	2445,45	57,9	181,90	2632,98	60,0	188,50	2827,43
55,9	175,62	2454,22	58,0	182,21	2642,08	60,1	188,81	2836,87
56,0	175,93	2463,01	58,1	182,53	2651,20	60,2	189,12	2846,31
56,1	176,24	2471,81	58,2	182,84	2660,33	60,3	189,44	2855,78

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
60,4	189,75	2865,26	62,5	196,35	3067,96	64,6	202,93	3277,59
60,5	190,07	2874,75	62,6	196,66	3077,79	64,7	203,26	3287,75
60,6	190,38	2884,26	62,7	196,98	3087,63	64,8	203,58	3297,92
60,7	190,69	2893,79	62,8	197,29	3097,48	64,9	203,89	3308,10
60,8	191,01	2903,33	62,9	197,61	3107,36	65,0	204,20	3318,31
60,9	191,32	2912,89	63,0	197,92	3117,25	65,1	204,52	3328,53
61,0	191,64	2922,47	63,1	198,23	3127,15	65,2	204,83	3338,76
61,1	191,95	2932,06	63,2	198,55	3137,07	65,3	205,15	3349,01
61,2	192,27	2941,66	63,3	198,86	3147,00	65,4	205,46	3359,27
61,3	192,58	2951,28	63,4	199,18	3156,96	65,5	205,77	3369,55
61,4	192,89	2960,92	63,5	199,49	3166,92	65,6	206,09	3379,85
61,5	193,21	2970,57	63,6	199,81	3176,90	65,7	206,40	3390,16
61,6	193,52	2980,24	63,7	200,12	3186,90	65,8	206,72	3400,49
61,7	193,84	2989,92	63,8	200,43	3196,92	65,9	207,03	3410,83
61,8	194,15	2999,62	63,9	200,75	3206,95	66,0	207,35	3421,19
61,9	194,46	3009,34	64,0	201,06	3216,99	66,1	207,66	3431,57
62,0	194,78	3019,07	64,1	201,38	3227,05	66,2	207,97	3441,96
62,1	195,09	3028,82	64,2	201,69	3237,13	66,3	208,29	3452,37
62,2	195,41	3038,58	64,3	202,00	3247,22	66,4	208,60	3462,79
62,3	195,72	3048,36	64,4	202,32	3257,33	66,5	208,92	3473,23
62,4	196,04	3058,15	64,5	202,63	3267,45	66,6	209,23	3483,68

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
66,7.	209,54	3494,13	68,8	216,14	3717,64	70,9	222,74	3948,05
66,8	209,86	3504,64	68,9.	216,46	3728,45	71,0	223,05	3959,19
66,9.	210,17.	3515,14.	69,0.	216,77	3739,28	71.1	223,37	3970,35
67,0	210,49.	3525,65	69,1	217,08	3750,13	71,2	223,68	3981,53
67,1	210,80	3536,18	69,2	217,40	3760,99	71.3	224,00	3992,72
67,2	211,12	3546,73	69,3.	217,71	3771,87	71,4	224,31.	4003,93
67,3.	211,43	3557,30	69,4.	218,03	3782,76	71,5	224,62	4015,15
67,4	211,74.	3567,88	69,5	218,34.	3793,67	71,6	224,94	4026,39
67,5	212,06	3578,47	69,6	218,65	3804,59	71,7.	225,25	4037,65
67,6	212,37.	3589,08	69,7.	218,97.	3815,53	71,8	225,57	4048,92
67,7.	212,69.	3599,71	69,8	219,28	3826,49	71,9.	225,88	4060,20
67,8	213,00	3610,35	69,9.	219,60	3837,46	72,0	226,19	4071,50
67,9.	213,31	3621,01	70,0	219,91	3848,45	72,1	226,51	4082,82
68,0	213,63	3631,68	70,1	220,23	3859,45	72,2.	226,82	4094,15
68,1	213,94	3642,37	70,2	220,54.	3870,47	72,3.	227,14.	4105,50
68,2	214,26	3653,08	70,3.	220,85	3881,51	72,4.	227,45	4116,87
68,3.	214,57	3663,80	70,4	221,17.	3892,56	72,5	227,77	4128,25
68,4	214,88	3674,53	70,5	221,48	3903,63	72,6	228,08	4139,65
68,5	215,20	3685,28	70,6	221,80	3914,71	72,7	228,39.	4151,06
68,6	215,51	3696,05	70,7.	222,11	3925,80	72,8	228,71	4162,48
68,7.	215,83.	3706,84	70,8.	222,42	3936,92	72,9	229,02	4173,95

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
73,0	229,34	4185,39	75,1	235,93	4429,65	77,2	242,53	4680,85
73,1	229,63	4196,86	75,2	236,25	4441,46	77,3	242,85	4692,98
73,2	229,96	4208,35	75,3	236,56	4453,28	77,4	243,16	4705,13
73,3	230,28	4219,86	75,4	236,88	4465,11	77,5	243,47	4717,30
73,4	230,59	4231,38	75,5	237,19	4476,97	77,6	243,79	4729,48
73,5	230,91	4242,92	75,6	237,50	4488,83	77,7	244,10	4741,68
73,6	231,22	4254,47	75,7	237,82	4500,72	77,8	244,42	4753,89
73,7	231,54	4266,04	75,8	238,13	4512,62	77,9	244,73	4766,12
73,8	231,85	4277,62	75,9	238,45	4524,53	78,0	245,04	4778,36
73,9	232,16	4289,22	76,0	238,76	4536,46	78,1	245,36	4790,62
74,0	232,48	4300,84	76,1	239,08	4548,41	78,2	245,67	4802,90
74,1	232,79	4312,47	76,2	239,39	4560,37	78,3	245,99	4815,19
74,2	233,11	4324,12	76,3	239,70	4572,34	78,4	246,30	4827,50
74,3	233,42	4335,78	76,4	240,02	4584,34	78,5	246,62	4839,82
74,4	233,73	4347,46	76,5	240,33	4596,35	78,6	246,93	4852,16
74,5	234,05	4359,16	76,6	240,65	4608,37	78,7	247,24	4864,51
74,6	234,36	4370,87	76,7	240,96	4620,41	78,8	247,56	4876,88
74,7	234,68	4382,59	76,8	241,27	4632,47	78,9	247,87	4889,27
74,8	234,99	4394,33	76,9	241,59	4644,54	79,0	248,19	4901,67
74,9	235,31	4406,09	77,0	241,90	4656,63	79,1	248,50	4914,09
75,0	235,62	4417,86	77,1	242,22	4668,73	79,2	248,81	4926,52

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
79,3	249,13	4938,97	81,4	255,73	5204,02	83,5	262,32	5475,99
79,4	249,44	4951,43	81,5	256,04	5216,81	83,6	262,64	5489,12
79,5	249,76	4963,91	81,6	256,35	5229,62	83,7	262,95	5502,26
79,6	250,07	4976,4	81,7	256,67	5242,45	83,8	263,27	5515,41
79,7	250,38	4988,92	81,8	256,98	5255,29	83,9	263,58	5528,58
79,8	250,70	5001,45	81,9	257,30	5268,14	84,0	263,89	5541,77
79,9	251,01	5013,99	82,0	257,61	5281,02	84,1	264,21	5554,97
80,0	251,33	5026,55	82,1	257,92	5293,91	84,2	264,52	5568,19
80,1	251,64	5039,12	82,2	258,24	5306,81	84,3	264,84	5581,42
80,2	251,96	5051,71	82,3	258,55	5319,73	84,4	265,15	5594,67
80,3	252,27	5064,32	82,4	258,87	5332,67	84,5	265,46	5607,94
80,4	252,58	5076,94	82,5	259,18	5345,62	84,6	265,78	5621,22
80,5	252,90	5089,58	82,6	259,50	5358,58	84,7	266,09	5634,52
80,6	253,21	5102,23	82,7	259,81	5371,57	84,8	266,41	5647,83
80,7	253,53	5114,90	82,8	260,12	5384,56	84,9	266,72	5661,16
80,8	253,84	5127,58	82,9	260,44	5397,58	85,0	267,04	5674,50
80,9	254,15	5140,28	83,0	260,75	5410,61	85,1	267,35	5687,86
81,0	254,47	5153,00	83,1	261,07	5423,66	85,2	267,66	5701,24
81,1	254,78	5165,73	83,2	261,38	5436,71	85,3	267,98	5714,63
81,2	255,10	5178,48	83,3	261,69	5449,79	85,4	268,29	5728,03
81,3	255,41	5191,24	83,4	262,01	5462,88	85,5	268,61	5741,46

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
85,6	268,92	5754,90	87,7	275,52	6040,73	89,8	282,12	6333,48
85,7	269,23	5768,35	87,8	275,83	6054,51	89,9	282,43	6347,60
85,8	269,55	5781,82	87,9	276,15	6068,31	90,0	282,74	6361,73
85,9	269,86	5795,30	88,0	276,46	6082,12	90,1	283,06	6375,87
86,0	270,18	5808,80	88,1	276,77	6095,95	90,2	283,37	6390,03
86,1	270,49	5822,32	88,2	277,09	6109,80	90,3	283,69	6404,21
86,2	270,81	5835,85	88,3	277,40	6123,66	90,4	284,00	6418,40
86,3	271,12	5849,40	88,4	277,72	6137,54	90,5	284,31	6432,61
86,4	271,43	5862,97	88,5	278,03	6151,43	90,6	284,63	6446,83
86,5	271,75	5876,55	88,6	278,35	6165,34	90,7	284,94	6461,07
86,6	272,06	5890,14	88,7	278,66	6179,27	90,8	285,26	6475,33
86,7	272,38	5903,75	88,8	278,97	6193,21	90,9	285,57	6489,60
86,8	272,69	5917,38	88,9	279,29	6207,17	91,0	285,88	6503,88
86,9	273,00	5931,02	89,0	279,60	6221,14	91,1	286,20	6518,18
87,0	273,32	5944,68	89,1	279,92	6235,13	91,2	286,51	6532,50
87,1	273,63	5958,35	89,2	280,23	6249,13	91,3	286,83	6546,84
87,2	273,95	5972,04	89,3	280,54	6263,15	91,4	287,14	6561,18
87,3	274,26	5985,75	89,4	280,86	6277,18	91,5	287,46	6575,53
87,4	274,58	5999,47	89,5	281,17	6291,24	91,6	287,77	6589,93
87,5	274,89	6013,20	89,6	281,49	6305,30	91,7	288,08	6604,33
87,6	275,20	6026,96	89,7	281,80	6319,38	91,8	288,40	6618,74

d.	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd.	$\frac{\pi}{4} d^2$	d.	πd.	$\frac{\pi}{4} d^2$
91,9	288,71	6633,17	94,0	295,31	6939,78	96,1	301,91	7253,32
92,0	289,03	6647,61	94,1	295,62	6954,55	96,2	302,22	7268,42
92,1	289,34	6662,07	94,2	295,94	6969,34	96,3	302,54	7283,54
92,2	289,65	6676,54	94,3	296,25	6984,15	96,4	302,85	7298,67
92,3	289,97	6691,03	94,4	296,57	6998,97	96,5	303,16	7313,82
92,4	290,28	6705,54	94,5	296,88	7013,80	96,6	303,48	7328,99
92,5	290,60	6720,06	94,6	297,19	7028,65	96,7	303,79	7344,17
92,6	290,91	6734,60	94,7	297,51	7043,52	96,8	304,11	7359,37
92,7	291,23	6749,15	94,8	297,82	7058,40	96,9	304,42	7374,58
92,8	291,54	6763,72	94,9	298,14	7073,30	97,0	304,73	7389,81
92,9	291,85	6778,31	95,0	298,45	7088,22	97,1	305,05	7405,06
93,0	292,17	6792,91	95,1	298,77	7103,15	97,2	305,36	7420,32
93,1	292,48	6807,52	95,2	299,08	7118,09	97,3	305,68	7435,59
93,2	292,80	6822,16	95,3	299,39	7133,06	97,4	305,99	7450,88
93,3	293,11	6836,80	95,4	299,71	7148,03	97,5	306,31	7466,19
93,4	293,42	6851,47	95,5	300,02	7163,03	97,6	306,62	7481,51
93,5	293,74	6866,13	95,6	300,34	7178,04	97,7	306,93	7496,85
93,6	294,05	6880,84	95,7	300,65	7193,06	97,8	307,25	7512,21
93,7	294,37	6895,55	95,8	300,96	7208,10	97,9	307,56	7527,58
93,8	294,68	6910,28	95,9	301,28	7223,16	98,0	307,88	7542,96
93,9	295,00	6925,02	96,0	301,59	7238,23	98,1	308,19	7558,37

d	πd	$\frac{\pi}{4} d^2$
98,2	308,50	7573,78
98,3	308,82	7589,22
98,4	309,13	7604,66
98,5	309,45	7620,13
98,6	309,76	7635,61
98,7	310,08	7651,11
98,8	310,39	7666,62
98,9	310,70	7682,14
99,0	311,02	7697,69
99,1	311,33	7713,25
99,2	311,65	7728,82
99,3	311,96	7744,41
99,4	312,27	7760,02
99,5	312,59	7775,64
99,6	312,90	7791,28
99,7	313,22	7806,93
99,8	313,53	7822,60
99,9	313,85	7838,28

$\pi = 3,141593$

$\pi^2 = 9,869604$

$\pi^3 = 31,006277$

$\frac{1}{\pi} = 0,318310$

$\frac{1}{\pi^2} = 0,101321$

$\sqrt{\pi} = 1,772454$

$\sqrt[3]{\pi} = 1,464592$

$\sqrt{\frac{1}{\pi}} = 0,564190$

$\sqrt[3]{\frac{1}{\pi}} = 0,682784$

$\log \pi = 0,497150$

$\log \sqrt{\pi} = 0,248575$

$\log \frac{1}{\pi} = 0,502850 - 1$

$\log \sqrt{\frac{1}{\pi}} = 0,751425 - 1$

$\log \frac{1}{\pi^2} = 0,005700 - 1$

Tabel III Kvadratet paa alle hele Tal fra 1 — 1000.

	0.	100	200	300	400
0	0	10000	40000	90000	160000
1.	1.	10201.	40401.	90601	160801.
2	4.	10404.	40804.	91204.	161604.
3.	9.	10609.	41209.	91809.	162409.
4	16	10816	41616	92416	163216
5	25	11025	42025	93025	164025
6	36	11236	42436	93636	164836
7.	49.	11449.	42849	94249.	165649.
8	64.	11664.	43264.	94864.	166464.
9.	81.	11881.	43681.	95481.	167281.
10	100	12100	44100	96100	168100
11.	121.	12321.	44521.	96721.	168921.
12	144	12544.	44944.	97344.	169744.
13.	169	12769.	45369.	97969.	170569.
14	196	12996	45796	98596	171396
15	225	13225	46225	99225	172225
16	256	13456	46656	99856	173056
17.	289.	13689.	47089.	100489.	173889.

Kvadratet

	0.	100	200	300	400
18	324.	13924.	47524.	101124.	174724.
19	361.	14161.	47961.	101761.	175561.
20	400	14400	48400	102400	176400
21.	441	14641	48841	103041	177241.
22	484.	14884.	49284.	103684.	178084.
23.	529.	15129.	49729.	104329.	178929.
24.	576	15376	50176	104976	179776
25	625	15625	50625	105625	180625
26	676	15876	51076	106276	181476
27.	729.	16129.	51529.	106929.	182329.
28	784.	16384.	51984.	107584.	183184.
29.	841.	16641.	52441	108241.	184041
30	900	16900	52900	108900	184900
31.	961	17161.	53361.	109561.	185761.
32	1024	17424.	53824.	110224.	186624.
33.	1089.	17689.	54289.	110889	187489.
34	1156	17956	54756	111556	188356
35	1225	18225	55225	112225	189225
36	1296	18496	55696	112896	190096
37	1369.	18769.	56169.	113569.	190969.
38	1444.	19044	56644.	114244.	191844

Kvadratet

	0	100	200	300	400
39.	1521.	19321.	57121.	114921.	192721.
40	1600	19600	57600	115600	193600
41	1681.	19881.	58081.	116281.	194481.
42	1764.	20164.	58564.	116964.	195364.
43.	1849.	20449.	59049.	117649.	196249.
44	1936	20736	59536	118336	197136
45	2025	21025	60025	119025	198025
46	2116	21316	60516	119716	198916
47.	2209.	21609.	61009.	120409.	199809.
48	2304.	21904.	61504.	121104.	200704.
49.	2401.	22201.	62001.	128101.	201601.
50	2500	22500	62500	120500	202500
51	2601.	22801.	63001.	123201.	203401.
52	2704.	23104.	63504.	123904.	204304.
53	2809	23409.	64009.	124609.	205209.
54	2916	23716	64516	125316	206116
55	3025	24025	65025	126025	207025
56	3136	24336	65536	126736	207936
57	3249.	24649.	66049.	127449.	208849.
58	3364	24964	66564	128164	209764
59.	3481.	25281.	67081.	128881.	210681.

Kvadratet

	0.	100.	200	300	400
60	3600	25600	67600	129600	211600
61.	3721.	25921.	68121.	130321.	212521.
62	3844.	26244	68644.	131044.	213444.
63.	3969.	26569.	69169.	131769.	214369.
64.	4096	26896	69696	132496	215296
65	4225	27225	70225	133225	216225
66	4356	27556	70756	133956	217156
67.	4489.	27889.	71289.	134689.	218089.
68	4624.	28224.	71824.	135424.	219024.
69.	4761.	28561.	72361.	136161.	219961.
70.	4900.	28900	72900	136900	220900
71.	5041	29241.	73441.	137641.	221841.
72	5184.	29584.	73984.	138384.	222784.
73.	5329.	29929.	74529.	139129.	223729.
74.	5476	30276	75076	139876	224676
75	5625	30625	75625	140625	225625
76	5776	30976	76176	141376	226576
77.	5929.	31329.	76729.	142129.	227529.
78	6084.	31684.	77284.	142884.	228484.
79.	6241.	32041.	77841.	143641.	229441.
80	6400.	32400.	78400.	144400	230400

	0	100	200	300	400
81.	6561.	32761.	78961.	145161.	231361.
82.	6724.	33124.	79524.	145924.	232324.
83.	6889.	33489.	80089.	146689.	233289.
84.	7056	33856	80656	147456	234256
85.	7225	34225	81225	148225	235225
86.	7396	34596	81796	148996	236196
87.	7569.	34969.	82369.	149769.	237169.
88.	7744.	35344.	82944.	150544.	238144.
89.	7921.	35721.	83521.	151321.	239121.
90.	8100	36100	84100	152100	240100
91.	8281.	36481.	84681.	152881.	241081.
92.	8464.	36864.	85264.	153664.	242064.
93.	8649.	37249.	85849.	154449.	243049.
94.	8836.	37636.	86436.	155236.	244036.
95.	9025.	38025.	87025.	156025.	245025.
96.	9216.	38416.	87616.	156816.	246016.
97.	9409.	38809.	88209.	157609.	247009.
98.	9604.	39204.	88804.	158404.	248004.
99.	9801.	39601.	89401.	159201.	249001.

	500.	600	700	800	900.
0	250000	360000	490000	640000	810000.
1.	251001.	361201.	491401.	641601.	811801.
2.	252004.	362404.	492804.	643204.	813604.
3.	253009.	363609.	494209.	644809.	815409.
4.	254016	364816	495616	646416	817216
5	255025	366025	497025	648025	819025
6	256036	367236	498436	649636	820836
7.	257049.	368449.	499849.	651249.	822649.
8	258064.	369664	501264.	652864	824464.
9.	259081.	370881.	502681.	654481.	826281.
10	260100	372100	504100.	656100	828100
11.	261121.	373321.	505521.	657721.	829921.
12	262144.	374544.	506944.	659344.	831744.
13.	263169.	375769.	508369.	660969.	833569.
14	264196	376996	509796	662596	835396
15	265225	378225	511225	664225	837225
16	266256	379456	512656	665856	839056
17.	267289.	380689.	514089.	667489.	840889.
18	268324.	381924.	515524.	669124.	842724.
19	269361.	383161.	516961.	670761.	844561.
20	270400.	384400.	518400.	672400.	846400

	500	600	700	800	900
21.	271441.	385641	519841	674041	848241.
22.	272484	386884.	521284	675684.	850084.
23.	273529.	388129.	522729.	677329.	851929.
24.	274576	389376	524176	678976	853776
25	275625	390625	525625	680625	855625
26	276676	391876	527076	682276	857476
27.	277729.	393129.	528529.	683929.	859329.
28.	278784.	394384.	529984.	685584.	861184
29.	279841.	395641.	531441.	687241.	863041.
30	280900	396900.	532900	688900	864900
31.	281961.	398161.	534361.	690561.	866761.
32.	283024.	399424.	535824.	692224.	868624.
33.	284089.	400689.	537289.	693889.	870489.
34.	285156	401956	538756	695556	872356
35	286225	403225	540225	697225	874225
36	287296	404496	541696	698896	876096
37.	288369.	405769.	543169.	700569.	877969.
38.	289444.	407044.	544644.	702244.	879844.
39.	290521	408321.	546121.	703921.	881721.
40	291600	409600	547600	705600	883600
41.	292681.	410881.	549081.	707281.	885481.

	500	600	700	800	900
42	293764.	352164.	350564.	348964.	347364.
43	294849.	353449.	351849.	350249.	348649.
44	295936.	354736.	353136.	351536.	349936.
45	297025.	356025.	354425.	352825.	351225.
46	298116.	357316.	355716.	354116.	352516.
47.	299209.	358609.	357009.	355409.	353809.
48	300304.	359904.	358304.	356704.	355104.
49.	301401.	361201.	359601.	358001.	356401.
50	302500	362500	360900	359300	357700
51.	303601.	363801.	362201.	360601.	359001.
52.	304704.	365104.	363504.	361904.	360304.
53	305809.	366409.	364809.	363209.	361609.
54	306916	367716	366116	364516	362916
55	308025	369025	367425	365825	364225
56	309136	370336	368736	367136	365536
57.	310249.	371649.	370049.	368449.	366849.
58	311364	372964	371364	369764	368164
59.	312481.	374281.	372681.	371081.	369481.
60	313600	375600	373900	372400	370900
61.	314721.	376921.	375321.	373721.	372121.
62.	315844.	378244.	376644.	375044.	373444.

	500	600	700	800	900
63	316969	439569	582169	744769	927369
64	318096	440896	583696	746496	929296
65	319225	442225	585225	748225	931225
66	320356	443556	586756	749956	933156
67	321489	444889	588289	751689	935089
68	322624	446224	589824	753424	937024
69	323761	447561	591361	755161	938961
70	324900	448900	592900	756900	940900
71	326041	450241	594441	758641	942841
72	327184	451584	595984	760384	944784
73	328329	452929	597529	762129	946729
74	329476	454276	599076	763876	948676
75	330625	455625	600625	765625	950625
76	331776	456976	602176	767376	952576
77	332929	458329	603729	769129	954529
78	334084	459684	605284	770884	956484
79	335241	461041	606841	772641	958441
80	336400	462400	608400	774400	960400
81	337561	463761	609961	776161	962361
82	338724	465124	611524	777924	964324
83	339889	466489	613089	779689	966289

	500	600	700	800	900
84.	341056	467856	614656	781456	968256
85	342225	469225	616225	783225	970225
86	343396	470596	617796	784996	972196
87.	344569.	471969.	619369.	786769.	974169.
88	345744	473344.	620944.	788544.	976144.
89.	346921.	474721.	622521.	790321.	978121.
90	348100	476100	624100	792100	980100
91	349281.	477481.	625681.	793881.	982081.
92.	350464.	478864.	627264.	795664	984064.
93	351649.	480249.	628849.	797449.	986049.
94	352836	481636	630436	799236	988036
95	354025	483025	632025	801025	990025
96	355216	484416	633616	802816	992016
97.	356409.	485809.	635209.	804609.	994009.
98	357604.	487204.	636804.	806404.	996004.
99.	358801.	488601.	638401.	808201.	998001

Tabel IV.

Kubus paa alle hele Tal fra 1 – 1000.

	0	100	200	300	400.
0	0	1000000	8000000	27000000	64000000
1.	1.	1030301.	8120601.	27270901.	64481201.
2	8	1061208	8242408	27543608	64964808
3.	27.	1092727	8365427	27818127.	65450827
4	64.	1124864.	8489664.	28094464.	65939264.
5	125	1157625	8615125	28372625	66430125
6	216	1191016	8741816	28652616	66923416
7	343	1225043.	8869743	28934443.	67419143.
8	512.	1259712.	8998912	29218112.	67917312
9.	729.	1295029.	9129329.	29503629.	68417929.
10	1000	1331000	9261000	29791000	68921000
11	1331.	1367631.	9393931.	30080231.	69426531.
12	1728	1404928	9528128	30371328	69934528
13.	2197.	1442897	9663597.	30664297.	70444997.
14.	2744.	1481544.	9800344.	30959144.	70957944.
15	3375	1520875	9938375	31255875	71473375
16	4096	1560896	10077696	31554496	71991296
17.	4913.	1601613.	10218313.	31855013.	72511713.
18.	5832	1643032	10360232	32157432	73034632

	0	100	200	300	400
19.	6859	1685159.	10503459.	32461759.	73560059.
20	8000	1728000	10648000	32768000	74088000
21.	9261.	1771561	10793861.	33076161.	74618461.
22.	10648.	1815848	10941048	33386248	75151448
23.	12167.	1860867	11089567	33698267.	75686967
24.	13824.	1906624.	11239424.	34012224.	76225024.
25.	15625.	1953125.	11390625	34328125.	76765625
26.	17576.	2000376	11543176	34645976	77308776
27.	19683.	2048383	11697083.	34965783	77854483
28.	21952.	2097152.	11852352.	35287552.	78402752.
29.	24389.	2146689.	12008989.	35611289.	78953589.
30.	27000.	2197000.	12167000.	35937000.	79507000.
31.	29791.	2248091.	12326391.	36264691.	80062991.
32.	32768.	2299968.	12487168.	36594368.	80621568.
33.	35937.	2352637.	12649337.	36926037.	81182737.
34.	39304.	2406104.	12812904.	37259704.	81746504.
35.	42875.	2460375.	12977875.	37595375.	82312875.
36.	46656.	2515456.	13144256.	37933056.	82881856.
37.	50653.	2571353.	13312053.	38272753.	83453453.
38.	54872.	2628072.	13481272.	38614472.	84027672.
39.	59319.	2685619.	13651919.	38958219.	84604519.

	0	100	200	300	400
40.	64000	2744000	13824000	39304000	85184000
41.	68921.	2803221.	13997521.	39651821.	85766121.
42.	74088	2863288	14172488	40001688	86350888
43.	79507.	2924207	14348907.	40353607.	86938307
44.	85184.	2985984.	14526784	40707584.	87528384.
45	91125	3048625	14706125	41063625	88121125
46	97336	3112136	14886936	41421736	88716536
47.	103823.	3176523.	15069223	41781923	89314623
48	110592	3241792	15252992	42144192	89915392
49.	117649.	3307949.	15438249.	42508549.	90518849.
50	125000	3375000	15625000	42875000	91125000
51.	132651.	3442951.	15813251.	43243551.	91733851.
52.	140608	3511808	16003008	43614208	92345408
53.	148877.	3581577.	16194277	43986977	92959677
54.	157464.	3652264.	16387064.	44361864.	93576664.
55	166375	3723875	16581375	44738875	94196375
56	175616	3796416	16777216	45118016	94818816
57.	185193.	3869893.	16974593	45499293	95443993
58.	195112.	3944312	17173512	45882712	96071912
59.	205379.	4019679	17373979.	46268279.	96702579.
60.	216000	4096000	17576000	46656000	97336000

	0	100	200	300	400
61	226981.	4173281	17779581.	47045881.	97972181.
62.	238328	4251528	17984728	47437928	98611128
63	250047.	4330747	18191447	47832147.	99252847
64.	262144.	4410944	18399744	48228544.	99897344
65	274625	4492125	18609625	48627125	100544625
66	287496	4574296	18821096	49027896	101194696
67.	300763.	4657463	19034163	49430863	101847563
68	314432	4741632	19248832	49836032	102503232
69.	328509.	4826809.	19465109	50243409.	103161709
70	343000	4913000	19683000	50653000	103823000
71.	357911.	5000211.	19902511	51064811.	104487111.
72.	373248	5088448	20123648	51478848	105154048
73.	389017.	5177717.	20346417	51895117.	105823817.
74.	405224.	5268024.	20570824.	52313624.	106496424.
75	421875	5359375	20796875	52734375	107171875
76	438976	5451776	21024576	53157376	107850176
77.	456533	5545233	21253933	53582633	108531333
78	474552.	5639752	21484952	54010152	109215352
79.	493039.	5735339.	21717639.	54439939.	109902239.
80	512000	5832000	21952000	54872000	110592000
81.	531441.	5929741.	22188041	55306341	111284641

	0	100	200	300	400
82	551368	6028568	22425768	55742968	1111980168
83	571787	6128487	22665187	56181887	1126785187
84	592704	6229504	22906304	56623104	1133799904
85	614125	6331625	23149125	57066625	1140841125
86	636056	6434856	23393656	57512456	1147912356
87	658503	6539203	23639903	57960603	1155013303
88	681472	6644672	23887872	58411072	1162142272
89	704969	6751269	24137569	58863869	1169301169
90	729000	6859000	24389000	59319000	1176490000
91	753571	6967871	24642171	59776471	1183707771
92	778688	7077888	24897088	60236288	1190955488
93	804357	7189057	25153757	60698457	1198231257
94	830584	7301384	25412184	61162984	1205533784
95	857375	7414875	25672375	61629875	1212873375
96	884736	7529536	25934336	62099136	1220239936
97	912673	7645373	26198073	62570773	1227634573
98	941192	7762392	26463592	63044792	1235059392
99	970299	7880599	26730899	63521199	1242514599

	500	600	700	800	900
0	125000000	216000000	343000000	512000000	729000000
1	125751501	217081801	344472101	513922401	731432701
2	126506008	218167208	345948408	515849608	733870808
3	127263527	219256227	347428927	517781627	736314327
4	128024064	220348864	348913664	519718464	738763264
5	128787625	221445125	350402625	521660125	741217625
6	129554216	222545016	351895816	523606616	743677416
7	130323843	223648543	353393243	525557943	746142643
8	131096512	224755712	354894912	527514112	748613312
9	131872229	225866529	356400829	529475129	751089429
10	132651000	226981000	357911000	531441000	753571000
11	133432831	228099131	359425431	533411731	756058031
12	134217728	229220928	360944128	535387328	758550528
13	135005697	230346397	362467097	537367797	761048497
14	135796744	231475544	363994344	539353144	763551944
15	136590875	232608375	365525875	541343375	766060875
16	137388096	233744896	367061696	543338496	768575296
17	138188413	234885113	368601813	545338513	771095213
18	138991832	236029032	370146232	547343432	773620632
19	139798359	237176659	371694959	549353259	776151559
20	140608000	238328000	373248000	551368000	778688000

	500	600	700	800	900
21.	141420761.	239483061.	374805361	553387661.	781229961
22	142236648	24064848	376367048	55540248	78377748
23.	143055667	241804367	377933067	557441767	786330467
24.	143877824.	242970624.	379503424.	559476224.	788889024.
25	144703125	244140625	381078125	561515625	791453125
26	145531576	245314376	382657176	563559976	794022776
27.	146363183.	246491883.	384240583	565609283	796597983
28.	147197952	247673152	385828352	567663552	799178752
29.	148035889.	248858189.	387420489.	569722789.	801765089.
30	148877000	250047000	389017000	571787000	804357000
31	149721291.	251239591.	390617891	573856191.	806954491.
32.	150568768	252435968	392223168	575930368	809557568
33.	151419437.	253636137	393832837	578009537	812166237.
34	152273304	254840104	395446904	580093704	814780504
35	153130375	256047875	397065375	582182875	817400375
36	153990656	257259456	398688256	584277056	820025856
37.	154854153	258474853	400315553	586376253	822656953
38.	155720872	259694072	401947272	588480472	825293672
39.	156590819	260917119	403583419	590589719	827936019
40	157464000	262144000	405224000	592704000	830584000
41.	158340421	263374721	406869021	594823321	833237621

	500	600	700	800	900
42	159220088	264609288	420518488	676947688	1035896888
43	160103007	265847707	421772407	679077107	1038561807
44	160989184	267089984	423030784	681211584	1041232384
45	161878625	268336125	424293625	683351125	1043908625
46	162771336	269586136	425561936	685495736	1046590536
47	163667323	270840023	426832723	687645423	1049278123
48	164566592	272097792	428108992	689800192	1051971392
49	165469149	273359449	429389749	691960049	1054670349
50	166375000	274625000	430675000	694125000	1057375000
51	167284151	275894451	431964751	696295051	1060085351
52	168196608	277167808	433259008	698470208	1062801408
53	169112377	278445077	434557777	700650477	1065523177
54	170031464	279726264	435860064	702835864	1068250664
55	170953875	281011375	437168875	705026375	1070983875
56	171879616	282300416	438481216	707222016	1073722816
57	172808693	283593393	439798093	709422793	1076467493
58	173741112	284890312	441119512	711628712	1079217912
59	174676879	286191179	442445479	713839779	1081974079
60	175616000	287496000	443776000	716056000	1084736000
61	176558481	288804781	445111081	718277381	1087503681
62	177504328	290117528	446450728	720503928	1090277128

	500	600	700	800	900
63.	178453547.	291434247.	444194947.	642735647	893056347
64.	179406144	292754944	445943744.	644972544.	895841344
65	180362125	294079625	447697125	647214625	898632125
66	181321496	295408296	449455096	649461896	901428696
67.	182284263.	296740963	451217663.	651714363	904231063
68	183250432	298077632	452984832	653972032	907039232
69.	184220009.	299418309.	454756609.	656234909.	909853209.
70	185193000	300763000	456533000	658503000	912673000
71.	186169411.	302111711.	458314011.	660776311	915498611
72	187149248	303464448	460099648	663054848	918330048
73.	188132517	304821217	461889917	665338617	921167317
74.	189119224.	306182024.	463684824.	667627624.	924010424
75	190109375	307546875	465484375	669921875	926859375
76	191102976	308915776	467288576	672221376	929714176
77.	192100033.	310288733	469097433	674526133	932574833
78	193100552	311665752	470910952	676836152	935441352
79.	194104539.	313046839.	472729139.	679151439.	938313739.
80	195112000	314432000	474552000	681472000	941192000
81.	196122941.	315821241.	476379541	683797841	944076141.
82	197137368	317214568	478211768	686128968	946966168
83.	198155287	318611987	480048687	688465387	949862087

	500	600	700	800	900
84	199176704	320013504	481890304	690807104	952763904
85	200201625	321419125	483736625	693154125	955367625
86	201230056	322825856	485587656	695506456	958585256
87	202262003	324242703	487443403	697864103	961504803
88	203297472	325660672	489303872	700227072	964430272
89	204336469	327082769	491169069	702595369	967361669
90	205379000	328509000	493039000	704969000	970299000
91	206425071	329939371	494913671	707347971	973242271
92	207474688	331373888	496793088	709732288	976191488
93	208527857	332812557	498677257	712121957	979146657
94	209584584	334255384	500566184	714516984	982107784
95	210644875	335702375	502459875	716917375	985074875
96	211708736	337153536	504358336	719323136	988047936
97	212776173	338608873	506261573	721734273	991026973
98	213847192	340068392	508169592	724150792	994011992
99	214921799	341532099	510082399	726572699	997002999

Tabel V. Vinkelhastighed $\omega = \frac{2\pi n}{60}$. n = Antal Omdrejn. pr. Minut

n	0	1	2	3	4
0	0,0000	0,1047.	0,2094.	0,3142	0,4189.
1	1,0472.	1,1519.	1,2566	1,3614	1,4661.
2	2,0944.	2,1991.	2,3038	2,4086	2,5133
3	3,1416	3,2463.	3,3510	3,4558	3,5605
4	4,1888	4,2935	4,3982	4,5029.	4,6077.
5	5,2360	5,3407	5,4454.	5,5501.	5,6549.
6	6,2832	6,3879.	6,4926	6,5973	6,7021.
7	7,3304.	7,4351.	7,5398	7,6446	7,7493
8	8,3776	8,4823.	8,5870	8,6917	8,7965
9	9,4248	9,5296	9,6342.	9,7389	9,8437
10	10,472	10,577.	10,681.	10,786	10,891.
11	11,519.	11,624.	11,729.	11,833	11,938
12	12,566	12,671.	12,776	12,881.	12,985
13	13,614.	13,718	13,823.	13,928	14,032
14	14,661.	14,765	14,870	14,975	15,080
15	15,708	15,813	15,917.	16,022	16,127
16	16,755	16,860	16,965	17,069	17,174.
17.	17,802	17,907	18,012.	18,117.	18,221.
18	18,850	18,954.	19,059.	19,164.	19,268
19	19,897	20,001	20,106	20,211.	20,316
20	20,944.	21,049.	21,153.	21,258	21,363

n	0	1	2	3	4
21.	21,991	22,096	22,201.	22,305	22,410
22	23,038	23,143.	23,248	23,353	23,457
23.	24,086	24,190	24,295	24,400	24,504
24	25,133.	25,237	25,342	25,447.	25,552
25	26,180	26,285	26,389.	26,494.	26,599.
26	27,227	27,332	27,437.	27,541.	27,646
27.	28,274.	28,379.	28,484	28,588	28,693
28	29,322	29,426	29,531.	29,636	29,740
29.	30,369.	30,473	30,578	30,683	30,788
30	31,416	31,521.	31,625	31,730	31,835
31.	32,463	32,568	32,673	32,777	32,882
32	33,510	33,615	33,720	33,824	33,929.
33.	34,568	34,662	34,767.	34,872	34,976
34	35,605	35,709.	35,814.	35,919.	36,024
35	36,652	36,757	36,861.	36,960	37,071.
36	37,699.	37,804	37,909.	38,013	38,118
37.	38,746	38,851.	38,956	39,060	39,165
38	39,794	39,898	40,003	40,108	40,212
39.	40,841.	40,945	41,050	41,155	41,260
40	41,888	41,993.	42,097.	42,202	42,307.

n.	5	6	7	8	9
0	0,5236	0,6283	0,7330	0,8378	0,9425
1	1,5708	1,6755	1,7802	1,8850	1,9897
2	2,6180	2,7227	2,8274	2,9322	3,0369
3	3,6652	3,7699	3,8746	3,9794	4,0841
4	4,7124	4,8171	4,9218	5,0265	5,1313
5	5,7596	5,8643	5,9690	6,0737	6,1785
6	6,8068	6,9115	7,0162	7,1209	7,2257
7	7,8540	7,9587	8,0634	8,1681	8,2729
8	8,9012	9,0059	9,1106	9,2153	9,3201
9	9,9484	10,053	10,158	10,263	10,367
10	10,996	11,100	11,205	11,310	11,414
11	12,043	12,147	12,252	12,357	12,462
12	13,090	13,195	13,299	13,404	13,509
13	14,137	14,242	14,347	14,451	14,556
14	15,184	15,289	15,394	15,499	15,603
15	16,232	16,336	16,441	16,546	16,650
16	17,279	17,383	17,488	17,593	17,698
17	18,326	18,431	18,535	18,640	18,745
18	19,373	19,478	19,583	19,687	19,792
19	20,420	20,525	20,630	20,735	20,839
20	21,468	21,572	21,677	21,782	21,886

n	5	6	7	8	9.
21.	22,513	22,619.	22,724.	22,829.	22,934.
22	23,562	23,667.	23,771.	23,876	23,981.
23.	24,609.	24,714.	24,819.	24,923.	25,028
24.	25,656	25,761.	25,866	25,970	26,075
25	26,704.	26,808	26,913.	27,018	27,122
26	27,751.	27,855	27,960	28,065	28,170
27.	28,798	28,903.	29,007.	29,112	29,217.
28	29,845	29,950	30,055	30,159.	30,264.
29.	30,892	30,997	31,102	31,206	31,311.
30	31,940	32,044.	32,149.	32,254.	32,358
31.	32,987	33,091.	33,196	33,301.	33,406
32.	34,034	34,139.	34,243	34,348	34,453
33	35,081	35,186	35,291.	35,395	35,500
34	36,128	36,233	36,338	36,442	36,547.
35	37,176	37,280	37,385	37,490	37,594.
36	38,223	38,327	38,432	38,537.	38,642
37.	39,270	39,375	39,479.	39,584	39,689.
38	40,317.	40,422	40,527	40,631.	40,736
39.	41,364	41,469.	41,574.	41,678	41,783.
40.	42,412	42,516	42,621.	42,726	42,830

Tabel VI.

Faldhöider for Slutningshastigheder mel. 0-25

$v=\sqrt{2gh}$	$h=\frac{v^2}{2g}$	$v=\sqrt{2gh}$	$h=\frac{v^2}{2g}$	$v=\sqrt{2gh}$	$h=\frac{v^2}{2g}$	$v=\sqrt{2gh}$	$h=\frac{v^2}{2g}$	$v=\sqrt{2gh}$	$h=\frac{v^2}{2g}$
0,0	0,0000	1,8	0,052	3,6	0,207	7,0	0,784	16,0	4,096
0,1	0,0002	1,9	0,058	3,7	0,219	7,5	0,900	16,5	4,356
0,2	0,0006	2,0	0,064	3,8	0,231	8,0	1,024	17,0	4,624
0,3	0,0014	2,1	0,071	3,9	0,243	8,5	1,156	17,5	4,900
0,4	0,0026	2,2	0,077	4,0	0,256	9,0	1,296	18,0	5,184
0,5	0,0040	2,3	0,085	4,1	0,269	9,5	1,444	18,5	5,476
0,6	0,0058	2,4	0,092	4,2	0,282	10,0	1,600	19,0	5,776
0,7	0,0078	2,5	0,100	4,3	0,296	10,5	1,764	19,5	6,084
0,8	0,0102	2,6	0,108	4,4	0,310	11,0	1,936	20,0	6,400
0,9	0,0130	2,7	0,117	4,5	0,324	11,5	2,116	20,5	6,724
1,0	0,016	2,8	0,125	4,6	0,339	12,0	2,304	21,0	7,056
1,1	0,019	2,9	0,135	4,7	0,353	12,5	2,500	21,5	7,396
1,2	0,023	3,0	0,144	4,8	0,369	13,0	2,704	22,0	7,744
1,3	0,027	3,1	0,154	4,9	0,384	13,5	2,916	22,5	8,100
1,4	0,031	3,2	0,164	5,0	0,400	14,0	3,136	23,0	8,464
1,5	0,036	3,3	0,174	5,5	0,484	14,5	3,364	23,5	8,836
1,6	0,041	3,4	0,185	6,0	0,576	15,0	3,600	24,0	9,216
1,7	0,046	3,5	0,196	6,5	0,676	15,5	3,844	24,5	9,604
								25,0	10,000

Tabel VII. Pag $\frac{S}{y}$ for Cirkler med Diameter d.

d.	S.	$\frac{S}{y}$	d.	S	$\frac{S}{y}$	d	S	$\frac{S}{y}$
1.	0,0491.	0,0982	3 5/8	8,476	4,677.	8 1/2	256,2	60,29
1 1/8	0,0786	0,1398	3 3/4	9,707.	5,177.	8 3/4	287,7.	65,77
1 1/4	0,1198	0,1917.	3 7/8	11,07.	5,712	9	322,1.	71,57
1 3/8	0,1775	0,2552	4.	12,57.	6,283.	9 1/4	359,4	77,70
1 1/2	0,2485	0,3313	4 1/4	16,01.	7,536	9 1/2	399,8	84,17.
1 5/8	0,3423	0,4181	4 1/2	20,13.	8,946	9 3/4	443,6	90,99.
1 3/4	0,4604	0,5262	4 3/4	24,99.	10,52	10.	490,9.	98,17.
1 7/8	0,6067.	0,6471.	5.	30,68	12,27.	10 1/2	596,7.	113,6
2.	0,7854.	0,7854.	5 1/4	37,29.	14,21.	11.	718,7.	130,7.
2 1/8	1,001.	0,9421.	5 1/2	44,92	16,33.	11 1/2	858,5	149,3.
2 1/4.	1,258	1,118	5 3/4	53,66	18,66	12.	1018	169,6
2 3/8	1,562	1,315	6.	63,62	21,21.	12 1/2	1198	191,7.
2 1/2	1,917.	1,534.	6 1/4	74,90	23,97.	13.	1402	215,7.
2 5/8	2,331.	1,776	6 1/2	87,62	26,96	13 1/2	1630	241,3
2 3/4.	2,807.	2,042	6 3/4	101,9.	30,19.	14	1886	269,4
2 7/8	3,354.	2,333	7	117,9.	33,67.	14 1/2	2170	299,3
3,0	3,976	2,651	7 1/4	135,6	37,41.	15	2485	331,3
3 1/8	4,661	2,996	7 1/2	155,3.	41,42	15 1/2	2833	365,6
3 1/4.	5,477.	3,370	7 3/4.	177,1.	45,70	16.	3217.	402,1
3 3/8	6,309.	3,774	8	201,1.	50,27.	16 1/2	3638	441,0
3 1/2	7,366	4,209.	8 1/4.	227,4	55,13.	17.	4100	482,3

d.	S	$\frac{S}{y}$	d.	S	$\frac{S}{y}$	d.	S	$\frac{S}{y}$
17½	4604.	526,2	28.	30172	2955	38½	107848	5603.
18	5153.	572,6	28½	32985	2273.	39.	113561.	5824.
18½	5750	621,6	29.	34719.	2394.	39½	119497.	6051.
19.	6397.	673,4	29½	37176	2520	40	125664.	6283.
19½	7098	728,0	30	39761.	2651.	41	138709.	6766
20.	7854.	785,4	30½	42478	2785	42	152745	7274.
20½	8669.	845,8	31.	45333.	2925	43	167820	7806
21.	9547.	909,2	31½	48330	3069.	44	183984.	8363.
21½	10489.	975,7.	32.	51472	3217.	45	201289.	8946
22.	11499.	1045	32½	54765	3370	46	219787.	9556
22½	12580	1118	33.	58214.	3528	47.	239531.	10193
23.	13737.	1194.	33½	61823.	3691.	48	260576	10857
23½	14971.	1274.	34.	65597.	3859.	49.	282979	11550
24.	16286	1357.	34½	69542	4031.	50.	306796	12272
24½	17686	1444.	35	73662	4209			
25	19175	1534.	35½	77962	4392			
25½	20755	1628	36	82448	4580			
26.	22432	1726	36½	87125	4774			
26½	24208	1827.	37.	91998	4973.			
27.	26087.	1932	37½	97072	5177.			
27½	28074.	2042	38.	102354	5387.			

Tabel VIII. Vægt af Metalplader

Tykkelse i Linier og Tommer	Vægt af en Kvadratfod Plade				
	Smedej.	Støbej.	Kobber	Messing	Zink.
1.	2,5	2,33	2,85	2,75	2,20
2	5,0	4,66	5,71	5,51	4,41
3	7,5	6,99	8,56	8,26	6,61
4	10,0	9,32	11,4	11,0	8,82
5	12,5	11,7	14,3	13,8	11,0
6	15,0	14,0	17,1	16,5	13,2
7	17,5	16,3	20,0	19,3	15,4
8	20,0	18,7	22,8	22,0	17,6
9	22,5	21,0	25,7	24,8	19,8
10	25,0	23,3	28,6	27,5	22,0
11	27,5	25,6	31,4	30,3	24,2
12	30,0	28,0	34,2	33,0	26,5
13	32,5	30,3	37,1	35,8	28,7
14	35,0	32,6	40,0	38,5	30,9
15	37,5	34,9	42,8	41,3	33,1
16	40,0	37,3	45,7	44,1	35,3

Tabel IX. Vægt af Støbejernskugler.

Diam. i Tom.	Vægt i ℔	d.	℔	d.	℔	d	℔
1.	0,135	2½	2,12	4.	567.	7	46,48
1¼.	0,26	2¾	2,82	4½	12,34.	8	69,39.
1½	0,46	3.	3,67.	5	16,83.	9.	98,74.
1¾	0,73.	3¼.	4,66	5½	22,55	10	135,45
2.	1,08	3½	5,81.	6	29,27.	11.	180,38
2¼.	1,54.	3¾.	7,15	6½	37,22	12	234,18

Tabel X. Vægt af Baandjern.

Dimensioner Tykk. Tom.	Bred. Tom.	Vægt i ℔ pr 100'	Længde Fod pr 100 ℔	Dimensioner Tykk.	Bred.	Vægt i ℔ pr 100	Længde Fod pr 100 ℔	Dimensioner Tykk.	Bred.	Vægt i ℔ pr 100	Længde Fod pr 100 ℔
1/20	1.	1⅔.	600	1/12	1½	4⅜	240	⅛	1⅝	6¾.	147.
〃	1¼.	2⅛	480	〃	1¾.	4⅞	205	〃	1¾.	7⅓.	137.
〃	1½	2½	400	〃	2.	5⅜	180	〃	1⅞	7⅞	128
1/16	1.	2⅛	480	〃	2¼.	6¼.	160	〃	2	8⅓.	120
〃	1¼.	2⅔	385	〃	2½	7.	145	〃	2⅛	8⅞	113.
〃	1½	3⅛	320	⅛	1.	4⅛	240	〃	2¼	9⅜	107.
〃	1⅔	3⅔	275	〃	1⅛	4¾.	213.	〃	2⅜	9⅞	101
〃	2.	4⅜	240	〃	1¼.	5¼.	191.	〃	2½	10⅜	96
1/12	1.	2¾.	360	〃	1⅜	5¾.	180	〃	2⅝	11.	91.
〃	1¼.	3½	290	〃	1½	6¼.	160	〃	2¾.	11½	87.

Dimensioner Tylh.	Dimensioner Brede	Vægt i ℔ pr 100'	Længde i Fod pr 100 ℔	Dimensioner Tylh.	Dimensioner Brede	Vægt i ℔ pr 100'	Længde i Fod pr 100'	Dimensioner Tylh.	Dimensioner Brede	Vægt i ℔ pr 100'	Længde i Fod pr 100'
1/8	2 7/8	12	83.	3/16	1 3/8	8 5/8	116	3/16	2 3/8	14 7/8	67.
"	3.	12 1/2	80	"	1 1/2	9 1/3	106	"	2 1/2	15 5/8	64.
"	3 1/8	13.	77.	"	1 5/8	10 1/8	98	"	2 5/8	16 3/8	61.
"	3 1/4.	13 1/2	74.	"	1 3/4.	11.	92	"	2 3/4.	17 1/4.	58
"	3 3/8	14.	71.	"	1 7/8	11 3/4.	85	"	2 7/8	18	55
3/16	1.	6 1/4.	160	"	2	12 1/2	80	"	3.	18 3/4.	53.
"	1 1/8	7.	142	"	2 1/8.	13 1/4.	75	"	3 1/8	19 1/2	51.
"	1 1/4.	7 7/8	128	"	2 1/4.	14.	71.	"	3 1/4.	20 1/3	49.
								"	3 3/8	21.	47.

Tabel XI.

Vægt af Stangjærn

Dimensioner i Tommer Tylhelv.	Dimensioner i Tommer Brede	Vægt i ℔ pr 100'	Længde i Fod pr 100 ℔ Fod.	Tom.	Dimensioner i Tommer Tylh.	Dimensioner i Tommer Brede	Vægt i ℔ pr 100'	Længde i Fod pr 100 ℔ Fod.	Tom.	Dimensioner i Tommer Tylh.	Dimensioner i Tommer Brede	Vægt i ℔ pr 100'	Længde i Fod pr 100 ℔ Fod.	Tom.
1/4.	1.	83 1/2	120	"	1/4.	2 1/2	208 1/2	47	11 1/2	1/4	6	500 1/2	20.	"
"	1 1/4.	104 1/4.	95.	11.	"	2 3/4.	229 1/2	43.	7.	3/8	3/4.	94.	106.	8
"	1 1/2	125	79.	11.	"	3.	250.	39.	11 1/2	"	1.	125	80.	"
"	1 3/4.	146	68.	6	"	3 1/2	292.	34.	"	"	1 1/2	187 1/2	53.	3 1/2
"	2.	167.	60	"	"	4.	333 1/2	30	"	"	1 3/4.	219.	45.	8
"	2 1/8	177 1/4.	56.	4	"	4 1/2	375.	26.	7 1/2	"	1 7/8	235	42.	7 1/2
"	2 1/4.	187 1/2	53.	3 1/2	"	5	417.	24.	"	"	2	250.	40.	"

Dimensioner i Tyk.	Dimensioner i Tom Bred	Vægt i Pd. pr. 100	Længde i Fod pr. 100 Pd.	Dimensioner i Tyk.	Dimensioner i Tom Bred	Vægt i Pd. pr. 100	Længde i Fod pr. 100 Pd.	Dimensioner i Tyk.	Dimensioner i Tom Bred	Vægt i Pd. pr. 100'	Længde i Fod pr. 100 Pd.
			Fod. Tom				Fod. Tom				Fod. Tom
3/8.	2 1/8	266	37. 7 1/2	1/2	2 1/4	375	26. 7 1/2	5/8.	1 3/4	365	27. 3
"	2 1/4.	281 1/2	35. 6 1/4	"	2 1/2	417.	24. "	"	1 7/8	391.	25. 6 3/4
"	2 1/2	313.	32. "	"	2 5/8	438.	22. 10	"	2	417	24 "
"	2 3/4.	344.	29. 3/4.	"	2 3/4.	459.	21. 9 3/8	"	2 1/4	469.	21. 4.
"	3.	375	26. 7 1/2	"	3	500 1/2	20 "	"	2 1/2	521 1/2	19. 2.
"	3 1/4.	406 1/2	24. 7.	"	3 1/4.	542.	18. 6	"	2 3/4	573.	17. 6.
"	3 1/2	438	22. 10	"	3 1/2	584.	17. 1 1/2	"	3.	625 1/2	16. "
"	4.	500 1/2	20 "	"	3 3/4	625 1/2	16. "	"	3 1/4	678	14. 9.
"	4 1/2	563.	17. 9.	"	4	667.	15. "	"	3 1/2	730	13. 8 1/4
"	6	750 1/2	13. 4.	"	4 1/2	750 1/2	13. 4.	"	4.	834.	12. "
"	7.	876	11. 5	"	5	834	12 "	"	4 1/2	938.	10. 8.
1/2	7/8	146	68. 6	"	5 1/2	917 1/2	10. 10 3/4	"	5	1042 1/2	9. 7.
"	1.	167.	60. "	"	6	1001.	10. "	"	6	1251.	8. "
"	1 1/8	187 1/2	53. 3 1/2	"	7.	1168	8. 7.	"	7.	1460	6. 10.
"	1 1/4.	208 1/2	47. 11 1/2	5/8	1.	200 1/2	48 "	3/4.	1.	250	40 "
"	1 1/2	250	39. 11 1/2	"	1 1/8	235	42. 7 1/2	"	1 1/4	313	32. "
"	1 3/4	292	34. 3.	"	1 1/4	261.	38. 4	"	1 1/2	375	26. 8
"	1 7/8	313	32. "	"	1 3/8	287.	34. 10	"	1 3/4	438	22. 10
"	2.	333 1/2	29. 11 1/2	"	1 1/2	313	32. "	"	1 7/8	469	21. 4.
"	2 1/8	354 1/2	28. 2 1/2	"	1 5/8	339	29. 6	"	2	500 1/2	20 "

Dimensions i Tommer Tykk.	Dimensions i Tommer Bredde	Vegt i Pd. pr. 100	Længde i Fod pr. 100 Pd.	Dimensions i Tommer Tykk.	Dimensions i Tommer Bredde	Vegt i Pd. pr. 100	Længde i Fod pr. 100 Pd.	Dimensions i Tomme Tykk.	Dimensions i Tomme Bredde	Vegt i Pd. pr. 100	Længde i Fod pr. 100 Pd.
			Fod. Tom.				Fod. Tom.				Fod. Tom.
3/4	2 1/4	563	17. 9.	1 1/8	3.	1126	8. 10 1/2	3/4	3 3/4	938	10. 8
"	2 1/2	625 1/2	16. "	1 1/4	2.	834	12. "	"	4	1001	10 "
"	2 3/4	688	14. 6 3/4	"	2 1/4	938 1/2	10. 8	"	4 1/2	1126	8. 10 1/2
"	3.	750 1/2	13. 4	"	2 1/2	1042 1/2	9. 7	"	5	1351	8 "
"	1/4	813	12. 3 1/2	"	3.	1251	8. "	"	6	1501	6. 8
"	3 1/2	876	11. 5	"	3 1/2	1459 1/2	6. 10 1/2	7/8	1 1/4	365	27. 5
1.	1 1/2	500 1/2	20 "	"	4.	1668	6. "	"	1 1/2	438	22. 10
"	1 3/4	584	17. 1 1/2	"	5	2085	5. "	"	1 3/4	511	19. 7
"	2.	667	15 "	"	6	2502	4. "	"	2.	584	17. 1 1/2
"	2 1/4	750 1/2	13. 4	1 1/2	2	1001	10 "	"	2 1/4	657	15. 2 1/2
"	2 1/2	834	12. "	"	2 1/4	1126	8. 10 1/2	"	2 1/2	730	13. 8 1/2
"	2 3/4	917 1/2	10. 11	"	2 1/2	1251	8. "	"	2 3/4	802	12. 5 1/2
"	3.	1001	10 "	"	3.	1501	6. 8	"	3	876	11. 5
"	3 1/2	1168	8. 7	"	3 1/2	1751 1/2	5. 8 1/2	"	3 1/2	1021 1/2	9. 8 1/2
"	4.	1334	7. 6	"	4	2002	5. "	"	4.	1168	8. 7
"	4 1/2	1501	6. 8	"	5	2502	4. "				
"	5	1668	6 "	"	5 1/2	2752 1/2	3. 7 1/2				
"	6	2001 1/2	5 "	"	6	3003	3. 4				
"	7.	2335 1/2	4. 3	1 3/4	5	2919 1/2	3. 5				

Tabel XII. Vægt af Rundjærn.

d i Tom	Vægt i ℔ pr. 100'	Længde i Fod pr. 100 ℔	d. i Tom	Vægt i ℔ pr. 100'	Længde i Fod pr. 100 ℔	d i Tom	Vægt i ℔ pr. 100'	Længde i Fod pr. 100 ℔
					Fod. Tom			Fod. Tom
3/16	9,2	1086	13/16	173,0	58. —	2 3/8	1477.	6. 9.
7/32	12,5	800	7/8	200,6	50 —	2 1/2	1638	6. 1¼.
1/4.	16,4	610	1.	262,0	38. 2.	2 5/8	1806	5. 6¼.
9/32	20,7.	483.	1 1/8.	332.	30. 2.	2 3/4	1982	5. ½
5/16	25,6	391.	1¼.	409.	24. 5	3	2359.	4. 3.
11/32	31,0	323	1 3/8	495	20. 2¼	3¼	2769.	3. 7½
3/8	36,8	272	1½	590.	16. 11¼.	3½	3210	3. 1¼.
7/16	50,2	200	1 5/8	692	14 6	3¾.	3685	2. 8½
1/2	65,3	153	1¾	802	12. 5½	4	4193.	2. 4½
9/16	82,9	121.	1 7/8	921.	10. 11	4¼.	4734.	1. 1¼.
5/8	102,3	98.	2.	1048	9. 6½	4½	5307.	1. 10½
11/16	123,8	81.	2 1/8.	1183.	8. 5¼	5	6552	1. 6¼.
3/4	147,4	68.	2¼	1327.	7. 6¼.	6.	9436	1. ¾.

Vægtbestemmelser for Kruer og Nitter.

I Kruer. Man regner Bollens Længde mellem Hoved og Møttrik og adderer for

a) seckantet Hoved og Møttrik samt Bollens Diameter til Side og Høide. 7 Billedediametre

b) for firkantet Hoved og Møttrik
8 Boltediametre

Vagten af en sexkantet Møttrik $= \frac{1}{2} d^3 \mathfrak{A}$; det d er Boltens Diameter.

2.) For 2 Nittehoveder regner man c: 4 Boltediametre.

Tabel XIII. Tabel til Forvandling af 1–1000 Milimeter til Tommer.

mm.	0	1.	2	3	4.
0		0,038.	0,076	0,115	0,153.
1.	0,382	0,421.	0,459.	0,497.	0,535
2.	0,765	0,803.	0,841	0,879.	0,918
3.	1,147	1,185	1,224.	1,262	1,300
4.	1,529.	1,568	1,606	1,644.	1,682
5	1,912	1,950	1,988	2,026	2,065
6	2,294.	2,332	2,371.	2,409.	2,447.
7.	2,676	2,715	2,753	2,791.	2,829.
8	3,059.	3,097.	3,135	3,173	3,212
9.	3,441.	3,479.	3,518	3,556	3,594.
10	3,823.	3,862	3,900	3,938	3,976
11.	4,206	4,244.	4,282	4,320.	4,359.

mm.	0	1.	2	3	4
12.	4,588	4,626	4,665	4,703	4,741
13.	4,970	5,009	5,047	5,085	5,123
14	5,353	5,391	5,429	5,468	5,506
15	5,735	5,773	5,812	5,850	5,888
16	6,118	6,156	6,194	6,232	6,270
17.	6,500	6,538	6,576	6,615	6,653
18	6,882	6,920	6,959	6,997	7,035
19.	7,265	7,303	7,341	7,379	7,417
20	7,647	7,685	7,723	7,762	7,800
21	8,029	8,067	8,106	8,144	8,182
22	8,412	8,450	8,488	8,526	8,565
23	8,794	8,832	8,870	8,909	8,947
24	9,176	9,214	9,253	9,291	9,329
25	9,559	9,597	9,635	9,673	9,712
26	9,941	9,979	10,017	10,056	10,094
27.	10,323	10,362	10,400	10,438	10,476
28.	10,706	10,744	10,782	10,820	10,859
29	11,088	11,126	11,164	11,203	11,241
30	11,470	11,509	11,547	11,585	11,623
31.	11,853	11,891	11,929	11,967	12,006
32	12,235	12,273	12,311	12,350	12,388

mm.	0.	1.	2.	3.	4.
33.	12,617.	12,656	12,694.	12,732	12,770
34	13,000	13,038	13,076	13,114	13,153.
35	13,382	13,420	13,459.	13,497.	13,535
36	13,764	13,803	13,841.	13,879.	13,917.
37.	14,147.	14,185	14,223.	14,261.	14,300
38	14,529.	14,567.	14,606	14,644	14,682
39.	14,911.	14,950	14,988	15,026	15,064.
40	15,294	15,332	15,370	15,408	15,447.
41.	15,676	15,714	15,753	15,791.	15,829.
42	16,058	16,097.	16,135	16,173	16,211.
43	16,441.	16,479.	16,517	16,555	16,594
44	16,823.	16,861.	16,900	16,938	16,976
45	17,205	17,244	17,282	17,320	17,358
46	17,588	17,626	17,664	17,703.	17,741.
47.	17,970	18,008	18,047.	18,085	18,123.
48.	18,353	18,391.	18,429.	18,467.	18,505
49	18,735	18,773.	18,811	18,850	18,888
50.	19,117.	19,156	19,194.	19,232	19,270
51	19,500	19,538	19,576	19,614	19,652
52.	19,882	19,920	19,958	19,997.	20,035
53.	20,264	20,302	20,341.	20,379.	20,417.

mm.	0	1.	2	3.	4
54	20,647.	20,685	20,723	20,761.	20,800
55	21,029.	21,067.	21,105	21,144.	21,182
56	21,411.	21,449.	21,488	21,526	21,564.
57.	21,794	21,832	21,870	21,908	21,947
58	22,176	22,214	22,252	22,291.	22,329.
59	22,558	22,597.	22,635	22,673.	22,711.
60	22,941.	22,979.	23,017.	23,055	23,094.
61	23,323.	23,361.	23,399.	23,438	23,476
62.	23,705	23,744.	23,782	23,820	23,858
63	24,088	24,126	24,164.	24,202	24,241.
64	24,470	24,508	24,546	24,585	24,623.
65	24,852	24,891.	24,929.	24,967.	25,005
66	25,235	25,273.	25,311.	25,349.	25,388
67.	25,617.	25,655	26,694	25,732	25,770
68	25,999.	26,038	26,076	26,114	26,152
69	26,382	26,420	26,458	26,496	26,535
70	26,764	26,802	26,841.	26,879.	26,917.
71.	27,146	27,185	27,223.	27,261	27,299.
72	27,529.	27,567.	27,605	27,643.	27,682
73.	27,911.	27,949.	27,988	28,026	28,064
74.	28,293.	28,332.	28,370	28,408	28,446

mm.	0.	1.	2	3.	4.
75	28,676	28,714	28,752	28,791.	28,829.
76	29,058	29,096	29,135	29,173.	29,211.
77.	29,440	29,479.	29,517.	29,555	29,593.
78.	29,823.	29,861.	29,899.	29,938	29,976
79.	30,205	30,243	30,282	30,320	30,358
80	30,588	30,626	30,664	30,702	30,740
81.	30,970	31,008	31,046	31,085	31,123.
82	31,352	31,390.	31,429.	31,467.	31,505
83.	31,735	31,773.	31,811.	31,849.	31,887.
84	32,117.	32,155	32,193.	32,232	32,270
85	32,499.	32,537.	32,576	32,614	32,652
86.	32,882	32,920.	32,958	32,996	33,035
87.	33,264	33,302	33,340	33,379.	33,417.
88	33,646	33,685	33,723.	33,761.	33,799
89	34,029.	34,067.	34,105	34,143.	34,182
90	34,411.	34,449.	34,487.	34,526	34,564.
91.	34,793.	34,832	34,870	34,908	34,946
92.	35,176	35,214	35,252	35,290	35,329.
93.	35,558	35,596	35,634	35,673.	35,711.
94	35,940.	35,979.	36,017.	36,055	36,093.
95.	36,323.	36,361.	36,399.	36,437.	36,476

nm.	0.	1.	2	3	4.
96	36,705	36,743.	36,781.	36,820	36,858
97.	37,087.	37,126	37,164	37,202	37,240
98	37,470	37,508	37,546	37,584	37,623.
99	37,852	37,890	37,929.	37,967.	38005
100.	38,234.				

nm	5	6	7	8	9.
0	0,191.	0,229.	0,268	0,306	0,344.
1.	0,574	0,612	0,650	0,688	0,720.
2	0,956	0,994	1,032	1,071.	1,109.
3.	1,338	1,376	1,415	1,453.	1,491.
4.	1,721.	1,759.	1,797.	1,835	1,873.
5	2,103.	2,141.	2,179.	2,218	2,256
6	2,485	2,523.	2,562	2,600	2,638
7.	2,868	2,906	2,944.	2,982	3,021.
8	3,250	3,288	3,326	3,365	3,403.
9.	3,632	3,671.	3,709.	3,747.	3,785
10	4,015	4,053.	4,091.	4,129.	4,168
11.	4,397.	4,435	4,473.	4,512	4,550
12	4,779.	4,818	4,856	4,894	4,932
13.	5,162	5,200	5,238	5,276	5,315
14.	5,544.	5,582	5,620	5,659.	5,697.

mm.	5	6	7	8	9.
15	5,926	5,965	6,003.	6,041.	6,079.
16	6,309.	6,347.	6,385	6,423.	6,462
17.	6,691.	6,729.	6,767.	6,806	6,844.
18	7,073	7,112.	7,150	7,188	7,226
19.	7,456	7,494.	7,532	7,570	7,609.
20	7,838	7,876	7,915	7,953.	7,991
21.	8,220	8,259.	8,297	8,335	8,373
22.	8,603.	8,641.	8,679.	8,717.	8,756
23.	8,985	9,023.	9,062	9,100	9,138
24.	9,367	9,406	9,444.	9,482	9,520
25	9,750	9,788	9,826	9,864.	9,903.
26	10,132	10,170.	10,209.	10,247.	10,285
27.	10,514	10,553	10,591.	10,629.	10,667.
28	10,897.	10,935	10,973	11,012	11,050
29.	11,279.	11,317.	11,356	11,394.	11,432.
30	11,661.	11,700	11,738	11,776	11,814.
31.	12,044.	12,082	12,120.	12,159.	12,197.
32.	12,426	12,464	12,503.	12,541.	12,579.
33	12,809.	12,847.	12,885	12,923	12,961.
34	13,191.	13,229.	13,267.	13,306	13,344.
35.	13,573.	13,611.	13,650.	13,688	13,726

mm.	5	6	7	8	9
36	13,956	13,994	14,032	14,070	14,108
37	14,338	14,376	14,414	14,453	14,491
38	14,720	14,758	14,797	14,835	14,873
39	15,103	15,141	15,179	15,217	15,256
40	15,485	15,523	15,561	15,600	15,638
41	15,867	15,906	15,944	15,982	16,020
42	16,250	16,288	16,326	16,364	16,403
43	16,632	16,670	16,708	16,747	16,785
44	17,014	17,053	17,091	17,129	17,167
45	17,397	17,435	17,473	17,511	17,550
46	17,779	17,817	17,855	17,894	17,932
47	18,161	18,200	18,238	18,276	18,314
48	18,544	18,582	18,620	18,658	18,697
49	18,926	18,964	19,002	19,041	19,079
50	19,308	19,347	19,385	19,423	19,461
51	19,691	19,729	19,767	19,805	19,844
52	20,073	20,111	20,150	20,188	20,226
53	20,455	20,494	20,532	20,570	20,608
54	20,838	20,876	20,914	20,952	20,991
55	21,220	21,258	21,297	21,335	21,373
56	21,602	21,641	21,679	21,717	21,755

num.	5	6	7	8	9
57.	21,965	22,023	22,061.	22,099	22,138
58	22,367.	22,405	22,444	22,482	22,520
59.	22,749.	22,788	22,826	22,864	22,902
60	23,132	23,170	23,208	23,247.	23,285
61	23,514	23,552	23,591	23,629.	23,667
62	23,890	23,935	23,973	24,011	24,049
63	24,279	24,317.	24,355	24,394	24,432
64	24,661	24,699	24,738	24,776	24,814
65	25,044	25,082	25,120	25,158	25,196
66	25,420	25,464	25,502	25,541	25,579.
67.	25,808	25,846	25,885	25,923	25,961
68	26,191.	26,229.	26,267.	26,305	26,344
69.	26,573.	26,611.	26,649.	26,688	26,726
70	26,955	26,993.	27,032	27,070	27,108
71.	27,338	27,376	27,414	27,452	27,491.
72	27,720	27,758	27,796	27,835	27,873
73.	28,102	28,141.	28,179.	28,217.	28,255
74	28,485	28,523.	28,561.	28,599.	28,638
75	28,867.	28,905	28,943.	28,982	29,020
76	29,249.	29,288	29,326	29,364	29,402
77.	29,632	29,670	29,708	29,746	29,785

mm.	5	6	7	8	9
78	30,014	30,052	30,090	30,129	30,167
79	30,396	30,435	30,473	30,511	30,549
80	30,779	30,817	30,855	30,893	30,932
81	31,161	31,199	31,238	31,276	31,314
82	31,543	31,582	31,620	31,658	31,696
83	31,926	31,964	32,002	32,040	32,079
84	32,308	32,346	32,385	32,423	32,461
85	32,690	32,729	32,767	32,805	32,843
86	33,073	33,111	33,149	33,187	33,226
87	33,455	33,493	33,532	33,570	33,608
88	33,837	33,876	33,914	33,952	33,990
89	34,220	34,258	34,296	34,334	34,373
90	34,602	34,640	34,679	34,717	34,755
91	34,984	35,023	35,061	35,099	35,137
92	35,367	35,405	35,443	35,482	35,520
93	35,749	35,787	35,826	35,864	35,902
94	36,132	36,170	36,208	36,246	36,284
95	36,514	36,552	36,590	36,629	36,667
96	36,896	36,934	36,973	37,011	37,049
97	37,279	37,317	37,355	37,393	37,431
98	37,661	37,699	37,737	37,776	37,814
99	38,043	38,081	38,120	38,158	38,196

Indhold.

Konstruktion af Maskindele

	Pag.
Skruer	1.
Spiger og Søm	6.
Nitninger	6.

Dele, som gjene til Styring og Overførelse af Bevægelse.

1. Tapper	11.
2 Aksler	19.
3 Tapleier	37.
4. Koblinger	44.
5 Skiver med Remme, Snore, Traad- bånd eller Kjæder	53.
6 Friktionshjul	78
7. Tandhjul	80
8. Excentriker	106
9. Krumtapmekanismen	112
10. Balancer	127.
11. Dimensioner af vertikale Vand- hjuls enkelte Dele	131.

Dele, som tjene til Modifikation af Bevægelse.
1. Sliddler til at sætte i og ud af Indgriben. 135.
2. Vexling af Bevægelsens Retning 141.
Dele, der tjene til at gjøre Bevægelsen regelmæssig
Svinghjul 143.
Regulatoren 152.
Forskjellige andre Dele, der finde Anvendelse ved Maskiner.
1. Rør 160.
2. Haner 162.
3. Ventiler 163.
4. Stempelpakninger og Stopbøsninger 167.
A. Maskiner til at løfte og flytte faste Legemer.
1. Trædehjul 172.
2. Spil og Vinder 181.
3. Kraner 184.
4. Donkrafter 210.
B. Maskiner til Løftning af Vand.
1. Haandredskaber 212.
2. Kjædepumper 213.
3. Archimedes Skrue 216.
4. Norier 219.

5. Centrifugalpumper 221.
6. Stempelpumper 222.
C. Maskiner til Sammentrykning og Bevægelse af Luft.
1. Cylinderblaseren 230.
2. Centrifugalblaseren 233.
D. Forskjellige andre Maskinanlæg.
1. Stampeværket 235
2. Oliemøller 238
3. Kornmøller 243.
4. Sagmøller 247.
5. Ribemøller 250.
Vandets Udløb af Beholdere 252.
Vands Bevægelse i Ledninger 261
Stødet. 268.
Turbinernes Theori 272.
Tabel I. Cirklens Periferi og Areal 287.
" II do. do. - do. — 291.
" III Kvadratet paa alle hele Tal fra 1-1000 306.
" IV Kubus " — " " " " 316.
" V Vinkelhastighed $n = \frac{2\pi n}{60}$ 326.
" VI Faldhøider for Hastighedshastigheder mellem 0 og 25 Fod 330.
" VII $\frac{1}{2}$ og $\frac{1}{4}$ for Cirkler med Diameter d 331.

352. Tabl VIII Vægt af Metalplader 333.
" IX Vægt af Støbejernskugler 334.
" X Vægt af Baandjern 334.
" XI Vægt af Stangjern 335.
" XII Vægt af Rundjern 338
" XIII Tabel til Forvandling af
1-1000 Milimeter til Tommer 339.

Ved Udarbeidelsen af mine Forelæsninger over Maskinlære ved det tekniske Selskabs Skole har jeg, med Hr Docent S. C. Borch's Tilladelse, fornemlig fulgt den af ham forbedrede Udgave af afdøde Etatsraad Hemmels Forelæsninger over Maskinlære ved den polytekniske Læreanstalt; men af Hensyn til Elevernes mathematiske Kundskaber ere Formlerne udviklede ad elementær Vei og i Afsnittet, der behandler Dampmaskinens Beregning og Konstruktion er Opgaven løst grafisk. Af andre Værker, som ere benyttede skal anføres:

G. A. Marin. Elemente der Maschinenlehre Brünn 1875
Dr. Julius Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mekanik ved Gustav Herrmann 1880
C. G. Hemmel. Teknisk Mekanik 1869
S. C. Borch og L. Holmberg. Teknisk Mekanik 1879.

Tabellerne ere tagne fra „Det Ingenieurs

„Taschenbuch" udgivet af Foreningen „Hütte"
1872

Kjöbenhavn den 27de Juni 1881.

Chr. Henriksen