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*

DTB Danmarks Tekniske Bibliotek

KUN
til brug på
LÆSESAL

DANMARKS TEKNISKE BIBLIOTEK
168441
300006290527

TB Gl.
62.1.0 Bor
1885 Del 2

DANMARKS
TEKNISKE BIBLIOTEK

Maskindeles Beregning og Konstruktion.

FORELÆSNINGER

OVER

MASKINLÆRE.

AF

S. C. BORCH.

POLYTEKNISK
Teknisk Bibliotek
LÆREANSTALT

ANDEN DEL:

MASKINDELES BEREGNING OG KONSTRUKTION
ARBEJDSMASKINER.

MED 10 LITOGRAFEREDE TAVLER.

KJØBENHAVN.
C. A. REITZELS FORLAG.
1885.

Kjøbenhavn. — Bianco Lunos Kgl. Hof-Bogtrykkeri.

Udgaaet af
DANMARKS
TEKNISKE BIBLIOTEK

Forord.

I Forordet til 1ste Del af Forelæsninger over Maskinlære ved den polytekniske Læreanstalt udtalte jeg, at den vel dannede et afsluttet Hele (Læren om Kraftmaskinerne), men dog paa Titelbladet var betegnet som 1ste Del, fordi dens Indhold kun var en Del af, hvad Undervisningen i Maskinlære omfatter, og fordi det paatænktes, senere at udgive en 2den Del, indeholdende Maskindeles Beregning og Konstruktion, samt visse Arbejdsmaskiner. Det er denne Bog, som nu foreligger.

Ligesom 1ste Del udgjør den et afsluttet Hele for sig selv. Da dens Bestemmelse er, at tjene som Hjælpemiddel ved Undervisningen i Maskinlære og Maskinkonstruktion, er Valget og Ordningen af Stoffet sket med dette Formaal for Øie, idet jeg dog haaber, at den netop derved ogsaa vil vise sig at kunne yde Tjeneste som Haandbog for den praktiske Konstruktør.

Ved Udarbejdelsen er benyttet Værker af de almindeligst bekjendte Forfattere som Reuleaux, Reiche, Weisbach, Herman Fink o. fl., saa vel som Afhandlinger og Afbildninger i tekniske Tidsskrifter og Kataloger.

Januar 1885.

Indhold.

Maskindeles Beregning og Konstruktion.

Side

Maskindele, som tjene til Samling 1
1) Skruer 1
2) Kiler 6
3) Nitter 8
Maskindele, som styre og overføre Omdrejningsbevægelse 14
1) Tapper 14
1) Tapper med Tryk vinkelret paa Axen 14
2) Tapper med Tryk i Axens Retning 20
a) Sportapper 21
b) Kamtapper 23
2) Axler 25
a) Bæreaxler 25
b) Drivaxler 32
3) Lejer 37
a) Bærelejer 37
1) Foringen 38
2) Det egentlige Leje 40
Standlejer 40
Konsollejer 42
Hængelejer 42
b) Sporlejer 43
c) Kamlejer 43
4) Koblinger 44
a) Faste Koblinger 44
α) Stive Koblinger 44
β) Bevægelige Koblinger 45
b) Udløselige Koblinger 49
α) Tandkoblinger 49
β) Friktionskoblinger 51
5) Hjulværker 52
a) Friktionshjul 53
b) Remskiver, Tov- og Snorskiver 55
Remskiver 55
Snorskiver 64
Jerntraadstove 65

Side
c) Tandhjul 69
1) Cylindriske Hjul 70
2) Koniske Hjul 86
Skrue uden Ende 88
Urunde Tandhjul 90
d) Kjædeskiver og Kjæder 92
Maskindele, der tilvejebringe og styre en frem- og tilbagegaaende Bevægelse 95
1) Krumtapmekanismen 95
a) Krumtappen 103
Den almindelige Krumtap 103
Krumtapbugten 105
Cirkelexentriken 108
b) Plejlstangen 110
c) Balancen 115
d) Stempelstangen 117
e) Krydshovedet og dets Styring 118
Krydshovedet 118
Styringen for Krydshovedet 120
Styrestænger 120
Styreskinner 125
f) Stoppebøssen 125
g) Stemplet 129
h) Cylindren 131
Cylindre med stort Differenstryk 132
2) Ledekurver 136
Maskindele, der tjene til at indlede, standse eller forandre Bevægelsen 142
1) Igangsætning og Standsning 142
a) Koblinger 142
b) Tandhjul 143
c) Remme og Remskiver 143
d) Friktionsskiver 144
2) Spærring 144
3) Bremsning 147
a) Bakkebremsen 147
b) Baandbremsen 148
Maskindele, som tjene til at gjøre Bevægelsen jevn 150
1) Modvægte 152
2) Svinghjul 152
3) Regulatorer 159
a) Centrifugalregulatorer 160
Watts Regulator 160
Frankes - 162
Porters - 165
Proell's - 166
Kosinusregulatoren 166
Buss' Regulator 168

Side
b) Katarakter 169
c) Vandregulatorer 170
d) Luftregulatorer 170
e) Vindfang 171

Arbejdsmaskiner.

Maskiner til Løftning af faste Legemer 175
1) Tridseværker 176
Westons Differenstridseværk 181
2) Spil og Vinder 183
3) Kraner 186
a) Treben eller Mastekraner 187
b) Drejelige Kraner 188
Kraner der støttes baade foroven og forneden 188
Kraner der kun støttes nedefra 192
Fairbairns Kran 196
Neustadts Kran 200
Hydrauliske Kraner 201
Transportable Kraner 202
c) Løbekraner 203
4) Donkrafte 205
Maskiner til Løftning af Vand 207
1) Stempelpumper 208
Sugehøjden 208
Sugerørene 214
Stigrørene 217
Vindkjedlens Størrelse 220
Ventilerne 227
2) Kapselpumper 231
Repsolds Pumpe 232
Roots Pumpe 232
3) Øsemaskiner 232
Spandkjæder 233
Kjædepumper 233
Den archimediske Skrue 234
Den hollandske Skrue 236
4) Kastehjul 238
Royens Pumpehjul 238
5) Centrifugalpumper 239
6) Apparater med direkte Dampvirkning 246
Halls Pulsometer 246
Injektorer 248
Maskiner til at sammentrykke, fortynde eller bevæge Luft 249
1) Cylinderblæsere 250
Luftkompressorer 255

Side
2) Kapselblæsere, Kapselventilatorer 257
Roots Blæser 257
Kriegars Blæser 257
Beals Gaspumpe 258
Fabrys Ventilator 258
3) Centrifugalblæsere, Centrifugalventilatorer 258
Rittingers Ventilator 260
Combes Ventilator 261
4) Apparater med direkte Dampvirkning 262
Kørtlings Dampstraaleblæser 262

Maskindele, som tjene til Samling.

1) Skruer.

De Skruer, der bruges til Samling af Maskindele o. lgn., ere næsten altid skarpgængede. Grunden hertil maa søges i flere Omstændigheder, navnlig følgende: 1) den skarpgængede Form er lettere at fremstille end den fladgængede; 2) dens Møttrik behøver kun halv saa stor Højde forat give samme Sikkerhed mod Gængernes Afrivning, og 3) den giver, for samme Paavirkning, større Tryk mod Møttrikkens Gænger og altsaa ogsaa større Friktion, saaat Forbindelsen ikke saa let løsnes ved Stød og Rystelser.

Skruens Stigning og øvrige Dimensioner bestemmes her som i de fleste andre Lande efter et af Withworth opstillet System (se Tabellen Pag. 6).

Ved at følge et saadant bestemt System opnaaes, at en hvilkensomhelst Møttrik forfærdiget efter dette System passer paa enhver efter samme System forfærdiget Skrue, hvis Diameter svarer til Møttrikken, hvilket er en stor Fordel, da Skruer og Møttrikker bruges i Mængde.

Efter deres Indretning og Anbringelsesmaade inddeles Skruerne i forskjellige Slags, og navnlig haves:

Skruebolte, som gaa igjennem glatte Huller i de Stykker, der skulle samles. De have et Hoved paa den ene Ende og forsynes med en paaskruet Møttrik ved den anden.

Skruer (i indskrænket Betydning), som have et Hoved paa den ene Ende, og finde deres Møttrik i det ene af selve de Stykker, som skulle samles.

Skruetapper, som nedskrues i det ene af de Stykker, der skulle samles, gaa gjennem et glat Hul i det andet Stykke, og forsynes udenfor dette med en paaskruet Møttrik.

1) Skruebolte (Fig. 1 *a*, *b*, *c* og *d*). Møttrikken gives Form som et regelmæssigt Prisme med et lige Antal (4, 6 eller 8) Sider, saaat en Skruenøgle kan gribe om 2 modstaaende parallele Sider. De skarpe Hjørner paa Møttrikken afrundes gjerne efter en Kegleflade, som Figurerne vise. Den sekskantede Form bruges hyppigst; Firkanten bruges kun til simplere Bolte og Ottekanten kun hvor Pladsen til Skruenøglens Bevægelse er indskrænket.

Mangekantens indskrevne Cirkels Diameter, D_1, skal i alle Tilfælde være lig Afstanden mellem Skruenøglens Kjæber og bør derfor være ens for alle Bolte af samme Diameter. Withworth sætter

$$D_1 = \tfrac{1}{4} + 1.4d \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

hvor d er Skruens ydre Diameter i engelske Tommer.

Højden af Møttrikken kan tages lig Boltediametren, Gængernes Styrke til at modstaa Forskydningen bliver da rigelig stor.

I adskillige Tilfælde bruges en Underlagsskive under Møttrikken, som Fig. 1 *a*—*d* vise. En saadan Skive er nødvendig naar Hullet ikke udfyldes helt af Skruebolten, men enten er rundt med en større Diameter eller aflangt, men ogsaa i andre Tilfælde bruges Underlagsskiver, for derved at faa en jevn og glat Flade, hvorpaa Møttrikken kan bevæge sig.

I Tilfælde hvor Møttrikken ikke kan spændes fast, fordi Stykkerne, som samles, ikke maa præsses haardt imod hinanden, kan der være Fare for, at Møttrikken løsner sig ved de Rystelser, som ledsage Maskineriets Gang. Der bruges da 2 Møttrikker (Fig. 2), af hvilke den yderste kaldes Kontramøttrik. Den inderste Møttrik skrues først paa, og derefter skrues Kontramøttrikken fast ind derimod, medens den første Møttrik hindres fra at dreje sig. Der fremkommer herved et Tryk imellem Møttrikkerne indbyrdes, og imellem disses og Skruens Gænger, og den derved frembragte Friktion hindrer Drejningen. Kontramøttrikken gives undertiden mindre Højde end den inderste

Møttrik, men det er neppe berettiget, da den paavirkes af hele den Kraft, der virker paa Bolten.

Boltehovedet gives oftest en lignende Form som Møttrikken (Fig. 1 *a*), forat man kan holde det med en Skruenøgle medens Møttrikken tilspændes. Dog gjøres ofte Højden mindre end Møttrikkens, f. Ex. 0.7 *d*. Undertiden bruges ogsaa andre Former, saasom cylindriske, halvkugledannede eller koniske forsænkede Hoveder (Fig. 1 *b*, *c* og *d*). For da at hindre Bolten fra at dreje sig, naar Møttrikken skrues paa, kan den gjøres urund tæt ved Hovedet; den kan saaledes gjøres firkantet (Fig. 1 *b*) eller forsynes med en fremspringende Knast eller Stift (Fig. 1 *c* og *d*). Hullet faar naturligvis en tilsvarende Form. Samme Hensigt kan opnaaes ved at have Boltenes firkantede Hoveder liggende i tilsvarende firkantede Fordybninger (se f. Ex. Taplejet Fig. 44).

2) Skruer, der have Møttrik i det ene af de Stykker, der skulle samles (Fig. 3), bruges hvor Omstændighederne ikke tillade at benytte Skruebolte. Er Møttrikken skaaren i Støbejern maa dens Længde gjøres større end Skruediametren *d*, helst henved 2 *d*. En Ulempe ved Skruerne er den, at i Tilfælde af Brud er det skrueskaarne Hul spærret, hvorimod en Skruebolt i et lignende Tilfælde let kan udtages og erstattes af en anden. Saadanne Skruer bruges mest til Forbindelser, som ikke ofte skulle løsnes eller efterspændes, ellers bruges hellere

3) Skruetapper (Fig. 4). Disse have intet Hoved, men ere skrueskaarne i begge Ender, og med den ene Ende fastskruede i det skrueskaarne Hul, hvorfra de ikke oftere skulle løsnes, idet Forbindelsen mellem Stykkerne tilvejebringes og hæves ved Møttrikken paa Tappens frie Ende.

Af ejendommelige Former, som undertiden bruges, skal kun nævnes Skruen med Mellemhoved (Fig. 5). Den tjener til at forbinde 3 Stykker paa saadan Maade, at den ene Samling kan løsnes uden samtidig at løsne den anden.

Fundamentsskruer. Ved disse fæstes Maskinerne til deres Fundament, som kan være af hugne Sten eller af alm. Murværk. Fundamentets Paavirkningsmaade er forskjellig efter Maskinens Beskaffenhed, og det samme gjælder om Skruerne. Der skjælnes mellem:

1) Fundamenter, som kun bære Vægten af Maskinerne, altsaa kun paavirkes af lodret nedadgaaende Kræfter.

2) Fundamenter, som tillige paavirkes af lodret opadgaaende Kræfter, eller af Kræfter, der stræbe at omkantre dem. Saadanne Fundamenter virke ved deres Vægt til at modstaa disse Kræfter.

3) Fundamenter, som paavirkes af stærke Stød og Rystelser, og virke ved deres Masse til at optage og dæmpe disse Stød.

Til Fundamenter, som kun bære Vægten af Maskinerne, kan bruges Stenskruer (Fig. 6). *a* er en Sten, hvori er udarbejdet et underskaaret Hul; Skruens pyramideformige Del, der er forsynet med Mejselhug langs Kanterne, er indsat deri, Jernkiler, *k*, inddrevne paa alle Sider, og Resten af Rummet udstøbt med Bly, Svovl eller Cement.

I alle andre Tilfælde bruges Fundamentsbolte (Fig. 7), som gaa dybt ned i Murværket, og forneden bære en Plade, der er stor nok til at overføre Trækket i Bolten til Murværket. Hullet i Pladen gjøres bedst firkantet, Boltens nedre Ende gives en lignende Form, og forsynes med et rektangulært Hul, hvorigjennem der sættes en Split af den paa Figuren viste Form, og paa denne hviler Pladen. Boltene indmures i Reglen samtidig med Fundamentets Opførelse, idet de ophænges paa deres rette Plads ved en provisorisk opstillet Træramme, og forsynes med Plade og Split, hvorefter der mures tæt omkring dem. Denne Maade er simplest og billigst, men Boltene kunne da ikke fornyes, uden at der nedbrydes en Del af Fundamentet; dette undgaaes ved at udspare Rum i Murværket under hver af Pladerne, og gjøre disse Rum tilgængelige. Pladen og Spitten kan da let fjernes og Bolten derefter trækkes op, forudsat at Murværket ikke slutter tæt om den. Boltehullerne udspares i Murværket ved Træstokke, som anbringes paa de rette Steder medens der mures, og som siden trækkes op og give Plads for Boltene.

En særegen Maade er vist i Fig. 8, hvor der er indmuret en Støbejernskapsel, der oventil har en rektangulær langagtig Aabning, hvorigjennem Boltens Hoved, som har en lignende Form, kan sættes ned ovenfra, hvorefter Bolten drejes lidt. En

saadan Bolt kan ogsaa let tages op og fornyes, kun ikke hvis Bruddet sker tæt bag Hovedet, som da bliver liggende i Kapslen, men herimod kan man sikkre sig ved at gjøre Bolten tykkest forneden ved Hovedet.

En Skrues Diameter maa bestemmes efter den Kraft, som kan ventes at komme til at virke derpaa. Dog maa erindres, dels at kun den indre Kjærnes Areal kommer i Betragtning, og dels at der foruden den beregnede Paavirkning kommer en anden, som hidrører fra Fastskruningen. Denne sidste lader sig ikke beregne, men efter Omstændighederne kan den have større eller mindre Betydning. Navnlig skjælnes mellem 2 Tilfælde:

1) Skruer, hvis Paavirkning væsentligst hidrører fra Fastspændingen. Hertil høre f. Ex. Fundamentsbolte, samt Bolte og Skruer i Dæksel og Bund af Damp- eller Pumpecylindre, o. lgn. De paavirkes dels af en Vridning, hidrørende fra Paaskruningen, og dels af en Strækning, der enten hidrører fra den beregnede Paavirkning eller er fremkaldt ved Paaskruningen. For disse Skruer regnes efter Morin

$$P = 3000\, d_1^2 \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

hvor d_1 er Kjærnediametren (indenfor Gængerne) i Tommer og P er den beregnede Kraft i Pund.

2) Skruer, der ikke maa spændes meget fast. Hertil høre f. Ex. Skruerne, der holde Overstykket af Taplejer ned imod Understykket; disse maa nemlig ikke spændes saa fast, at Panderne klemme stramt om Axlen. Saadanne Skruer paavirkes væsentlig kun af den Kraft, som kan beregnes at maatte virke derpaa, hvorfor der i Formlen kan bruges en dobbelt saa stor Coefficient, altsaa:

$$P = 6000\, d_1^2 \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

I mange Tilfælde lader der sig slet ikke opstille nogen Beregning, og Bestemmelsen af Boltediametren sker da efter et Skjøn.

Følgende Tabel indeholder de almindeligste Skruedimensioner efter Withworths System, samt Angivelse af den tilladelige Paavirkning efter Formel (2) (hvor dog Tallene ere afrundede).

Ydre Diameter i		Indre Diameter i engl. Tommer.	Antal Gænger		Sikker Belastning efter (2). Danske Pund.
engelske Tommer.	danske Tommer.		paa 1" engl.	paa en Længde = Diametren.	
$\frac{1}{4}$	0.243	0.18	20	5	100
$\frac{5}{16}$	0.303	0.24	18	$5\frac{5}{8}$	160
$\frac{3}{8}$	0.364	0.29	16	6	230
$\frac{7}{16}$	0.425	0.34	14	$6\frac{1}{8}$	320
$\frac{1}{2}$	0.486	0.39	12	6	430
$\frac{5}{8}$	0.607	0.51	11	$6\frac{7}{8}$	930
$\frac{3}{4}$	0.728	0.62	10	$7\frac{1}{2}$	1100
$\frac{7}{8}$	0.850	0.73	9	$7\frac{7}{8}$	1500
1	0.971	0.84	8	8	2000
$1\frac{1}{8}$	1.092	0.94	7	$7\frac{7}{8}$	2500
$1\frac{1}{4}$	1.214	1.06	7	$8\frac{3}{4}$	3200
$1\frac{3}{8}$	1.335	1.16	6	$8\frac{1}{4}$	3800
$1\frac{1}{2}$	1.457	1.29	6	9	4700
$1\frac{5}{8}$	1.578	1.37	5	$8\frac{1}{8}$	5400
$1\frac{3}{4}$	1.700	1.49	5	$8\frac{3}{4}$	6200
$1\frac{7}{8}$	1.821	1.59	$4\frac{1}{2}$	$8\frac{7}{16}$	7100
2	1.942	1.71	$4\frac{1}{2}$	9	8200
$2\frac{1}{4}$	2.185	1.93	4	9	10500
$2\frac{1}{2}$	2.428	2.18	4	10	13400

2) Kiler.

Kiler, der anvendes til Samling, ere altid meget slanke, dog er Stigningen endel forskjellig efter Anvendelsen. Er det en blivende, fast Forbindelse, der skal tilvejebringes, gjøres Stigningen mellem $\frac{1}{100}$ og $\frac{1}{30}$; skal den derimod oftere løses, eller skal der med Kilen kunne udføres en større Forskydning, gjøres Stigningen mellem $\frac{1}{24}$ og $\frac{1}{6}$.

Efter Anbringelsesmaaden inddeles Kilerne i Længdekiler og Tværkiler.

1) Længdekiler (Fig. 9—11) bruges til at befæste visse Maskindele, som Tandhjul, Remskiver, Koblinger, Krumtappe, o. s. v. paa en Axel. Figurene vise 3 Maader at anbringe Kilen paa. Fig. 9 er den solideste Maade, som altid bør bruges, hvor store Kræfter skulle overføres, og navnlig naar der tillige finder Stød og Rystelser Sted. Der er her udarbejdet en Not saavel i Axlen som i Navet, og disse danne tilsammen den fir-

kantede Kilegang, hvori Kilen inddrives. Kilens Brede gjøres = $\frac{1}{4}$ af Axlens Diameter og Tykkelsen halv saa stor som Breden, dog kan der ofte bruges mindre Kiler, naar nemlig den Kraft, som skal overføres, kun er ringe i Forhold til Axlens Tykkelse.

Fig. 10 har en Not udarbejdet i Navet, og en Flade paa Axlen. Dette kan kun bruges til lettere Bevægelser. Det samme gjælder i endnu højere Grad om Fig. 11, hvor Axlens Form er ganske cylindrisk og Kilens tilsvarende Flade er hulet efter Axlen. Det er her alene Friktionen, som bevirker Forbindelsen.

Alle Kiler bør forfærdiges af Staal for bedre at kunne bevare deres Form, naar de ved Hammerslag drives ind paa deres Plads; Stigningen maa være meget lille, og ligge saaledes, at de spænde udad mod Navet og indad mod Axlen, men ikke klemme fra Side til Side. Ved Kilens Inddrivning fremkommer en meget stærk Friktion mellem Navet og Axlen, og denne bidrager i alle Tilfælde væsentlig til at give Forbindelsen Fasthed. En nødvendig Betingelse er, at Navet passer godt om Axlen, da det ellers ved Kilen tvinges til at sidde excentrisk.

Kilens Form efter Længden er i Reglen som Fig. 9 viser. Hovedet tjener til at modtage Slagene naar Kilen inddrives, og letter Udtagningen naar Forbindelsen skal hæves; dog udelades det ofte, hvor Mennesker skulle bevæge sig i umiddelbar Nærhed deraf, da det, ligesom enhver anden Fremstaaenhed paa en omdrejende Axel let kan bevirke Ulykkestilfælde.

2) Tværkiler. Disse bruges dels til Forbindelser, som ikke forandre sig i Tidens Løb, og dels til saadanne, som ved Sliddet blive løse, saaat Kilen efterhaanden maa drives længere ind forat bøde herpaa. I første Tilfælde gjøres Kilens Stigning meget ringe, i sidste Tilfælde noget større.

Faste Kileforbindelser. Fig. 12—13 vise, hvorledes en Stang kan befæstes i et Nav ved en Tværkile. Stangen paavirkes oftest vexelvis af strækkende og af trykkende Kræfter, som forplantes dertil fra Navet, eller omvendt overføres fra Stangen til Navet. Ved alle saadanne Forbindelser maa Kilen kun paavirkes i een Retning, hvilket paa Figurerne er opnaaet ved at forsætte Hullerne i Navet og i Stangen for hinanden, saaledes at Kilen ikke udfylder dem ganske, og derved, idet den drives ind, bringer Stangen til at trykke mod

Navet enten med et Bryst som i Fig. 12 eller med en konisk Flade som i Fig. 13. Dette Forhold har væsentlig Betydning for Forbindelsens Varighed; udelod man nemlig f. Ex. Brystet i Fig. 12, vilde Forbindelsen kun være fast, hvis Kilen sluttede absolut nøjagtigt i Hullerne baade i Stang og Nav. Dette er dog umuligt at opnaa i Praxis; der vilde altsaa ske en lille Bevægelse ved Kilen hvergang Paavirkningen skiftede Retning, og derved vilde Forbindelsen snart blive ødelagt.

Kileforbindelser, der skulle efterspændes. Fig. 14 viser exempelvis en saadan Kileforbindelse anvendt paa et Plejlstangshoved. Enden af Plejlstangen *s* og Panderne *p* omsluttes af Baandet *b*, der, saavel som Plejlstangen, har Huller, hvorigjennem er sat 3 Kiler: 2 Kontrakiler *k* og en Hovedkile *K*. Ved Efterspændingen drives Hovedkilen længere ind, medens Kontrakilerne blive paa deres Plads. Kontrakilerne gjøre en tredobbelt Nytte: dels holde de med Hagerne Baand og Plejlstang sammen, dels efterlade de imellem sig et kileformigt Hul til Hovedkilen, medens Hullerne i Baand og i Plejlstang ere prismatiske, og endelig frembyde de store jevne Flader, hvorpaa Hovedkilen virker.

Hovedkilen faar en større Stigning end i de tidligere omtalte Kileforbindelser, nemlig mellem $\frac{1}{24}$ og $\frac{1}{12}$, undertiden endog $\frac{1}{6}$. Herved bliver der imidlertid Fare for, at Kilen kan præsses ud af den virkende Kraft under Indvirkning af Stød og Rystelser, som delvis kunne ophæve Friktionen. Kilen sikkres da i sin Stilling paa forskjellig Maade. Fig. 14 viser Hovedkilen forsynet med en skrueskaaren Forlængelse, hvorved den fastholdes. Fig. 15 viser en Kile, som klemmes af en Skrue, som fra Siden trykker derimod. Skruen trykker i en Rende paa Kilen, herved bliver dels den lille Grad, som kan fremkomme ved Skruens Tryk, gjort uskadelig, og dels bliver Kilen hindret i at flyve helt ud, om ogsaa Skruen skulde løsne sig lidt.

3) Nitter.

Fig. 16—21 vise forskjellige Nitteforbindelser. Fig. 16 og 17 vise Samlinger med henholdsvis 1 og 2 Nitterækker, men uden Stødplade; Fig. 18 og 19 Samlinger med enkelt Nitterække

og henholdsvis 1 eller 2 Stødplader, og endelig Fig. 20 og 21 lignende Samlinger med 2 Nitterækker.

Ved Nittesamlinger ville Pladerne svækkes af Nittehullerne men i forskjellig Grad efter Samlingsmaaden. Er Samlingsmaaden given, vil den første Betingelse for, at Samlingen bliver saa stærk som mulig, være den, at Pladernes Styrke under Hensyn til Hullerne bliver ligesaa stor som Nitternes. Betegner nu

d Nittediametren,
δ Pladetykkelsen,
e Nitternes Afstand fra Midte til Midte,
e_1 Afstanden fra Pladeranden til Midten af den nærmeste Nitterække,
e_2 Afstanden mellem 2 og 2 Nitterækker, samt
r og f den tilladelige Paavirkning pr. Kvadrattomme Tværsnit henholdsvis til Strækning og til Forskydning,

saa er:

For Fig. 16 og 18

$$f \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = r(e-d)\delta.$$

Derved faaes Forholdet mellem Nitningens og den hele Plades Styrke udtrykt ved

$$\frac{e-d}{e} = \frac{1}{1+\frac{4r\delta}{\pi f d}} \quad \ldots\ldots\ldots (4)$$

For Fig. 17 og 20 haves

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

hvoraf

$$\frac{e-d}{e} = \frac{1}{1+\frac{2r\delta}{\pi f d}} \quad \ldots\ldots\ldots (5)$$

For Fig. 19 og 21 haves endelig

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

hvoraf

$$\frac{e-d}{e} = \frac{1}{1+\frac{r\delta}{\pi f d}} \quad \ldots\ldots\ldots (6)$$

Heraf ses, at ved alle Nitninger er Pladens Svækkelse desto mindre jo større $\frac{d}{\delta}$ tages, Nitningen bliver altsaa stærkere, naar der bruges store Nitter med tilsvarende store Mellemrum, end ved smaa Nitter tæt ved hinanden. Hvor stor Nittediametren i foreliggende Tilfælde skal vælges, beror iøvrigt paa Nitningens Bestemmelse, som det siden skal omtales.

Afstandene e_1 og e_2 kunne tilnærmelsesvis beregnes, naar først Nittediametren er bestemt. For Fig. 16 og 18 kan saaledes regnes, at Stykket mellem Nitterne og Randen maa yde samme Modstand mod at skydes ud, som Nitterne mod Overklipning, altsaa $\frac{\pi}{4} d^2 = 2 e_1 \delta$. I de andre Tilfælde kan en lignende Betragtning anstilles.

Ved den ovenangivne Beregning er dog ingenlunde alle de Kræfter medtagne, som optræde i Nitningen. Resultatet maa derfor først kontrolleres ved Forsøg, og Formlernes Konstanter bestemmes. De indre Kræfter, der optræde i Nitningen, fremstaa paa følgende Maade:

Nitterne blive stedse, naar de ikke ere meget smaa, indsatte rødvarme paa deres Plads, og nittede i denne Tilstand. Den derefter indtrædende Afkjøling og Sammentrækning virker paa 2 Maader: 1) Diametren formindskes, saaat Nitten ikke udfylder Hullet ganske, og der bliver Mulighed for, at de Træk og Tryk, der virke paa Pladerne, kunne bringe disse til at glide lidt frem og tilbage paa hinanden. 2) Længden af Nitten vil formindskes, eller stræbe at formindskes, men hindres deri ved Pladerne. Nitternes Bestræbelse til Sammentrækning bevirker for Pladernes Vedkommende, at disse præsses imod hinanden med en meget betydelig Kraft, medens Virkningen for Nitternes eget Vedkommende er den samme, som om de bleve strakte af den samme Kraft, nemlig den, som vilde være istand til at give dem en Strækning lig med den Sammentrækning, som Pladerne have hindret.

Hvor stor Kraften er, lader sig ikke beregne, da mange Forhold virke til at formindske den, navnlig den Omstændighed, at Pladerne ikke ligge absolut tæt til hinanden før Nitningen,

at de ere lidt sammentrykkelige, og endelig at de modtage nogen Varme fra Nitten, og altsaa udvide sig før Nittehovedet dannes.

Uden disse Biomstændigheder vilde Nitten springe, thi en Afkjøling af ikkun 100° medfører allerede en Sammentrækning $= \frac{1}{800}$ af Længden, medens Udvidelsen ved Elasticitetsgrændsen er $\frac{1}{1400}$, altsaa kun lidt over halv saa stor.

Friktionen, som fremkommer mellem Pladerne, kan findes ved Forsøg, idet en Nitning underkastes Strækning indtil Kraften netop er stor nok til at frembringe Glidning. Der kan til Forsøget bruges f. Ex. en Samling som Fig. 19, men med aflange Huller i selve Pladerne og runde Huller i Stødpladerne. Ved saadanne Forsøg er Glidning fundet at ske for en Trækkekraft svarende til 7000 ℔ à 9500 ℔ pr. □″ Nitteareal, idet hver Nitte regnes at frembyde 2 Arealer til Forskydning, men der er jo ogsaa Friktion paa begge Sider af Pladerne. Ved Brugen af Formlerne (4), (5) og (6) maa det altsaa erindres, at Nittens Paavirkning efter Længderetningen ikke er medtagen, og at Nitternes Forskydning egentlig vil sige Friktion imellem Pladerne forsaavidt den ikke overskrider 7000 ℔ pr. Kvadrattomme.

Ved den nærmere Bestemmelse af Nittesamlingernes Dimensioner maa der skjælnes mellem:

a) Dampkjedelnitninger, der skulle være baade stærke og tætte.

b) Jernbjælkenitninger, der skulle være stærke, men ikke behøve at være tætte.

c) Nitninger i Gas- og Vandbeholdere, som ikke ere underkastede synderligt Tryk. De skulle være tætte, men Styrkehensynet er her underordnet.

a) Dampkjedelnitninger. Kjedlernes Form og Pladernes Ordning er omtalt i Maskinlærens 1ste Del. Der benyttes oftest enkelte Nitterækker, kun ved store Kjedler med høj Spænding bruges dobbelte Nitterækker til Længdesømmene. Hullerne blive oftest trykkede igjennem under Lokkemaskinen, hvis det er Jernplader, der skulle nittes, hvorimod det er nødvendigt at bore Hullerne, hvis Pladerne ere af Staal.

Dimensionerne bestemmes under Hensynet til Styrke og Tæthed i Forening. Tætheden fordrer, at Nitternes indbyrdes

Afstande ikke maa være for store, der bruges derfor forholdsvis smaa Nitter tæt ved hinanden. Følgende empiriske Formler bruges ofte (Maalene ere Tommer):

$$\left.\begin{aligned} d &= 0.15 + 1.5\delta \\ e_1 &= 1.5d \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

og for enkelte Nitterækker

$$e = 0.4 + 2d \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

Herved bliver Forholdet $\frac{e-d}{e} = 0.65$ à 0.58 efter Pladetykkelsen.

For dobbelte Nitterækker tages

$$e = 0.8 + 3d \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

Undertiden tages dog ogsaa $e = 0.4 + 2d$ for dobbelte Nitrækker; det er da ikke Styrken, men kun Tætheden, som er forøget ved den dobbelte Nitning.

Endepladernes Befæstelse til den cylindriske Kjedel sker oftest ved et paanittet rundbøjet Vinkeljern (Fig. 22). Dettes Grene faa en Brede udvendig $= 1'' + 4.5\delta$. Middeltykkelsen $= \delta$.

Istedetfor ved Vinkeljern kan Samlingen ogsaa ske ved at Endepladens Rand drives op til cylindrisk Form og nittes til den cylindriske Del af Kjedlen.

Hvor 3 Plader støde sammen, f. Ex. hvor en Længdesøm støder til en Tværsøm, smedes Hjørnet af den midterste Plade saaledes ud, at Tykkelsen aftager til 0 (Fig. 23).

Efter Sammennitningen er Kjedlen endnu ikke tæt, Fugerne maa først stemmes, d. e. Pladernes frie Rand maa trykkes til med et stumpt Redskab, som ved Slag drives ind derimod. De Rande, der skulle stemmes, maa ligge frit; dette Hensyn bevirker bl. a., at Vinkeljernet i Samlingen Fig. 22 er lagt saaledes, som det vil fremgaa af Figuren. Stemningen lettes, naar Pladeranden er lidt skraat afskaaret; dette bruges derfor paa Steder, hvor det er vanskeligt at komme til at stemme.

2) Jernbjælkenitninger. Disse udføres med større Nitter i længere indbyrdes Afstande end Dampkjedelnitninger, da Tætheden er uden Betydning. Alle de i Fig. 16—21 viste Former af Samlinger benyttes. Hullerne i Pladerne blive i Reglen borede.

Nogen almengyldig Regel for Dimensionerne lader sig ikke opstille, da Paavirkningsmaaden kan vexle meget. Formlerne (4—6) kunne benyttes, idet man, efter Forsøg af Fairbain sætter $r = f$.

Der er herved forudsat, at Nitningerne kun paavirkes i én Retning, at der altsaa enten stadig virker Træk eller stadig Tryk i Pladerne. Dette finder ogsaa i Almindelighed Sted. Men undertiden kan Paavirkningen vexle, f. Ex. ved en Balance, dannet af sammennittede Jernplader. I saadanne Tilfælde bør der sørges for at $f <$ 7000 ℔, da der ellers kan befrygtes Glidning, altsaa en idelig Bevægelse i Samlingen. For Sikkerheds Skyld gjøres $f =$ 3000 à 4000 ℔. (Der regnes da naturligvis ikke $r = f$.

3) Nitninger i Vand- og Gasbeholdere uden stort Tryk. Pladerne ere ofte saa tynde, at de ikke kunne stemmes, hvorfor de tættes ved en Snor med Mønniekit, som lægges i Fugen. I mange Tilfælde sker Nitningen koldt. Til Gasometre bruges f. Ex. $\delta = \frac{3}{16}''$, $d = \frac{1}{4}''$, $e = 1''$, $2e_1 = \frac{1}{2}''$.

Maskindele, der styre og overføre Omdrejningsbevægelse.

1) Tapper.

Saadanne Dele af omdrejende Maskinorganer, ved hvilke disse ere i umiddelbar Berøring med deres Understøtninger, kaldes Tapper. De maa nødvendigvis have Form af Omdrejningslegemer, og ligge saaledes, at Bevægelsen sker om deres geometriske Axe.

Efter Paavirkningen skjælnes mellem Tapper med Tryk vinkelret paa Axen og Tapper med Tryk i Axens Retning.

1) Tapper med Tryk vinkelret paa Axen.

Disse Tapper kunne inddeles i 3 Slags, nemlig Endetapper (Fig. 24), Gaffeltapper (Fig. 31) og Halse.

Endetappen har i Almindelighed cylindrisk Form, og forsynes ved den ene eller ved begge Ender med Bryst, der skal hindre Bevægelse i Tappens Længderetning.

Alle indadgaaende Kanter afrundes som Fig. viser, hvorved der altsaa sker en lille Afvigelse fra Cylinderformen.

Dimensionerne bestemmes under Hensyn til Styrken og til Sliddet.

Betragtes Tappens Paavirkning P som ensformigt fordelt over dens Længde, faaes ved Styrkehensynet:

$$\tfrac{1}{2}Pl = r\frac{\pi d^3}{32} = \text{ca. } 0.1\, rd^3 \quad \ldots\ldots\ldots (10)$$

hvor d er Diametren, l Længden og r den største tilladte Spænding. En anden Relation mellem l og d faaes ved Hensynet til Sliddet, idet man sætter:

$$\frac{l}{d} = \varphi$$

og tager Forholdet φ desto større jo større Slid, der kan ventes. Formlen (10) kan da skrives

$$d = \sqrt{\frac{16}{r\pi}}\sqrt{P.\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

hvori sættes

for Jern og Staal $r = 6000$ à 8000 ℔
Støbejern $r = 4000$ ℔

For Smedejern og Staal tages almindeligt $r = 6000$ ℔; kun hvis Kraften virker meget rolig, uden Stød, kan r tages større.

At man her, saavelsom ved mange andre Maskindele, bruger langt mindre Fiberspænding end ved Bygningskonstruktioner, har vel tildels sin Grund deri, at Maskindelene ere udsatte for Stød og Rystelser, men væsentlig deri, at de snart paavirkes i én Retning og snart i en anden. Dette er jo f. Ex. Tilfældet ved en Tap, der omdrejes medens Kraften beholder sin Retning uforandret, hver Fiber bliver da snart strakt og snart trykket, og dette anstrænger Materialet langt mere end en ligesaa stor Spænding, der stadig virker paa samme Maade.

Staaltapper have det Fortrin for Smedejernstapper, at de give mindre Friktion og slides mindre stærkt. Ofte paaregnes ogsaa en større Fiberspænding end for Smedejernstapper under lige Forhold, paa Grund af Staalets større Styrke, men nogen almindelig Regel i denne Henseende kan ikke gives, da de forskjellige Staalsorter afvige meget fra hverandre. Det vil i Reglen kun være de sejgeste, kulstoffattigste Staalsorter, der kunne finde Anvendelse som Materiale til Tapper og Axler.

Forholdet φ gjøres desto større jo mere Tappen er udsat for Slid. En stor Værdi af φ vil imidlertid ogsaa medføre en stor Tapdiameter (if. 11), altsaa ogsaa stor Friktion, hvorfor man ikke tager φ større end nødvendig. Der kan skjælnes mellem 3 Tilfælde:

1) Tapper der kun sjældent drejes og da kun lidt hver Gang. For disse tages efter Omstændighederne φ mellem Grændserne

$$\varphi = \tfrac{1}{3} \quad \text{og} \quad \varphi = 1$$

Dette giver for

Tapper af Smedejern og Staal

$d = 0.0168\sqrt{P}$ à $d = 0.02913\sqrt{P}$ (idet $r = 6000$)

Tapper af Støbejern

$d = 0.0206\sqrt{P}$ à $d = 0.0357\sqrt{P}$ (idet $r = 4000$)

2) Tapper med indtil 75 Omdrejninger i Minuttet.

$$\varphi = 1.25$$

altsaa for Tapper af Smedejern og Staal $d = 0.0326\sqrt{P}$

Tapper af Støbejern $d = 0\,0399$

3) Tapper med indtil 150 Omdrejninger pr. Minut.

For Tapper af Smedejern eller Staal tages

$$\varphi = 1.5; \quad d = 0.0357\sqrt{P}$$

For Tapper af Støbejern

$$\varphi = 1.33; \quad d = 0.0412\sqrt{P}$$

Til større Antal Omdrejninger bruges Støbejernstapper ikke gjerne. For Smedejerns- og Staaltapper gjøres i dette Tilfælde $\varphi > 1.5$ og navnlig saa stor, at Sliddet bliver det samme som for en Tap, der gjør 150 Omdrejninger, hvilket kan beregnes paa følgende Maade:

Det i Tiden t bortslidte Volumen V vil, Alt iøvrigt lige, kunne sættes proportionalt med Trykket og med Hastigheden v, men er uafhængigt af de slidende Overfladers Størrelse. Kaldes den i Tidsenheden bortslidte Tykkelse t haves, naar t er lille:

$$V = \pi dtl = C.P.v = \pi C d o P$$

idet C er en Konstant og o Antallet af Omdrejninger pr. Tidsenhed. Herved faaes

$$t = C\frac{oP}{l}$$

og for en anden Tap af samme Materiale

$$t_1 = C\frac{o_1 P_1}{l_1}$$

Da nu en Tap kan taale desto mere Slid jo større dens Diameter er, sættes

$$\frac{t}{t_1} = \frac{d}{d_1}$$

altsaa

$$\frac{oP}{ld} = \frac{o_1 P_1}{l_1 d_1}$$

men if. (10) er

$$P = C_1 \frac{d^3}{l} \quad \text{og} \quad P_1 = C_1 \frac{d_1^3}{l_1}$$

hvor C_1 er en ny Konstant. Derved bliver

$$o \frac{d^2}{l^2} = o_1 \frac{d_1^2}{l_1^2}$$

eller $$o : \varphi^2 = o_1 : \varphi_1^2.$$

Da nu $o_1 = 150$ giver $\varphi_1 = 1.5$, faaes

$$\varphi = 0.12 \sqrt{o} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

der bruges for $o > 150$.

Det Anførte gjælder for massive Tapper. Støbejernstapper gjøres ofte hule, navnlig naar de danne Endetapper paa en hul Støbejerns Axel (Fig. 25).

Der beregnes i saa Tilfælde først en massiv Tap, og dennes Længde bruges for den hule Tap, som iøvrigt beregnes for samme største Spænding i Materialet som den massive. Man faar:

$$\tfrac{1}{2} Pl = r \frac{\pi d^3}{32} = r \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - D_0^4}{D}$$

eller $$D = \frac{d}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{D_0}{D}\right)^4}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Sættes f. Ex. $\frac{D_0}{D} = 0.6$ faaes $D = 1.05\, d$.

Tappen kan altsaa taale en betydelig indre Hulhed med en ringe Forøgelse af Diametren.

Tappernes Befæstelse sker paa forskjellig Maade. Axeltapper ere oftest i ét Stykke med Axlen, men er Tappen af andet Materiale end Axlen maa den forsynes med en særlig Forlængelse, hvorved den fæstes til Axlen. Saaledes indsættes Smedejernstapper i Støbejernsaxler, og Støbejerns- eller Smedejernstapper i Træaxler.

Smedejernstapper kunne fæstes i Støbejernsaxler ved en cylindrisk Forlængelse paa Tappen, som passer i en tilsvarende cylindrisk Udboring i Axlen, og fæstes dertil med en Længdekile.

Smedejernstapper i Træaxler. Fig. 26 viser en enkelt Krykketap. Tappen har en vinkelbøjet Forlængelse af rektangulært Tværsnit, og denne indlægges fra Siden i Axlen, hvori

Stykket *abcd* er udstemmet. Efterat Tappen er indsat og centreret, fyldes Udsnittet atter med et Træstykke, og Jernringe drives i varm Tilstand paa Axlen, som derfor er gjort noget konisk henimod Enden.

Fig. 27 viser en dobbelt Krykketap. For denne Tap udstemmes et lignende Stykke af Axlen som før, og desuden stemmes Hullet til den anden Gren igjennem.

Støbejernstapper fæstede i Træaxler dannes som Bladtappe, enten som enkelt Bladtap (Fig. 28) eller som dobbelt Bladtap (Fig. 29).

Undertiden bruges Ringtappen (Fig. 30). Det er en dobbelt Bladtap, støbt i ét med et konisk Hylster, der omslutter Enden af Axlen, og fastholdes dertil ved 4 Bolte, indladte i Træet.

Gaffeltapper. Disse ere understøttede ved begge Ender; oftest sidde de, som i Fig. 31, mellem Grenene paa et Stykke, der er gaffeldelt, hvoraf Navnet. Idet Kraften regnes at være ensformig fordelt over Tappens Længde faaes ved Styrkehensynet:

$$\tfrac{1}{8} Pl = r \frac{\pi d_1^3}{32}$$

eller

$$d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi r}} \sqrt{P \cdot \varphi} \quad \ldots\ldots\ldots (14)$$

Med samme φ som for en Endetap af samme Materiale og samme Paavirkning faaes altsaa kun halv saa stor Diameter og halv saa stor Længde. Dette kan dog kun bruges, hvor Sliddet er ringe, ellers tages φ større. Ofte er Grændsen for Længden bestemt af andre Hensyn; man tager da l saa stor den kan faaes, og beregner d efter (14).

Halse. Naar en Axel er understøttet paa andre Steder, end ved Enderne, kaldes den Del af Axlen, som hviler i en saadan Understøtning, en Hals. Axlen fortsætter sig altsaa til begge Sider fra Halsen, som derved i Reglen faar en anden Paavirkning end en Endetap, nemlig dels en Vridning og dels en Bøjning.

Herefter beregnes Halsens Diameter paa samme Maade som en Axels, hvorom senere, medens Længden bestemmes under

Hensyn til Sliddet, nemlig saaledes, at den gjøres mindst ligesaa stor som for en Endetap med samme Tryk.

Arbejdstabet ved Friktionen vil for en væsentlig Del bero paa, hvorledes Tap og Leje passe sammen. For nye Tapper vil det derfor afhænge af Tilpasningsmaaden og den Omhu, der er anvendt derpaa. Naar derimod Tap og Leje ere sammenslidte, blive Forholdene mere konstante.

Lad Fig. 32 forestille en Tap hvilende i et Leje. Tappen antages at trykkes nedad af Kraften P medens den drejer sig. Lejet vil da kun slides nedefter, men Tappen vil beholde sin runde Form, og Lejets nedre Del vedblive at slutte dertil. Er der nu forneden bortslidt en Tykkelse t, vil et vilk. Punkt a ogsaa være sunket et Stykke t, men efter Normalen vil der i dette Punkt være slidt Stykket $t \cos \varphi$, idet t er lille.

Da nu, som tidligere omtalt, Sliddet kan regnes proportionalt med Trykket og Hastigheden, findes Trykket p pr. Arealenhed i Punktet a af Ligningen

$$t \cos \varphi = C . pv,$$

hvor C er en Konstant, men idet R er Tapradius og o Antallet af Omdrejninger pr. Minut, haves $v = 2\pi Ro$; og da endvidere t er ens for alle Punkter, kan man sætte

$$\frac{pRo}{\cos \varphi} = C_1 .$$

Nu skal imidlertid Summen af alle Trykkenes Komposanter efter Kraftretningen være $= P$, altsaa haves, naar Tappens Længde er l

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} p \cos \varphi . l . R d\varphi = P$$

eller, naar Udtrykket for pR indsættes

$$\frac{C_1 l}{o} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi = P$$

hvoraf $$C_1 = \frac{2oP}{\pi l} \quad \text{og} \quad p = \frac{2P \cos \varphi}{\pi l R} .$$

Friktionens Arbejde pr. Minut for et Element er nu, naar μ er Friktionscoefficienten:

$$\mu p l R d\varphi \,.\, 2\pi R o$$

og for hele Tappen

$$A = 4\mu o P R \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos\varphi d\varphi = 8\mu P R o \ldots\ldots (15)$$

eller det samme som om en Modstand $\frac{4\mu}{\pi} . P$ virkede paa Tappens Radius. Istedet herfor bestemmes Friktionen oftest efter Formlen $F = \mu_1 P$ og altsaa Arbejdet der tabes pr. Minut

$$A = 2\pi\mu_1 R . P . o \ldots\ldots\ldots (16)$$

Efter Morins Forsøg er $\mu_1 = 0.07$ à 0.08 for Tapper af Smedejern eller Støbejern i Lejer af Støbejern eller Bronce, smurte med Olie, Tælle eller Svinefedt, og Smørelsen fornyet paa sædvanlig Maade. Ved uafbrudt, rigelig Smøring blev $\mu_1 = 0.054$ og ved saa sparsom Smøring, at Fladerne ikkun netop vare fedtede, fandtes $\mu_1 = 0.16$ à 0.19 eller derover.

Herved maa dog bemærkes, at Koefficienterne kunne variere betydeligt efter de Omstændigheder, hvorunder Tappen arbejder. Heraf lader det sig forklare, at senere Forsøg have givet Resultater, der væsentlig afvige herfra, og navnlig i flere Tilfælde betydelig mindre Friktion. Det viser sig f. Ex. at naar en Tap har slidt sig til ved stadig at løbe i samme Retning, er dens Friktion ved Omdrejning i denne Retning mindre end naar man lader den dreje sig i den modsatte Retning. Ligeledes har Smørelsens Beskaffenhed stor Betydning, idet Tapper med ringe Tryk pr. Arealenhed skulle have tyndflydende Smørelse, medens Tapper med større Tryk give mindre Friktion ved Anvendelsen af fastere Smøremidler.

2) Tapper med Tryk i Axens Retning.

Hertil høre: a) Sportapper (Fig. 33 *a*, *b*, *c*) og b) Kamtapper (Fig. 35).

De første tjene især til at understøtte en staaende Axels nederste Ende, de sidste, der bestaa af et System af Ringe, uddrejede af selve Axlen, tjene ligeledes ofte til at støtte staaende Axler, f. Ex. for Turbiner, Centrifugalpumper o. lgn., men des-

uden finde de en vigtig Anvendelse i Skrueskibe til at optage det Tryk, som den vandrette Skrueaxel modtager i sin Længderetning. I Sammenligning med Sportappen har Kamtappen det Fortrin, at den, naar Antallet af Ringe gjøres stort, kan frembyde et stort Areal til Optagelse af Trykket, uden at Diametren bliver stor.

Den Flade, hvormed disse Tapper hvile i deres Lejer, paavirkes paa en ganske anden Maade end ved de ovenfor omtalte Tapper. Ved disse sidste varierer nemlig Trykket paa hvert Punkt af Overfladen saaledes, at det ved en vis Stilling af Tappen er saa stort som mulig, og en halv Omdrejning derfra er omtrent = 0. Dette medfører, at Smørelsen let kan bringes ind imellem de slidende Flader, naar den indføres, hvor Trykket er mindst. Noget saadant finder ikke Sted ved de Tapper, som have Tryk i Axens Retning, thi her er hvert Punkt stadig underkastet samme Tryk, hvor det end befinder sig i sin Bane (naar det ikke just passerer en Smøregang) og derved bliver det vanskeligt at holde Fladerne tilbørligt smurte. Tapperne ere derfor let udsatte for at løbe sig varme og ødelægges.

Forat bøde paa denne Ulempe maa der kun regnes med et ringe Tryk paa Kvadrattommen af Tappens Anlægsflade.

a) Sportapper. Materialet er i Reglen Staal eller Smedejern, sjeldnere Støbejern. Staaltapper blive ofte hærdede; ligesaa blive Smedejernstapper ikke sjældent forstaalede paa Undersiden. Erfaringsmæssigt regnes:

For Smedejerns- og Staaltapper i Broncepander	700 ℔	pr. Kvadrattom.	(17)
For Støbejernstapper i Broncepander	500 ℔	—	
For Smedejerns- og Staaltapper i Pokkenholtslejer og omskyllede af Vand (som Turbinetapper) . . .	1400 ℔	—	

Disse Værdier gjælde for Tapper med ringe Omdrejningsantal. Bliver Antallet af Omdrejninger pr. Minut, o, stort, maa Sliddet tages i Betragtning. Det kan regnes at være proportionalt med Trykket P og med den gjennemløbne Vej, altsaa med $o \cdot \pi \cdot \frac{d}{2}$. Man kan altsaa sætte det i en vis Tid bortslidte Volumen

$$t\frac{\pi}{4}d^2 = C\pi\frac{d}{2}Po, \quad \text{hvoraf} \quad d = \frac{2CPo}{t},$$

hvor t er den bortslidte Tykkelse og C en Konstant. Skal t være konstant maa d bestemmes efter Formlen

$$d = C_1 Po \ldots\ldots\ldots\ldots (18)$$

hvor C_1 er en ny Konstant, der if. Reuleaux sættes = 0.000029, naar d udtrykkes i Tommer, P i Pund, altsaa

$$d = 0.000029\,Po \ldots\ldots\ldots (18_a)$$

Denne Formel bruges tilligemed (17) og det største af de fundne Resultater bruges.

De saaledes fundne Taptykkelser ere ofte større end ønskeligt, hvorfor man har forsøgt at bruge mindre Diameter samtidig med, at der indlægges løse Skiver imellem Tappen og den faste Pande. Det er da Meningen, at disse Skiver skulle ligge stille eller følge rundt med efter Omstændighederne, idet nemlig Bevægelsen maa ventes at foregaa hvor Modstanden er mindst, og det ene Par Slideflader vil afløse det andet, naar dette sidste begynder at blive varmt og derved faar forøget Friktion. Nytten af saadanne Skiver er dog meget tvivlsom.

Formen af Tappens Endeflade er noget vexlende. Den kan være plan, blot med svagt afrundet Kant (Fig. 33 *a*), eller have andre Former, hvorpaa Fig. 33 *b*, *c* vise nogle Exempler. Friktionen vil væsentlig afhænge af Tappens Form, som det i det Følgende skal vises.

Maaden, hvorpaa Tappen befæstes i Axlen, naar den ikke udgjør ét Stykke dermed, er ved Smede- og Støbejernsaxler i Reglen den, at en slank konisk Forlængelse af Tappen passes nøjagtigt ind i et tilsvarende konisk Hul i Axlens Endeflade (Fig. 33 *b*, *c*). Nogen yderligere Befæstelse behøves i Reglen ikke, da Trykket selv vil hindre Tappen i at falde ud. Derimod anbringes ofte, som Fig. 33 *b* viser, et Hul gjennem Axlen, for i paakommende Tilfælde at kunde slaa Tappen ud igjen ved at drive en Kile derigjennem. Fig. 33 *c* viser Tappens Forlængelse af samme Form som selve Tappen. Man kan da vende Tappen, naar dens ene Ende er slidt.

I Træaxler kunne Sportapper befæstes paa de i Fig. 26—30 viste Maader. Endnu en Maade viser Fig. 34. Tappen har her

en U-formet Forlængelse, som lades helt ind i Træet og fæstes dertil ved Bolte, samt en Ring forneden. Er Axlen firkantet, gjøres denne Ring af 4 Stykker, sammenskruede ved Hjørnerne, idet hvert Stykke ender i en skrueskaaren Tap ved den ene Ende og i et Øie ved den anden.

b) Kamtapper tjene til at støtte en Axel imod Forskydning efter Længderetningen, naar denne Understøtning skal ske andetsteds end netop ved den Ende af Axlen, henimod hvilken Kraften virker. De ere altid i ét med deres Axel. Ved Beregningen kan der bydes dem samme Tryk paa Kvadrattommen som Sportapper; dog tages ofte noget mindre Paavirkning, da dette let kan opnaaes ved at forøge Antallet af Ringe uden at lade Diametren voxe. De bruges baade til staaende Axler, f. Ex. Turbineaxler, og til liggende Axler, saasom Axlen i Skruedampskibe. For hurtigtgaaende Axler tages Sliddet i Betragtning ved Bestemmelsen af Dimensionen paa samme Maade som for Sportapper. Kaldes Antallet af Ringe m, største og mindste Diameter D og D_0 og Ringbreden $\frac{1}{2}(D-D_0) = b$ faaes, naar iøvrigt samme Betegnelser som for Sportapper bruges:

$$mt \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - D_0^2) = C\pi \frac{D+D_0}{2} Po$$

eller
$$mb = \frac{CPo}{t}$$

eller
$$mb = \tfrac{1}{2} C_1 Po,$$

hvor C_1 har samme Betydning som i (18), altsaa faaes

$$mb = 0.000015\, Po \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

I Reglen tages $b = \frac{1}{6}$ à $\frac{1}{10} D$.

Arbejdstabet ved Friktionen kan for Sportapper og Kamtapper beregnes paa en lignende Maade som for Bæretapper. Der betragtes kun indslidte Tapper. Ved disse viser Sliddet sig at være ens i Kraftens Retning paa hvert Punkt af de berørende Flader. Der faaes altsaa ogsaa her

$$t \cos \varphi = C \cdot pv,$$

hvor φ er Vinklen mellem Normalen og Kraftens (altsaa Axlens) Retning. For et Element paa Radius y haves $v = 2\pi y \cdot o$, altsaa kan man sætte, da t og o ere fælles for alle Punkter

$$\frac{py}{\cos\varphi} = C_1,$$

hvor C_1 er en ny Konstant.

Betragtes nu et ringformigt Element mellem Radierne y og $y + dy$ faaes dets Areal

$$= 2\pi y \cdot \frac{dy}{\cos\varphi}.$$

Trykket derpaa $= p \cdot 2\pi y \frac{dy}{\cos\varphi}$. Friktionen bliver Friktionskoefficienten μ Gange Trykket, og denne Friktion reduceret paa Radius $= 1$ bliver:

$$dF = \mu \cdot p \cdot 2\pi y \frac{dy}{\cos\varphi} \cdot y = \mu C_1 2\pi y dy$$

og altsaa hele Friktionen reduceret paa Radius $= 1$

$$F = \mu C_1 2\pi \int y dy,$$

hvor Integralets Grændser skulle tages saaledes, at hele Berøringsfladen medtages. C_1 kjendes imidlertid ikke, men maa beregnes af Trykket P. Da dette er lig Summen af alle de elementære Tryks Komposanter i Kraftens Retning faaes:

$$P = \int p \cdot 2\pi y \frac{dy}{\cos\varphi} \cdot \cos\varphi = 2\pi \int py dy = 2\pi C_1 \int \cos\varphi dy$$

og altsaa

$$F = \frac{\mu P \int y dy}{\int \cos\varphi dy} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

$\cos\varphi$ er en ved Formen af Tappens Endeflade bestemt Funktion af y, som maa indsættes, for at Regningen kan udføres. Der faaes saaledes:

Tap med plan Endeflade ($\cos\varphi = 1$). Naar Tappen hviler paa en hel Cirkel med Radius R

$$F = \mu P \frac{\int_0^R y dy}{\int_0^R dy} = \tfrac{1}{2}\mu PR \quad \ldots\ldots\ldots (21)$$

Hviler Tappen paa en ringformig Anlægsflade, faaes med ydre og indre Radius $= R$ og R_0

$$F = \mu P \frac{\int_{R_0}^{R} y\,dy}{\int_{R_0}^{R} dy} = \tfrac{1}{2}\mu P(R+R_0) \quad \ldots\ldots (22)$$

Denne Formel (22) gjælder selvfølgelig baade for Sportapper, hvor den midterste Del er borttaget, og for Kamtapper. Resultatet af (21) og (22) kan udtrykkes saaledes: For Tapper med plan Endeflade beregnes Friktionen som om Trykket virkede paa Middelradius.

Tapper med kugleformig Endeflade. Kaldes Kuglens Radius ρ haves $y = \rho \sin\varphi$, $dy = \rho\cos\varphi\, d\varphi$.

$$F = \mu P \frac{\int_{0}^{R} y\,dy}{\int_{0}^{\varphi_1} \rho\cos^2\varphi\, d\varphi} = \mu P \frac{R^2}{\rho(\varphi_1 + \sin\varphi_1\cos\varphi_1)} \quad (23)$$

For halvkugleformet Endeflade er $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}$, $\rho = R$, altsaa

$$F = \frac{2}{\pi}\mu PR = 0.64\,\mu PR \quad \ldots\ldots (24)$$

$\varphi_1 = \frac{\pi}{6}$ giver

$$F = \mu PR \frac{\frac{1}{2}}{\frac{\pi}{6} + \frac{1}{2}\cdot\frac{\sqrt{3}}{2}} = 0.52\,\mu PR \quad \ldots\ldots (25)$$

2) Axler.

Axler inddeles i 2 Hovedklasser, a) Bæreaxler, der væsentligst paavirkes til Bøjning, og b) Drivaxler, der væsentligst paavirkes til Vridning.

a) Bæreaxler.

Disse ere i Reglen korte og bære tunge Maskindele. Saafremt Bøjningen ikke blot er den væsentligste, men saagodtsom

den eneste Paavirkning der haves, beregnes Tværsnittets Dimension paa hvert Sted efter det der virkende Moment, idet der regnes samme Fiberspænding som for en Tap af samme Materiale. Der faaes altsaa Formlen

$$M_b = r\frac{\pi d^3}{32} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (26)$$

hvor M_b er det bøjende Moment, d Diametren og r har samme Værdi som for en Tap af samme Materiale.

Hvorledes M_b i givet Tilfælde lettest findes, beror paa Omstændighederne. I simple Tilfælde fører Beregningen hurtigst til Maalet; i mere sammensatte Tilfælde bruges hellere grafisk Momentbestemmelse.

Expl. 1. En Balanceaxel af Smedejern hviler paa en Tap ved hver Ende, og bærer paa Midten Balancens Vægt P. Længden fra Midte til Midte af Endetapperne er $= L$.

Hver Tap bærer $\frac{1}{2}P$. Diametren d faaes da af Formlen (26), som, naar Tappens Længde er l, kan skrives

$$\tfrac{1}{2}P\tfrac{1}{2}l = r\frac{\pi d^3}{32}$$

i en Afstand $x < \frac{L}{2}$ fra Midten af en Tap virker Momentet $\frac{1}{2}Px$, hvoraf Axeldiametren bestemmes ved

$$\tfrac{1}{2}Px = r\frac{\pi}{32}y^3$$

eller

$$y = d\sqrt[3]{\frac{x}{\frac{1}{2}l}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (27)$$

Axlens Meridiankurve vil altsaa herefter for hver Side af Midten være en kubisk Parabel (med Ordinater $\rho = \frac{1}{2}y$ (den punkterede Linie Fig. 36). Oftest foretrækkes dog en anden Form, hvilket selvfølgelig er tilladt, naar denne ligger helt udenfor den theoretisk fundne. Paa Fig. 36 er Midten af Axlen gjort cylindrisk for derpaa at kunne befæste Balancen, og iøvrigt er Konturen dannet af rette Linier, Tangenter til Parablen, i Punkterne a. Disse Tangenter findes let:

Parablens Ligning er $\rho = \frac{d}{2}\sqrt[3]{\frac{x}{\frac{1}{2}l}}$,

altsaa $$\frac{d\rho}{dx} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d}{2\sqrt[3]{\frac{1}{2}l}} \frac{1}{x^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{3} \frac{\rho}{x}$$

eller $$x \frac{d\rho}{dx} = \frac{1}{3} \rho.$$

Konstruktionen af Tangenten bliver da følgende: Paa det Sted, hvor Parablen skjærer Xaxen, afsættes en Ordinat $= \frac{2}{3}$ af Ordinaten i a, og dens Endepunkt forbindes med a ved en ret Linie, som da er den søgte Tangent.

Expl. 2. En Axel understøttes af Tapper ved Enderne og paavirkes i 3 givne Punkter af de 3 Kræfter P_1, P_2, P_3 (Fig. 37).

Den grafiske Maade vil her lettest give en Oversigt over Paavirkningen i de enkelte Tværsnit:

Reaktionerne R_1 og R_2 i Forbindelse med Kræfterne P_1, P_2, P_3 maa være i Ligevægt ved at virke paa et fast System. Der vil da kunne konstrueres en Tovpolygon (rettere: uendelig mange) med Vinkelspidserne i Kræfternes Retningslinier, som er i Ligevægt under Kræfternes Indvirkning. Forat tegne denne Tovpolygon tegnes Diagrammet ved paa et vilkaarligt Sted at afsætte P_1, P_2 og P_3 efter hinanden, vælge en Pol, o, og drage Polstraalerne 01, 02, 03 og 04. Paa Diagrammet mangler da kun Linien fra o til R_1 og R_2's Sammenstødspunkt, som foreløbig er ubekjendt. Nu kan imidlertid Tovpolygonen tegnes med Sider $\neq$ de tilsvarende Polstraaler, $ac \neq 01$, $cd \neq 02$, $de \neq 03$ og $eb \neq 04$. Den sidste Side ab lukker Polygonen, og den manglende Polstraale $o5$ kan nu tegnes $\neq ab$, hvorved Reaktionerne $R_1 = 5—1$ og $R_2 = 4—5$ ere bestemte. Tovpolygonen vil tillige give et Billede af de bøjende Momenter paa de enkelte Tværsnit, thi det lader sig godtgjøre, at Momentet paa et vilkaarligt Punkt m kan maales ved det Stykke gh af Ordinaten, som ligger indenfor Tovpolygonen. Drages nemlig paa Diagrammet $0, 6 = p \perp 1—4$, faaes, idet $\triangle afh \sim \triangle 0, 1, 5$,

$$\frac{\overline{fh}}{x} = \frac{R_1}{p} \quad \text{eller} \quad p \cdot \overline{fh} = R_1 x$$

og fremdeles, da $\triangle cfg \sim \triangle 0, 1, 2,$

$$\frac{\overline{fg}}{x - l_1} = \frac{P_1}{p} \quad \text{eller} \quad p \,.\, \overline{fg} = P_1(x - l_1)$$

og ved Subtraktion

$$p \,.\, y = R_1 x - P_1(x - l_1)$$

eller

$$M_x = p \,.\, y \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (28)$$

hvor M_x er det bøjende Moment i Punktet m og samme Resultat vilde være fremkommet, hvor end Punktet m var valgt.

Momentet faaes altsaa som Produktet af den konstante Størrelse p med Ordinaten i Momentfladen. Det maa herved iagttages, at de rette Enheder benyttes. Navnlig vil man se, at da Momentet er en Kraft gange en Afstand, maa af p og y stedse den ene maales paa Kraftmaalestokken og den anden paa Længdemaalestokken. p kaldes Basis for Momenterne.

Afsættes p i Længdeenheder, bliver Enheden for Momentmaalestokken $\frac{1}{p}$ af Kraftmaalestokkens Enhed. Tages $p = 1$ Længdeenhed bliver Kraftmaalestokken tillige Momentmaalestok.

(Hvor det kan lade sig gjøre, uden at faa ubekvemme Dimensioner, maa det foretrækkes, at tage $p = 1$ Længdeenhed og maale Momenterne paa Kraftmaalestokken. Ellers maa det tilraades, strax at tegne en Momentmaalestok efter det valgte p, fremfor at nøjes med Kraftmaalestokken og multiplicere hver maalt Ordinat med p, da dette baade er mere tidsspildende og lettere fører til Fejl.)

I mange Tilfælde er det hensigtsmæssigt at lægge Tovpolygonen saaledes, at Siden ab bliver vandret. Det kan ske ved at transformere Diagrammet derved at 0 flyttes til 0′, saaledes at $0', 5 \perp 1, 4$ og $00' \neq 1, 4$. Derved faaes den nye Tovpolygon a', c', d', e', b'. Naturligvis blive Ordinaternes Værdier ikke forandrede derved.

Den ved Styrkehensynet bestemte Kontur af Axlen vil let indses at blive sammensat af kubiske Parabelbuer, der naa henholdsvis fra R_1 til P_1, fra P_1 til P_2, fra P_2 til P_3 og fra P_3 til R_2, og hvis Toppunkter ligge hvor $a'b'$ skjæres af henholdsvis $a'c'$, $c'd'$, $d'e'$ og $e'b'$. Tangenten til et Punkt af disse

Kurver findes, som vist i Expl. 1, ved i Toppunktet at afsætte en Ordinat $= \frac{2}{3}$ af Ordinaten til det paagjældende Punkt, og forbinde dette med den afsatte Ordinats Endepunkt.

Expl. 3. Fig. 38. En Axel er understøttet i 2 Punkter og paavirkes af en Kraft P udenfor det ene Understøtningspunkt.

Diagrammet tegnes, idet P afsættes $= 1 - 2$. Momentbasis p vælges, og Polen 0 afsættes i Afstanden p fra 1—2, men iøvrigt vilkaarligt. 0—1 og 0—2 drages, Tovpolygonen abc afsættes, idet $ab \parallel 0—1$ og $ca \parallel 0—2$, hvorefter $0—3 \parallel cb$ kan tegnes, og Reaktionerne $R_1 = 2—3$ og $R_2 = 3—1$ haves da bestemte. Vil man nu have Polygonen lagt saaledes, at ab bliver vandret, flyttes 0 til 0', idet $0'—3 = p \perp 3—2$. Polygonen bliver da $a'b'c'$.

Polygonen tjener paa samme Maade som i Expl. 2 til Momenternes Bestemmelse.

Expl. 4. En Kraft P virker udenfor Understøtningerne, men Navet af den Maskindel, hvorpaa Kraften virker, sidder imellem Understøtningerne (Fig. 39).

Kraften P vil bevirke, at Navets 2 Rande udøve Tryk P_1 og P_2 imod Axlen i modsatte Retninger. Da deres sande Angrebspunkter ikke kjendes bestemt, regnes de at virke lige i Navets ydre Rande. Ved Diagrammet og Polygonen abc findes disse Tryk. Reaktionerne fra Understøtningerne, R_1 og R_2, bestemmes derefter ved Polygonen ade samt Linien $0—4 \parallel de$ paa Diagrammet. Nu haves tillige Diagrammet for de paa selve Axlen virkende Kræfter R_1, P_1, P_2, R_2 samt den tilsvarende Momentflade $decb$.

Herefter kan nu Axlens Dimensioner bestemmes. Som det ses, er der et Punkt m, hvor Momentet bliver 0.

Virker der tillige vridende Momenter paa en Axel, maa disse Momenter tages i Betragtning saaledes, at der for hvert Tværsnit bestemmes saavel det bøjende som det vridende Moment, og disse sammensættes da til et ideelt bøjende Moment, der lægges til Grund for Dimensionsbestemmelsen.

Expl. 5. Axlen fra Expl. 2 antages tillige at vrides, idet der i C virker en Svingkraft derpaa, med Moment $\frac{1}{2}Mv$, i D

en ligesaa stor Svingkraft, drejende i samme Retning, og i E en Svingkraft med Moment Mv drejende i modsat Retning, (Axlen kan f. Ex. være en Vandhjulsaxel, med Hjulet fæstet til Axlen ved 2 Nav, i C og D, medens der ved E sidder et Tandhjul, som fører Arbejdet videre.) (Fig. 40).

Momentfladen for det bøjende Moment bestemmes ligesom før, og derefter Momentfladen for det vridende. Denne bliver fremstillet ved to rette Linier $\neq AB$; den ene over CD i Afstanden $\frac{1}{2}Mv$, den anden over DE i Afstanden Mv. Herved iagttages, at det skal afsættes efter samme Maalestok, som det bøjende, eller «reduceres til samme Basis».

Nu sammensættes for hvert enkelt Tværsnit de 2 Momenter, det bøjende og det vridende. For Tværsnittet m haves

$$\text{det bøjende Moment} = Y_b$$
$$\text{det vridende Moment} = Y_v$$

det ideelle bøjende Moment, der kan sættes istedetfor disse 2 er if. technisk Mekanik:

$$Y_i = \tfrac{3}{8}Y_b + \tfrac{5}{8}\sqrt{Y_b^2 + Y_v^2} = \tfrac{3}{8}Y_b + \sqrt{(\tfrac{5}{8}Y_b)^2 + (\tfrac{5}{8}Y_v)^2}.$$

Dette Moment, Y_i, er fundet paa Figuren ved en Konstruktion, som let forstaaes, og afsat som Ordinat mn.

Ved at udføre samme Konstruktion for flere Punkter faaes den ideelle Momentflade. (Denne bliver ikke begrændset af rette Linier, men af flade Hyperbelbuer.) Diametren paa ethvert Sted bestemmes nu af Formlen (26), idet M_b erstattes af Y_i.

Expl. 6. En Axel AB (Fig. 41) paavirkes i C af en Kraft P_1 i Figurens Plan og vinkelret paa AB. I D af en Kraft P_2 ligeledes vinkelret paa AB, men under en Vinkel φ med Figurens Plan.

Momentbestemmelsen sker lettest grafisk. Der konstrueres 2 Polygoner, den ene AcB svarende til Kraften P_1, som om denne var den eneste virkende Kraft, og den anden AdB for Kraften P_2 som den eneste virkende. Denne sidste er tænkt lagt ind i Figurens Plan. Selvfølgelig skal samme Momentbasis bruges for begge Polygoner.

Reaktionerne faaes nu let. I A haves virkende de 2 Kræfter A_1 og A_2; de danne Vinklen φ med hinanden og sammensættes let til Resultanten A, der er Diagonalen i deres

Parallelogram. Ligesaa i B. Momentet y paa det vilkaarlige Sted m faaes ved Sammensætning af Momenterne y_1 og y_2, der virke i Planer, der danne Vinklen φ med hinanden. De sammensættes ligesom Kræfter til et resulterende Moment y. I hvad Plan dette virker, er ligegyldigt, det er kun Størrelsen deraf man har Brug for, det afsættes derfor vinkelret paa AB. Ved at behandle alle de øvrige Punkter ligesaa, faaes den resulterende Momentflade $Ac'd'B$, hvorefter Dimensionerne bestemmes. Ligesom i forrige Expl. bliver Konturen af Momentfladen krumliniet.

For Tydeligheds Skyld er Sammensætningen af Momenterne foretaget paa en Hjælpefigur, nemlig en Projektion paa en Plan vinkelret paa Axen. Dette behøves imidlertid ikke, Sammensætningen kan ogsaa let ske paa Hovedfiguren, saaledes som det er vist for Punkt m. Kun maa man da være opmærksom paa at afsætte Vinklen paa rette Maade. Naar der skal findes flere Punkter af Momentfladen, er det hensigtsmæssigt, først at udføre Konstruktionen for Punktet D. Linierne Ad'' og Bd'' ere da geometriske Steder for Endepunkterne af Ordinaterne y_2 afsatte under den rette Vinkel.

Bæreaxlernes Materiale er enten Smedejern, Støbejern eller Træ. Smedejern bruges hyppigst og gives da cirkulært Tværsnit; Tapperne ere i ét med Axlen. Skal Diametren variere, bruges i Reglen retliniet Kontur, der naturligvis helt bør omslutte den efter Momentfladen beregnede. Paa Steder, hvor Tandhjul eller andre Maskindele skulle fæstes paa Axlen, gjøres den cylindrisk. Skarpe indadgaaende Kanter paa Axlens Overflade maa undgaaes overalt og erstattes af en jevn Runding, da ellers Axlens Styrke vilde blive betydelig forringet paa et saadant Sted.

Støbejernsaxler bruges nutildags sjældent og nærmest kun i visse specielle Tilfælde, saasom til Vandhjulsaxler. Fordelen derved er den, at man lettere kan tilvejeskaffe hvad Form og Dimensioner man ønsker. Dette var navnlig tidligere en Fordel, medens man nu uden Vanskelighed kan faa saadanne Axler af Smedejern, hvilket er et langt paalideligere Materiale, og tilmed stærkere, saaat Smedejernsaxler blive lettere end tilsvarende Støbejernsaxler.

Støbejernsaxler gjøres i Reglen cirkulære, og da saagodtsom altid hule, forat faa større Styrke med samme Mængde Materiale. Undertiden bruges korsformigt Tværsnit, med eller uden en rund massiv Kjærne (Fig. 42).

Træaxler bruges ligeledes kun undtagelsesvis og mest i specielle Tilfælde, saasom Vandhjulsaxler, Vindmølleaxler, o. lgn. De gives rundt, ottekantet eller kvadratisk Tværsnit.

b) Drivaxler.

De Axler, som henregnes hertil, ere næsten altid Smedejernsaxler med cirkulært Tværsnit. De paavirkes, som nævnt, væsentligst til Vridning, men dog altid mere eller mindre til Bøjning. Som Regel maa der sørges for, at det bøjende Moment bliver saa lille som muligt, ved Anbringelse af Understøtninger tæt ved de Steder, hvor bøjende Kræfter virke, og saa nær ved hinanden, at Egenvægten ikke virker for stærkt bøjende paa Axlen.

Der bliver saaledes ikke nogen skarp Grændse mellem Driv- og Bæreaxler, og i mange Tilfælde vil man derfor bruge den samme Fremgangsmaade som for Bæreaxlerne, nemlig bestemme saavel det bøjende som det vridende Moment for det paagjældende Tværsnit, sammensætte disse Momenter og derefter beregne Diametren. Dette gjælder saaledes for en Dampmaskines Hovedaxel og for lignende Tilfælde.

Anderledes gaar det ved de meget lange Drivaxler, der som Axelledninger i Fabriker tjene til at føre Arbejdet fra Kraft- til Arbejdsmaskinerne. For disse Axler vilde det være vidtløftigt at bruge den nævnte Fremgangsmaade og ofte vilde det ikke engang være muligt, idet Kræfterne tildels hidrøre fra tilfældige Omstændigheder, saasom Remmenes Spænding o. dsl., og dels fordi Understøtningernes Plads ikke altid kjendes forud, men afhænger af de lokale Forhold. Desuden bør Remskiver, Understøtninger o. s. v. kunne flyttes til andre Steder af Axlen ved en eventuel Forandring i Anlægget. Axlen gives derfor samme Diameter overalt, og den beregnes alene for det vridende Moment, men med saa stor Sikkerhedsgrad, at den tillige bliver istand til at modstaa det største bøjende Moment,

som med en rimelig Ordning af Understøtningerne kan antages at falde derpaa.

Den saaledes efter Styrkehensynet bestemte Diameter vil dog ikke altid være tilstrækkelig, naar Længden er stor, til at give den fornødne Stivhed. Vridningsvinklen voxer jo nemlig med Længden, og naar den bliver stor, vil den give Anledning til skadelige Stød og Ryk i Maskineriet. Er nemlig et vist Antal Arbejdsmaskiner i Virksomhed, og en af disse udløses fra Axlen eller dens Modstand pludselig forandres, vil Vridningsvinklen formindskes, Axlen snoer sig altsaa pludselig tilbage, og maaske udfører den endog flere Svingninger før der atter kommer jevn Bevægelse med den nye Vridningsvinkel. Denne Virkning, der ikke ganske kan undgaaes, og som vil mærkes i de andre Arbejdsmaskiner, kan kun formindskes ved at formindske Snoningsvinklen, altsaa ved at gjøre Axeldiametren stor.

1) Styrkehensynet. Er det vridende Moment $= PR$, Axeldiametren d, den største Paavirkning man vil byde Axlen til Forskydning f, Antallet af Hestes Kraft N, og Antallet af Omdrejninger pr. Minut n, faaes

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi f} . PR} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi f} . 55000 \frac{N}{n}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

Hvis man her vilde indføre samme Sikkerhedsgrad som i (26), blev $f = \frac{4}{5} . 6000 = 4800$ ℔, dog ikkun hvis der ingen bøjende Kræfter fandtes. Men under Hensyn til disse regnes f mindre, i almindelige Tilfælde kan sættes

$$f = 3000 \text{ ℔}.$$

Stivhedshensynet. Hvor stor en Vridningsvinkel der kan tillades, beror paa den Regelmæssighed i Bevægelsen, som Arbejdsmaskinerne kræve. Er δ Vridningsvinklen, udtrykt i Grader, faaes Formlen

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{32 PRl}{\pi G d^4} = \frac{180}{\pi} \frac{32 l}{\pi G d^4} . 55000 \frac{N}{n} \quad . \quad . \quad (30)$$

hvor $G = 9000000$ ℔, idet alle Maal ere Tommer.

For Axler, hvis Længde er mindre end 12 Fod, tillades i Reglen en Grads Snoning over hele Længden; Formlen bliver da

$$d^4 = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{32}{\pi} \cdot \frac{PRl}{9000000}$$

eller $$d = 0.089 \sqrt[4]{PRl} = 1.36 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} l \quad \ldots\ldots (31)$$

gjældende for $l \lessgtr 144''$.

Bliver Længden større, regnes i Almindelighed som tilladelig $\delta = 1°$ for hver 12 Fods Længde, hvorved Formlen bliver

$$d = 0.31 \sqrt[4]{PR} = 4.75 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots (32)$$

Formlen for Styrken (29) og for Stivheden (henholdsvis (31) eller (32)) blive da at benytte saaledes, at først (29) bruges og derpaa (31) eller (32) eftersom $l \lessgtr 144''$ og det største af de fundne Resultater benyttes. I hvilke Tilfælde Stivhedshenhensynet og i hvilke Styrkehensynet er det bestemmende kan dog ogsaa almindeligt udledes af Formlerne selv. (29) og (31) ville give samstemmende Resultater, naar man samtidig har

$$d^4 = \frac{180}{\pi} \frac{32PRl}{\pi . 9000000}$$

og $$d^3 = \frac{16}{\pi . 3000} . PR,$$

hvoraf ved Division

$$l = 26d.$$

Ligesaa ville (29) og (32) give samme d, naar

$$144 = 26d \quad \text{eller} \quad d = 5.5'',$$

hvoraf udledes:

Korte Axelledninger (ɔ: $l < 144''$) regnes:
efter Styrkehensynet, naar $l < 26d$,
efter Stivhedshensynet, naar $l > 26d$.

Lange Axelledninger (ɔ: $l > 144''$) regnes:
efter Styrkehensynet, naar $d > 5.5''$,
efter Stivhedshensynet, naar $d < 5.5''$.

Iøvrigt maa det erindres, at disse Formler og Regler ingenlunde kunne bruges altid. Er en Axel særlig udsat for Stød, kan der være Grund til at regne f endnu mindre, f. Ex. $f = 2000$. Ligesaa kan der blive Grund til at regne den tilladelige Snoning mindre, hvor der kræves en særlig nøjagtig Gang af Arbejdsmaskinerne. Omvendt kan der i visse Tilfælde regnes med betydelig større f, lige til $f = 6000$ ℔, naar Modstanden er meget regelmæssig og uden Stød, og især hvis Axlen

tillige har stor Diameter, og endelig maa det erindres, at det ikke er Størrelsen af Vinklen δ i og for sig, men kun Variationen af δ ved Modstandens Forandring, der giver Uregelmæssighed. Naar derfor Modstanden virker aldeles jevnt og ialtfald ikke er underkastet pludselige Variationer, kan der undertiden taales større δ end ovenfor antaget.

Naar en Axel modtager Arbejdet ved den ene Ende, men afgiver det fra flere Punkter, saa at Vridningsmomentet ikke er ens overalt paa Axlen, kan Vridningsvinklen bestemmes som Summen af Vridningsvinklerne for de enkelte Stykker af Axlen. Det lader sig vise, at naar d er konstant, vil samme Resultat faaes ved at regne med det hele Moment PR eller med det hele $\frac{N}{n}$ og for Længden indsætte Afstanden fra det Punkt, hvor Arbejdet modtages og til det fælles Tyngdepunkt for de afgivne Arbejdsmængder, naar disse betragtes som Vægte ophængte paa de tilsvarende Punkter af Axlen. Efter den almindelige Lov, at Formforandringen, som frembringes af flere Kræfter, der virke paa samme Maade paa et Legeme, er lig Summen af de Formforandringer, som hver Kraft for sig vilde frembringe, kan man nemlig sætte $\delta = \Sigma\delta_x$, hvor δ_x er Vridningen frembragt ved Arbejdet N_x, som føres fra Axlen i Afstanden x fra Enden. Man har da if. (30)

$$\delta_x = \frac{3.57}{d^4 . n} x . N_x$$

og

$$\delta = \Sigma\delta_x = \frac{3.57}{d^4 n} \Sigma x N_x ,$$

der kan skrives

$$\delta = \frac{3.57}{d^4 n} L \Sigma N_x ,$$

hvor

$$L = \frac{\Sigma x N_x}{\Sigma N_x} ,$$

altsaa netop Afstanden fra Enden af Axlen og til det fælles Tyngdepunkt for alle N_x, naar disse Arbejdsmængder betragtes som Vægte ophængte paa Axlen.

Afgives Arbejdet f. Ex. jevnt langs hele Axlens Længde, bliver $L = \frac{1}{2} l$, naar l betegner Axlens virkelige Længde; stilles derimod de Arbejdsmaskiner, der kræve mest Arbejde, nærmest

Kraftmaskinen, hvad man saavidt muligt maa sørge for, bliver $L < \frac{1}{2} l$.

Med Hensyn til Axelledninger mærkes iøvrigt: Understøtningerne maa i Reglen ikke lægges i større Afstande end 10 à 12 Fod fra hinanden, og desuden tæt ved de Steder, hvor Kræfter virke til Bøjning. Halsens Diameter maa ikke være mindre end Axlens, og forat den ikke for hurtigt skal formindskes ved Sliddet, gjøres Halsen lang, mindst af samme Længde som en Bæretap med samme Tryk, og ofte længere. Man bruger endog med Fordel Halse af Længde = 4 à 5 Gange Axeldiametren. Brugen af saa store Halslængder fordrer dog nødvendigvis en særlig Indretning af Lejet, nemlig saaledes, at det har en vis Bevægelighed, der tilsteder det at indstille sin Retning efter Axlens, naar denne f. Ex. bøjer sig lidt under Kræfternes Indvirkning. I modsat Fald vilde Lejet komme til at klemme meget stærkt om Axlen.

Til at hindre Forflytning af Axlen efter dens Længderetning, kan der i Reglen ikke anvendes Brystringe, der ere i ét med Axlen, saaledes som det ofte sker ved Bæreaxler; thi medens disse smedes, blive Axelledninger i Reglen forfærdigede af valset Rundjern, der kun er saameget tykkere end den færdige Axel, at det kan afdrejes. Desuden kan Understøtningernes og altsaa Brystringenes Plads som oftest ikke bestemmes nøjagtigt nok iforvejen.

Der anvendes da løse Stopringe (Fig. 43), som passe nøjagtigt paa Axlen; de kunne anbringes hvorsomhelst derpaa, og spændes fast ved en Staalskrue med hærdet Spids, som spændes ind imod Axlen. Denne Skrues Hoved gjøres oftest fremstaaende, men giver da let Anledning til Ulykkestilfælde, hvorfor det hellere bør lægges i en Fordybning i Ringen, som Fig. 43 viser. Der behøves kun nogle faa saadanne Stopringe paa en Axelledning, og de maa saavidt muligt anbringes tæt ved de Steder, hvor Kræfter virke til at skyde Axlen efter dens Længderetning. Paa lange Axelledninger maa det undgaaes at have Stopringe siddende langt fra hinanden paa saadan Maade, at de ved Axlens Udvidelse og Sammentrækning under Temperaturforandringer gjensidig ville præsse hinanden ind imod Lejerne.

Omdrejningshastigheden for en Axelledning retter sig for en Del efter Arbejdsmaskinernes Beskaffenhed, men som Regel kan det siges, at Axlen bør løbe hurtigt, da det vridende Moment for en given Arbejdsmængde aftager, naar Hastigheden voxer, og derved Axeldiametren kan formindskes. Der bruges saaledes f. Ex. 60, 150, 200 eller endnu flere Omdrejninger pr. Minut. Herved maa dog bemærkes, at ved de meget store Hastigheder maa ikke blot Axlen selv være nøjagtig retliniet, men der kræves en omhyggelig Afvejning af Remskiver o. dsl., som sidde paa Axlen, saaledes at disse Dele faa deres Tyngdepunkter liggende nøjagtigt i Axlens Midtlinie, da ellers Centrifugalkraften vil frembringe Forstyrrelse i den rolige Gang.

3) Lejer.

Lejer kaldes med et fælles Navn de Maskindele, som tjene til Understøtning for Tapper eller Halse. De kunne inddeles i

a) Bærelejer, der understøtte Bæretapper og Halse;
b) Sporlejer, der understøtte Sportapper, og
c) Kamlejer, der understøtte Kamtapper.

a) Bærelejer.

Formen heraf kan være højst forskjellig. I sin simpleste Skikkelse faaes det ved at anbringe et Hul i det Stativ, som skal bære Axlen, og lade dennes Tap eller Hals bevæge sig deri. Var Stativet af Støbejern kom altsaa Lejets Slideflade ogsaa til at bestaa af dette Materiale, saaledes som det f. Ex. kan findes anvendt ved simple Ophejsningsmaskiner o. lgn. Oftest foretrækker man dog at lade Tappen løbe mod et andet Materiale for at formindske Sliddet paa Tappen og Friktionen. Hullet udfores da med dette Materiale, i Reglen Bronce eller en letsmeltelig Metallegering. Denne Foring kan være en hel lukket Bøsning, men i Reglen bestaar den af flere Stykker, Panderne, der kunne spændes ind imod Tappen efterhaanden som de slides. Det egentlige Leje, som omslutter Panderne, bliver ligeledes i Reglen delt.

Lejet kommer altsaa til at bestaa af følgende Hoveddele:

1) Foringen (Bøsningen eller Panderne), der umiddelbart omslutter Tappen eller Halsen, og
2) det egentlige Leje, der fastholder Panderne og meddeler det Hele den fornødne Styrke til at modstaa de virkende Kræfter.

1) Foringen. Materialet deri skal have en saadan Beskaffenhed, at det ved Friktionen fremkaldte Arbejdstab og deraf følgende Opvarmning og Slid bliver saa lille som muligt. Endvidere bør Foringen altid være blødere end Tappen, saaat denne skaanes. Materialet er i Reglen Bronce, saakaldet «Metal», der væsentlig er en Kobbertinlegering, ofte med Tilsætning af lidt Zink og Bly. Panderne indpasses i Lejet saa at de slutte nøjagtigt deri, og afdrejes derpaa efter Tappen.

En anden Slags Pander dannes af let smeltelige Legeringer («hvidt Metal»), der hovedsagelig bestaar af Tin og Antimon med en ringe Mængde Kobber. Legeringen støbes direkte i Lejet og udenom Axlen, saaat Indpasningsarbejdet spares. Saadanne Pander ere blødere end de almindelige og Sliddet paa Tappen bliver derfor ringere, men selve Panden slides hurtigere.

Undertiden bruges en Kombination af begge Slags Pander, idet Broncepander indpasses i Lejet, afdrejes, fortinnes og udstøbes med hvidt Metal, som da lodder sig fast dertil.

Alle Slags Pander maa forsynes med Smørelse, i Reglen Olie, der tilføres fra en Smørekop gjennem et Smørehul og fordeles over hele Tappens eller Halsens Længde ved Smøregange, anbragte paa Pandernes Inderside. Smørelsen formindsker Friktionen og hindrer Tappen i at løbe sig varm; forsømmes Smøringen eller er den for sparsom, vil Tappen blive stærkt ophedet, og de glidende Flader arbejde da saa stærkt sammen, at der gnaves Spaaner af Panderne, og hvis de ere af hvidt Metal kunne de endog smelte.

Pandernes Form. Den Flade, hvormed de slutte om Tappen, skal være formet efter denne, altsaa i Reglen cylindrisk, men med afrundede Kanter. Derimod kan Formen af den Flade, hvormed de hvile i Pandelejet, vælges mere vilkaarlig, det fordres blot, at dens Areal skal være stort nok til at over-

føre Trykket, og at den er urund, saa at Panden ikke kan dreje sig med Tappen, samt at den kan tildannes og indpasses saa let som muligt.

Lejerne Fig. 44 og 45 vise forskjellige Former af Pander. Fig. 44 har dem ottekantede, hvilket bruges naar de skulle indpasses for Haanden. Som Figuren viser, slutte de kun til Lejet med de fremspringende Paslister ved Enderne, hvor de have den ottekantede Form, hvorimod Midterpartiet er trukket saa langt tilbage, at det ikke rører Støbejernet. Kraverne *k* tjene til at hindre Pandernes Forrykning efter Længderetningen. Den nøjagtige indbyrdes Stilling sikkres ved at den øverste Pande, som sidder i Lejets Overdel, ogsaa er styret i Understykket.

Fig. 45 viser en anden Form af Pander, der bruges, naar man vil afrette Panderne paa Drejebænk. Paslisternes Flade er her cylindrisk; den kan saaledes ikke hindre Panderne i at dreje sig i Lejet, men dette er opnaaet ved en Stift, som passer i et Hul i Lejet. Stillingen sikkres ved at selve Lejets Overdel er styret i Understykket.

Skulle Panderne støbes af letsmelteligt hvidt Metal, faa de Formen Fig. 47. Der er ingen fremspringende Kraver, men Hullet i Støbejernet er i Randen underskaaret, hvorved Panderne hindres i at forskydes paalangs, og desuden er der i Støbejernet anbragt Noter, der hindre, at Panderne dreje sig. Under Støbningen er der til Adskillelse mellem Panderne anbragt 2 Stykker Træ; Tappen, eller en Kjærne af samme Diameter, er anbragt paa sin Plads, og Sideaabningerne ere lukkede med Blik og tættede med Ler, med Undtagelse af et Indløbshul for Metallet.

Pander af Træ bruges undertiden. Det er i Reglen Pokkenholt, der bruges. Panden gives en simpel Form (Fig. 48). De foretrækkes for Metalpander paa Steder, hvor der ikke kan finde regelmæssig Smøring Sted.

Lejer med 2 Pander, som ovenfor omtalt, bruges, hvor Trykket og derved ogsaa Sliddet virker i en bestemt Retning, som man da lader være vinkelret paa Skilleplanen. Hvis derimod Trykkets Retning vexler, vil ogsaa Sliddet foregaa paa forskjellige Steder, og man kan da ikke bøde fuldstændigt derpaa ved at nærme Panderne til hinanden. Et Exempel herpaa

haves i Lejet nærmest Krumtappen paa en horisontal Dampmaskine. Lejet modtager Tryk nedad paa Grund af Axlens og de derpaa siddende Deles Vægt, samt horisontalt Tryk fra Plejlstangen, vexelvis i begge Retninger. Der bruges da enten et almindeligt Leje med 2 Pander, men stillet skraat, saaat en Indstilling af Panderne bøder noget paa Sliddet i alle 3 Retninger, eller der bruges et Leje med 3 eller 4 Pander. Fig. 49 viser 3 Pander, hvoraf Sidepanderne, der altid slides mest, kunne stilles ved Skruer *s*, der dog ikke trykke umiddelbart paa Panderne, men paa Spændestykker. Bundpanden kan hæves ved 2 Kiler *k*, der trækkes til ved skrueskaarne Forlængelser ud gjennem Siderne paa Lejet.

Som tidligere omtalt, gives Halsene paa Axelledninger stor Længde, hvorved Sliddet fordeles over en større Flade og derved formindskes paa hvert Punkt. Jo længere Halsene gjøres, desto større Fare vil der imidlertid være for Fastklemning eller endog Brud, naar Opstillingen er unøjagtig eller Axlen bøjer sig eller der er sket en lille Forandring i Lejernes Stilling, f. Ex. derved at Lejerne ere fastgjorte til Loftsbjælkerne, og den øvre Etages Gulv belastes forskjelligt. Naar man da vil have Halsenes Længde usædvanlig stor, maa man give Panderne en vis Bevægelighed. Fig. 55 viser som Exempel Sellers Leje. Pandernes Længde er = 4 Gange Diametren; de kunne dreje sig lidt i alle Retninger, idet de have Kugleflader, hvormed de hvile mod de konkave kugledannede Endeflader af de store fladgængede Skruer. Ved disse kunne de tillige hæves og sænkes lidt. Materialet i Panderne er Støbejern, hvilket her kan bruges paa Grund af Slidefladernes store Udstrækning. Indbyrdes ere Panderne styrede imod hinanden.

2) Det egentlige Leje. Dettes Form afhænger dels af Pandernes Form og dels af Hensynet til Befæstelsen. Man skjælner mellem Standlejer, der hvile ovenpaa et horisontalt Underlag, Konsollejer, der fæstes paa en vertikal Væg og Hængelejer, der hænge ned fra et horisontalt Loft.

Standlejer. Fig. 44 og 45 vise Standlejer til 2 Pander. Der haves et Understykke, som ved Skruer eller Bolte fæstes til Underlaget, der som oftest er en Støbejernsplade. Sjeldnere

sættes Lejet umiddelbart paa Træ eller Sten. Skruerne gaa i Reglen gjennem langagtige Huller i Lejet, saa at dette kan flyttes lidt, hvad der har Betydning for Opstillingen. Er denne sket, hindres enhver yderligere Forflytning ved Kiler, som indrives mellem Lejet og Knasterne *K* paa Underlagspladen.

Dækslet, som indeholder Overpanden, er styret imod Understykket, saa at en Sideforskydning ikke kan finde Sted. Det fastholdes til Understykket enten ved Bolte med firkantede Hoveder, som ligge i tilsvarende firkantede Fordybninger paa Lejets Underside (Fig. 44 og 45), eller ved Skruetappe, nedskruede i Understykket (Fig. 48).

Lejets Underflade er ikke én Plan, men for at spare Tilpasningsarbejde er den, som antydet paa Figurerne, forsynet med Paslister, hvorimellem Materialet er trukket saa meget tilbage, at det ikke rører Underlaget. Paslisternes Areal maa selvfølgelig være saa stort, at det rigeligt kan taale Trykket.

Naar Pladsen ikke tillader al anbringe Fligene til Lejets Befæstelse, kan man bruge de samme Bolte, ved hvilke Dækslet paaskrues, men disse maa da forsynes med et Mellemhoved, saa at Lejets Fastspænding paa Underlaget og Dækslets Paaskruning blive uafhængige af hinanden (Fig. 46).

Antallet af Skruer i Dæksel og i Fod er forskjelligt efter Lejets Størrelse. I smaa Lejer sættes 1 Skrue af hver Slags paa hver Side; ved større Lejer (Tapdiameter over 6 à 8″) sættes 2 paa hver Side, saavel i Dæksel som i Fod, dels forat faa mindre Dimension paa disse Bolte og dels for at kunne spænde mere ligeligt til over hele Længden.

Lejer med 3 eller flere Pander (Fig. 49) indrettes væsentlig paa samme Maade, kun med saadanne Modifikationer, som skyldes Hensynet til Pandernes Anbringelse og Indstilling.

Iøvrigt kunne Lejernes Form varieres paa mange Maader; hvis saaledes Axlen ligger højere over Underlaget end forudsat i Figurerne, gjøres Understykket ikke massivt, men der udspares saa meget deri, som efter Omstændighederne lader sig gjøre.

Ved disse Lejer er Axlen tænkt vandret, hvilket ogsaa er det almindeligste. Der er dog intet til Hinder for at anvende ganske lignende Lejer som Halslejer for staaende Axler. Dog modificeres de helst noget af Hensyn til Smørelsens Tilledning.

Fig. 50 viser et Halsleje til en staaende Axel. Panderne slutte her aldeles tæt sammen og den øverste Krave har faaet en saadan Form, at den danner en Oliebeholder. Skal et saadant Leje spændes til, naar Panderne ere slidte, maa det skilles ad, og der maa files saa meget af Pandernes Rand, som Sliddet har udgjort. Til at optage den fra Lejet neddrivende Smørelse er der anbragt en ringformig Beholder derunder.

Konsollejerne Fig. 51 og 52 adskille sig væsentlig kun ved Befæstelsesmaaden fra Standlejerne. Ribben *a* (Fig. 52), der gaar ind i Væggen, tjener til at sikkre Lejets bestemte Stilling; udelades den, maa man i denne Henseende kun stole paa den ved Boltenes Fastspænding fremkomne Friktion. Ofte anbringes under Panderne en Skaal til at optage den brugte Smørelse og hindre den i at dryppe paa Gulvet. Figurerne vise et Hul, *h*, hvori denne Skaal sættes.

Hængelejerne Fig. 53 og 54 ville ligeledes let forstaaes. Kun bemærkes, at Dækslets Tilspænding ikke sker paa samme Maade som ved de øvrige Lejer; dette har sin Grund i, at man vil nærme Axlen saa meget som muligt til den lodrette Hængearm, hvorved der ikke bliver Plads til den ene Bolt, som derfor erstattes ved en Kile, *k*. Den anden Bolt kan da enten sættes paa sædvanlig Maade (Fig. 53) eller erstattes ved en Bolt gjennem den lodrette Arm (Fig. 54).

Sellers Leje (Fig. 55) er allerede omtalt.

Lejernes Dimensioner bestemmes væsentligst efter Tappens eller Halsens Diameter. Der kan f. Ex. bruges følgende empiriske Formler, hvori alle Maal ere Tommer:

Pandernes mindste Tykkelse . . . $e = 0.12 + 0.07\,d$
Paslisternes mindste Tværmaal . . $d_1 = 0.38 + 1.15\,d$

samt for Standlejer med kun 1 Bolt i Dæksel og i Fod paa hver Side ($d < 6$ à $8''$):

Diametren af Boltene i Dækslet . . . . . $0.2\,d_1$
Metaltykkelsen derom . . . . . $0.15\,d_1$
Diametren af Boltene i Foden . . . . . $0.22\,d_1$

og for Lejer med 2 Bolte i Dæksel og i Fod paa hver Side ($d > 6$ à $8''$):

Diametren af Boltene i Dækslet . . . . . $0.15\,d_1$
Metaltykkelse om Boltene . . . . . $0.11\,d_1$
Diametren af Boltene i Foden . . . . . $0.15\,d_1$

De øvrige Dimensioner kunne let fastsættes. Iøvrigt maa det bemærkes, at da Lejerne ere Maskindele, som hyppigt bruges, bør de bestemmes saaledes, at man kan nøjes med saa ringe Antal Støbemodeller som muligt.

b) Sporlejer.

Disse Lejer have en Pande (Ternen), der modtager Trykket i Tappens Længderetning, og desuden som oftest en Bøsning, der skal modtage Sidetryk. Denne Bøsning kan ogsaa erstattes af flere Pander. Ternen gjøres i Reglen af haardt Metal, undertiden ogsaa af hærdet Staal, dog kun naar Tappen selv er af dette Materiale. Lejet kan iøvrigt være af højst forskjellig Indretning efter Maaden, hvorpaa Trykket virker, og den Grad af Nøjagtighed, hvormed det skal kunne opstilles.

Fig. 56 viser et ganske simpelt Leje bestemt til en Tap med kugleformet Endeflade. Fig. 57 adskiller sig derfra ved at Ternen ikke er fast i Lejet, men kan stilles i vandret Retning, og Fig. 58 ved desforuden at kunne hæves med en Skrue.

Disse og lignende Lejer bruges mest i specielle Tilfælde, saasom til Møllekværne, og da kun naar der næsten intet Sidetryk virker paa Tappen. Ellers bruges Former som Fig. 59, hvor Tappens cylindriske Del omsluttes af en Bøsning, medens Ternen er en Plade, der forneden er afrundet, forat sikkre en ligelig Fordeling af Trykket. Ved en Stift i Randen er den forhindret fra at dreje sig med Tappen. Bøsningen kan ogsaa erstattes af Pander, som ved Skruer kunne stilles ind mod Tappen.

c) Kamlejer.

Panderne i disse maa have inddrejede Riller, svarende til Ringene paa Kamtappen, og desuden maa Panderne selv støttes saaledes i det egentlige Leje, at de kunne overføre det ofte betydelige Tryk dertil. Fig. 60 viser et Leje til en lodret Turbineaxel. Det er samlet af 2 Halvdele og hviler med en Kugleflade paa en Plade, som kan indstilles ved 3 Stilleskruer. Herved

sikkres, at Trykket fordeles jevnt. Et Halsleje, der ligeledes er samlet af 2 Halvdele, styrer Axlen og optager Sidetrykket fra Indgribningen af et Par koniske Hjul, hvorved Bevægelsen overføres til den vandrette Axel. Hjulene ere udeladte paa Figuren.

Fig. 61 viser et Exempel paa Kamleje for Skrueskibe (Penn's Konstruktion). Panderne ere her dannede af enkelte særskilte Ringe *r*, der atter hver bestaar af 2 Halvringe. Foroven findes en Oliebeholder *o* med Kanaler til hver Ring. Lejets Befæstelse til Stativet saavelsom Overdelens Befæstelse til Underdelen sker ved de samme 6 Bolte *s* (3 paa hver Side), og Delene gribe saaledes ind i hinanden, at der ingen Forskydning kommer paa disse Bolte.

Ligesom ved Sporlejer er det af Vigtighed at sørge for god Tilledning af Smørelse; der maa navnlig sørges for, at der kan komme Smørelse til hver enkelt af Ringene.

4) Koblinger.

Koblinger tjene til at forbinde 2 Axler, der ligge ganske eller næsten ganske i Flugt, saaledes at den ene ved sin Omdrejning tager den anden med. Der skjælnes mellem flere Slags Koblinger efter Beskaffenheden af den tilsigtede Forbindelse, navnlig haves:

a) Faste Koblinger, der tilvejebringe en Forbindelse, som vedvarer saalænge Maskineriet er i Orden, og

b) Udløselige Koblinger, ved hvilke Forbindelsen let kan hæves og atter tilvejebringes.

Faste Koblinger inddeles atter i

α) Stive Koblinger, ved hvilke der tilstræbes samme Stivhed, som hvis Axlerne vare i ét Stykke, og

β) Bevægelige Koblinger, der tilstede en større eller mindre Bevægelighed af den ene Axel i Forhold til den anden, uden at derfor Forbindelsen ophører.

a) Faste Koblinger.

α) Stive Koblinger. Fig. 62 viser en Muffekobling. Det er simpelthen et Nav, der omfatter de sammenstødende Ender af Axlerne og kiles fast paa dem begge. Axlerne støde i Al-

mindelighed stump sammen, men kunne dog ogsaa blades sammen, hvilket undertiden bruges, navnlig ved svære Axler. Dog maa dette udføres meget omhyggeligt, hvis det virkelig skal gjøre nogen Gavn. Ved at uddrive Kilerne og skyde Mufferne tilside kan et Stykke Axel udtages uden at flytte de andre Stykker af Axelledningen. Imidlertid ruster Koblingen let fast, hvorfor der som oftest foretrækkes Koblinger, der ere delte i flere Stykker og sammenskruede.

Fig. 63 og 64 vise den almindelige Kravekobling. Den er delt tværs paa Axlens Længderetning, og de 2 Stykker ere fastkilede paa hver sin af de 2 Axler, og indbyrdes forbundne med Bolte. Den centrale Beliggenhed af Axlerne sikkres ved at give den ene Koblingshalvdel et cylindrisk Fremspring, som passer i en tilsvarende Fordybning i den anden. Bevægelsen overføres gjennem Boltene, disse bør derfor være afdrejede og passe stramt i Hullerne, forat Kraften kan fordele sig jevnt over dem alle. Formen Fig. 64 har Boltehovederne og Møttrikkerne skjulte under en fremspringende Rand og bør derfor foretrækkes som mindre farlig overalt hvor Mennesker kunne komme i umiddelbar Nærhed deraf under Gangen.

Fig. 65 viser en Kobling, som er delt efter Længden og spændt sammen om Axlen med Skruer. Hensigten hermed er at undgaa den Excentricitet, som er en Følge af, at Navet, hvis Boring er lidt større end Axlen, om end kun ubetydeligt, trykkes til den ene Side ved Kilen. Koblingen Fig. 65 indrettes derimod til at klemme om Axlen, hvilket sker ved at uddreje den nøjagtig efter Axeldiametren medens den er spændt sammen, og der er lagt et Stykke tykt Papir imellem de sammenstødende, iforvejen afrettede Flader. Naar da senere Papiret fjernes og Koblingen spændes om Axlen, vil den slutte stramt derom. Kilen inddrives selvfølgelig først efterat Boltene ere spændte til.

β) Bevægelige Koblinger. Fig. 66 viser Scharps Kobling. Den er delt i 2 Stykker, der fastkiles paa hver sin af de to Axelender, og indgribe i hinanden ved Sektorer. Som Figuren viser, er den ene Axels Ende styret i den andens Koblingsstykke. Det ses let, at en lille Forskydning i Længderet-

ningen ikke vil hæve Forbindelsen, og naar der er givet lidt Spillerum i Indgribningen af Sektorerne, vil ogsaa en ganske lille Vinkel mellem Axlerne kunne taales. Forfærdigelsen af denne Kobling simplificeres ved først at støbe det ene Koblingsstykke, og indsætte det i Formen til det andet, saaat dettes Sektorer støbes om det første Stykkes. Indpasningsarbejdet spares derved.

Oldhams Kobling, Fig. 67, bestaar af to Stykker, A og B, fastkilede paa hver sin Axelende, og imellem dem et 3die, skiveformigt Stykke, C, der paa hver af sine plane Flader har en Fjeder, som passer i en Not paa den tilstødende Koblingsdel. De 2 Fjedres Retninger ere vinkelrette paa hinanden. Denne Kobling tilsteder en Parallelforflyttelse af den ene Axel, uden at derfor Forbindelsen ophører, eller at den drevne Axels Bevægelse forandres. Lad nemlig (Fig. 67 *a*) A forestille den ene Axels Midtlinie, B den andens, som er forskudt et Stykke til Siden, og lad de punkterede Linier forestille Fjedrenes Midtlinier. Den ene maa da altid gaa gjennem A, den anden gjennem B paa Grund af Noterne, hvori de gribe. Punktet C, der er Midtpunktet af Skiven, maa altid ligge paa en Cirkel over AB (da $\angle ACB = 90°$) og naar nu den ene Axel drejes en Vinkel α, maa Skiven drejes samme Vinkel, og derved ogsaa den anden Axel. Samtidig ses Punktet C at gjennemløbe en Bue af Cirklen over AB, og for $\frac{1}{2}$ Omdrejning af Axlen vil det gjennemløbe hele Cirklen. Herved kommer der til at foregaa en Glidning af Fjerene i Noterne, hvormed der naturligvis, paa Grund af Friktionen, er forbundet et Arbejdstab, som er desto større jo mere ucentralt Axlerne ligge.

Medbringerkoblingen (Fig. 68) tilsteder nogen Bevægelighed i Længderetningen, og desuden en lille Vinkel mellem Axerne. Figuren vil let forstaaes: det ene Koblingsstykke har 2 afrundede Tapper, som indgribe i Huller paa det andet Koblingsstykke.

Universalkoblingen (Fig. 69—74) tilsteder at Axlernes Retninger danne en betydelig Vinkel med hinanden. I Udførelsen kunne Universalkoblinger frembyde meget store Forskjelligheder, men i Hovedsagen er Indretningen følgende (se den skematiske Fig. 69): Paa hver af de 2 Axler, der skulle

forbindes, anbringes en Gaffel, og mellem de 4 Gaffelgrene, (2 paa hver Axel) man saaledes faar, anbringes et korsformigt Stykke. Korsgrenene ende i Tapper, der omsluttes af Lejer, hvori Gaffelgrenene ende. Korsets Midtpunkt bliver da ogsaa Skjæringspunkt for Axlernes Midtlinier, forsaavidt disse ikke ere sammenfaldende.

Naar Midtlinierne ere sammenfaldende, vil der under Omdrejningen ikke ske nogensomhelst Bevægelse af Tapperne i deres Lejer, men naar derimod Axlerne danne en Vinkel med hinanden, maa en saadan Bevægelse finde Sted, men Omdrejningen vil ikke desto mindre overføres uhindret. Det er dog ikke uden Indflydelse paa Bevægelsens Beskaffenhed om Axlerne ligge i Flugt eller ej. Navnlig vil der, som nedenfor skal vises, opstaa en Uregelmæssighed i den drevne Axels Bevægelse, naar Axlerne ikke ligge i Flugt, og denne Uregelmæssighed bliver desto større jo større Vinkel Axlerne danne med hinanden.

Dette Forhold kan vises saaledes: Gaflerne beskrive hver sin Cirkel, hvis fælles Centrum er Midtliniernes Skjæringspunkt, og hvis Planer ere vinkelrette paa hver sin af de 2 Axlers Længderetning. Disse Cirklers Planer skjære hinanden i en Linie, der staar vinkelret paa den ved Midtlinierne bestemte Plan, og danne samme Vinkel α med hinanden som Midtlinierne. Lad nu (Fig. 70) Cirklen abd være den ene Gaffels Bane, der tænkes liggende i Figurens Plan, og $aa'd$ den anden Gaffels Bane, hvis Plan altsaa danner Vinklen α med Papirets. Antag endvidere at den ene Korsgren staar efter ca og den anden efter cb. Naar da den til b svarende Axel drejes Vinklen β, vil den anden drejes en Vinkel β'; b og a komme da til henholdsvis b' og a', idet $bcb' = \beta$ og $aca' = \beta'$, men desuden haves $\angle a'cb' = \angle acb = 90°$. Det gjælder da om at bestemme β' ved β. Det ses nu let, at Vinkel aca', hvis sande Størrelse er β', projiceres paa Figuren som β, thi $\angle acb = 90°$ og den rette Vinkel $a'cb'$ projiceres ligeledes som ret.

Trækkes nu Linien $af \perp ad$, vil denne Linie baade være Tangent til Cirklen abd og Projection af Tangenten til Cirklen $aa'd$, man har da

$$af = r \operatorname{tg} \beta = r \operatorname{tg} \beta' \cos \alpha$$

eller

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \beta' \cos \alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (33)$$

Heraf ses, at almindeligvis er $\beta' \lesseqgtr \beta$; kun for $\beta = 0, \frac{1}{2}\pi, \pi, \frac{3}{2}\pi, 2\pi \ldots$. haves $\beta' = \beta$.

Forholdet mellem Vinkelhastighederne $\omega' = \frac{d\beta'}{dt}$ og $\omega = \frac{d\beta}{dt}$ faaes som $\frac{\omega'}{\omega} = \frac{d\beta'}{d\beta}$.

Man har $$\beta' = arc\left(\text{tg} = \text{tg}\,\beta \cdot \frac{1}{\cos\alpha}\right),$$

hvoraf

$$\frac{d\beta'}{d\beta} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\text{tg}^2\beta}{\cos^2\alpha}\right)\cos\alpha\cos^2\beta} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha\cos^2\beta},$$

der viser, at naar ω er konstant, vil

$\beta = 0$ give $\omega' = \frac{\omega}{\cos\alpha}$ (Maximum af ω')

og $\beta = 90$ give $\omega' = \omega\cos\alpha$ (Minimum af ω')

og altsaa $$\frac{\omega' \text{ max.}}{\omega' \text{ min.}} = \frac{1}{\cos^2\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (34)$$

der voxer meget stærkt med α. Er der nu store Masser, der deltage i Bevægelsen, og som altsaa skulle retarderes og accelereres under hver Fjerdedels Omdrejning, vil det give Anledning til Stød, hvorfor kun smaa Værdier af α kunne tilstedes. Desuden voxer Friktionen meget stærkt med α. Der bruges derfor almindeligvis $\alpha < 10$ à $15°$.

Ved 2 Universalkoblinger og et mellemliggende Axelstykke kan Uregelmæssigheden udjevnes, naar det udføres paa rette Maade. Det vil let forstaaes at dette er Tilfældet, naar Mellemaxlen danner ligestore Vinkler med begge de 2 andre Axler, og Koblingerne ligge saaledes, at Mellemaxlens Modtagerkobling ligger paa samme Maade i Forhold til den drivende Axel, som Afgiverkoblingen til den drevne, thi naar da Mellemaxlens variable Hastighed svarer til en konstant Hastighed af den ene Yderaxel, maa den ogsaa svare til konstant Hastighed af den anden. Følgende Reglers Rigtighed vil da være indlysende:

Naar Axlerne ligge i samme Plan, skulle begge Mellemaxlens Gafler ligge i samme Plan, og:

Naar Axlerne ikke ligge i samme Plan, skal Mellemaxlens Modtagergaffel komme i Plan med den drivende Axel, samtidig med at Afgivergaflen kommer i Plan med den drevne Axel.

Man kan da enten have første og sidste Axel parallele (Fig. 71) A og B, eller under en Vinkel 2α med hinanden som A og B', eller man kan endelig have sidste Axel efter en hvilkensomhelst Frembringer i Keglefladen, som fremkommer ved Omdrejning af B om C's Midtlinie, naar kun Gaflerne sættes efter de ovenfor angivne Regler.

De i 72—74 viste Former af Universalkoblinger ville let forstaaes. Fig. 72 er en Kobling til Skrueaxlen for et Dampskib; α er her lille, men variabel paa Grund af at Skibet ikke er fuldkommen stivt. Gaflerne bære her Tapperne, og Korset er erstattet ved en Ring, r, som ligger udenom dem, og indeholder Lejerne. Den er samlet af 2 Halvdele ved de antydede Bolte. Alle Delene ere af Smedejern. Fig. 73 er en Kobling til lettere Axler. Det samme gjælder om Fig. 74 (hvor den ene Axel er udeladt paa Figuren). Korset dannes af et støbt Stykke med 2 Huller til Bolte, der gaa helt igjennem. Disse Bolte kunne derfor ikke ligge i samme Plan, men ere forsatte et Stykke = Boltetykkelsen. Herved indkommer der en Fejl i Bevægelsen, idet Axlernes Midtlinier ikke ere fastliggende under Bevægelsen, men forskyde sig lidt i Forhold til hinanden. Den bruges meget til simpelt Maskineri, navnlig til Landbrugsmaskiner, f. Ex. til at forplante Bevægelsen fra Hestegang til Tærskemaskine eller lign.

b) Udløselige Koblinger.

Disse kunne inddeles i *α*) Tandkoblinger, der overføre Bevægelsen ved Tænder der indgribe i hinanden, og *β*) Friktionskoblinger, der overføre Bevægelsen ved Hjælp af den Friktion, som fremkommer ved at glatte Flader præsses imod hinanden.

α) Tandkoblinger. I Reglen er det ene Stykke kilet fast paa den tilhørende Axel, medens det andet Stykke kan forskydes langs sin Axel, med hvilken det dog er forbundet

saaledes ved en Fjer paa Axlen, der indgriber i en Not i Navet, at det ved sin Omdrejning tager Axlen med. Fig. 75 viser en Tandkobling med ikkun 3 Tænder. Det forskydelige Koblingsstykke føres ved en Vægtstang, hvis ene Ende er gaffeldelt og forsynet med et Par Tapper, som, omsluttede af Pander, gribe ind i den cirkulære Rille i den flyttelige Koblings Nav. Axlernes centrale Stilling sikkres ved at lade den ene med en Tap styres i den anden.

En Tandkobling som Fig. 75 vil kun kunne overføre Bevægelsen med én bestemt Omdrejningsretning; ønskes derimod at Bevægelsen skal ske i begge Retninger, bruges en Form af Tænder, som Fig. 76 viser. Denne Tandform tilsteder derimod ikke at rykke Koblingen i Indgribning medens den drivende Axel er igang, ialtfald ikke naar Bevægelsen er hurtig, hvilket kan ske ved Fig. 75. Udrykning vil derimod nok kunne ske under Bevægelsen. Den Kraft, der fordres til Udrykning, bestemmes ved Friktionen paa Grund af Tandtrykket, og da dette aftager, naar Radius voxer, vil det forstaaes, at Udrykningen lettes ved at gjøre Radius stor. En anden Maade at lette Udrykningen paa, bestaar i at stille de trykkende Tandflader noget skraat, som vist Fig. 77, dog maa Vinklen med Frembringeren kun være lille, f. Ex. 3°, da ellers Koblingen kunde udløse sig selv, hvilket absolut vilde ske, naar Vinklen blev større end Friktionsvinklen.

Antallet af Tænder i en Tandkobling varierer fra nogle faa til særdeles mange. Jo flere Tænder der findes, desto bestemtere sker naturligvis Indrykningen. Med Koblingen Fig. 75 vil saaledes den drivende Axel efter Indrykningsøjeblikket kunne dreje sig indtil $\frac{1}{3}$ Omdrejning før den drevne Axel tages med.

Ved alle Tandkoblinger bliver den drevne Axel, naar Indrykningen sker uden at standse Maskineriet, pludselig sat igang med samme Hastighed som den drivende Axel. Der sker altsaa et Stød, der virker saa stærkt dels paa Tænderne og dels paa Axler o. dsl., at der derved meddeles det før stillestaaende Maskineri den til Hastigheden svarende levende Kraft. Indrykning af Tandkoblinger under Gangen kan derfor kun ske, naar det derved igangsatte Maskineri kun indeholder ringe Masse, eller Hastigheden kun er ringe. Ellers bruges

β) Friktionskoblinger. Ved disse kan Igangsætningen ske under en jevn Acceleration og ligesaa langsomt man vil, ved gradevis at forøge Trykket og altsaa Friktionen mellem Koblingsdelene, som da under denne Igangsætning glide paa hinanden før de komme til at følges ad.

Fig. 78 viser en saadan med kegleformige Friktionsflader. Axlen *A*, der skal kunne standses og sættes igang, bærer begge Koblingshalvdele, hvoraf den inderste, der kan dreje sig frit paa Axlen uden at tage denne med, modtager Bevægelsen fra et Tandhjul, der er angivet ved punkterede Linier. Den anden Koblingsdel, der ikke kan drejes uden at tage Axlen med, kan forskydes langs denne ved en Skrue med et Haandhjul. Virkningen vil let forstaaes. Jo slankere Keglefladen er, desto mindre Kraft vil der fordres forat give den fornødne Friktion. Den halve Topvinkel kan f. Ex. tages = 10°. Ved Ophejsningsmaskiner bruges undertiden en saadan Indretning. Det bevægelige Koblingsstykke kan ogsaa flyttes med en Gaffel ligesom Tandkoblingen Fig. 75, men dette medfører et Tryk i Axlens Længderetning og derved Slid og Friktion paa Brystringene og Lejernes Pander. Dog kan dette undgaaes ved at præsse det bevægelige Koblingsstykke ind mod det faste ved en Fjeder, f. Ex. en skrueformig Fjeder udenom Axlen, mellem Koblingsstykket og et Bryst paa Axlen. Gaffelen tjener da til at udrykke Koblingen, og virker altsaa kun paa Koblingsstykket, naar dette er stillestaaende eller idet det standses.

Fig. 79 viser en anden Form af Friktionskobling med flere indgribende Keglefladen.

En anden Anvendelse af Friktionskoblinger er til at frembringe selvvirkende Udløsning, naar Modstanden bliver for stor, saaat Vridningsmomentet kommer til at overskride, hvad Axlen kan taale. Fig. 80 viser en Kobling til dette Øjemed. Trykket udøves efter Længderetningen, idet det ene Koblingsstykke klemmes ved Hjælp af Bolte imellem det andet Stykke og en Ring. Forat forøge Friktionen er der lagt Træ imellem Fladerne. I Fig. 81 bevirkes Trykket ved en 2-delt Ring, som spændes om det ene Koblingsstykke, medens det andet ved en gaffelformig Klo virker paa Fremspring paa Ringen, f. Ex. som i Figuren paa de skraat afskaarne Boltehoveder.

Kraftmaskinkoblinger. Herved forstaaes selvudløselige Koblinger, som tjene til at forbinde en Kraftmaskine med en Axel, paa hvilken tillige en anden Kraftmaskine virker. En saadan Kobling skal kunne tillade, at den ene Maskine virker ganske uafhængig af den anden og altsaa ogsaa at den kan standses uden at den anden standses, og selvstændig drive Maskineriet uden at trække den anden rundt med. Der haves flere Former heraf. Fig. 82 viser Uhlhorns Kobling. Stykket *A* drives af Kraftmaskinen, *B* sidder paa den Axel, som er fælles for begge Kraftmaskiner. *B* indeholder 2 Spærhager *b*, der sidde i tilsvarende Fordybninger, og holdes deri ved Ringen *r*. *A* har en ringformig Rand, der omslutter *B* og har Fordybninger, hvori Spærhagerne *b* kunne indgribe. Desuden sidder paa *A* Fjedrene *a*. Naar nu *A* drejes i Pilens Retning medens *B* staar stille, eller drejer sig langsommere end *A*, vil den af Spærhagerne, som først træffer paa en Fjeder, rejses ivejret af denne og gribe ind i Fordybningen i *A* saaat den tages med. Standses derimod *A*, vil *B*, hvad enten den nu drives af den anden Kraftmaskine eller kun løber ifølge sin levende Kraft, bringe Hagen *b* ud af Fordybningen og Fjedrene ville da glippe over Hagerne.

5) Hjulværker.

Til at overføre en Omdrejningsbevægelse fra én Axel til en anden, som ikke ligger i Flugt dermed, bruges i Almindelighed et Hjulværk, bestaaende af 2 Hjul, et paa hver af Axlerne, og forbundne paa saadan Maade, at det ene Hjul ved sin Bevægelse tager det andet med sig.

Hjulværkerne kunne enten virke ved Friktionen paa deres glatte Overflader, mod hvilke der udøves et vist Tryk, eller ved Indgribning af Tænder, anbragte paa deres Overflader. Hver af disse Slags kan atter være direkte virkende, naar de umiddelbart berøre hinanden, eller indirekte virkende, naar der indskydes et bøjeligt Mellemled (Rem, Snor, Kjæde), som er i Berøring med dem begge. Der haves altsaa

a) Direkte virkende Friktionshjul, eller simpelthen Friktionshjul.

b) Indirekte virkende Friktionshjul, der kaldes Remskiver, Tov- eller Snorskiver, eftersom det er en Rem, et Tov eller en Snor, der overfører Bevægelsen fra den ene til den anden.

c) Direkte virkende Tandhjul, eller simpelthen Tandhjul.

d) Indirekte virkende Tandhjul, eller Kjædeskiver.

a) Friktionshjul.

Disse udmærke sig fremfor Tandhjul ved at give en Bevægelse uden Stød, medens de, i Sammenligning med Remskiver, der ligeledes give en stødfri Bevægelse, udmærke sig ved at være anvendelige til Axler, der ligge nær ved hinanden, og ved at kunne taale stor Periferihastighed, uden at hindres af Centrifugalkraften. Ved Siden heraf have de dog flere væsentlige Ulemper, hvorfor de sjeldnere bruges.

Beskaffenheden af Overfladerne har Betydning, idet det gjælder om at tilvejeskaffe saa stor Friktionskoefficient som mulig. Der kan gjennemsnitlig regnes:

for Støbejern paa Støbejern . . . . $\mu = 0.15$
— Støbejern paa Træ . . . . . $\mu = 0.5$
— Støbejern paa Læder . . . . . $\mu = 0.28$

Alt under Forudsætning af, at der ikke er Smørelse mellem Fladerne.

Fig. 83 viser cylindriske Friktionshjul anvendte ved et Ophejsningsapparat. A bevæges rundt ved Elementarkraft, medens B, som sidder paa Tromleaxlen, kan trykkes ned mod A ved Vægtstangen C, som bærer denne Axel. Modstanden, som kan overvindes, er $F = \mu P$, hvor P er Trykket imellem Hjulene.

Fig. 84 er Hjulværk til en Centrifuge. A er en Støbejernsskive paa en vandret Axel, medens B er dannet af Læderplader, der i en Stabel ere anbragte paa den lodrette Axel, spændte sammen med Skruen foroven og afdrejede. Trykket mellem Skiverne bevirkes ved Fjedren C, som trykker mod Enden af den vandrette Axel.

Trykket P, som Fjedren skal udøve forat overvinde Kraften F i Skivens Omkreds kan beregnes saaledes:

Er Normaltrykket mellem Skiverne Q, saa virker der tillige Friktionen μQ efter Frembringerne. Kraften P, som skal holde Ligevægt hermed, er altsaa bestemt ved

$$P = \mu Q \sin \alpha + Q \cos \alpha$$

eller

$$Q = \frac{P}{\mu \sin \alpha + \cos \alpha},$$

hvoraf atter Kraften F

$$F = \frac{\mu P}{\mu \sin \alpha + \cos \alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (35)$$

Fig. 85 er et Hjulværk til en Centrifugalregulators Bevægelse. Den lodrette Axel er Regulatorens; den bærer en Støbejernsskive, som hviler paa en anden Skive, der har vandret Axel og hvis Rand er beklædt med Læder. Trykket bevirkes ved Vægten af Regulatoraxlen med Tilbehør. Ved at forskyde Skiven paa den vandrette Axel, kan Hastigheden let varieres. Det ses, at Breden af den vandrette Skives Rand giver Anledning til en Glidning, idet kun 1 Cirkel paa hver Skive kunne rulle paa hinanden.

Fig. 86 viser Minottos Keglehjul. De ere bestemte til at overføre store Kræfter, uden dog at faa altfor stort Tryk paa Axellejerne, hvilket opnaaes ved Rillerne med koniske Sideflader, hvorimellem Trykket udøves. Det sees let, at naar Trykket paa en af Fladerne er q, vil deraf følge en Friktion μq i Frembringerretningen og det dertil svarende Tryk p imellem Axlerne

$$p = q \sin \frac{\theta}{2} + \mu q \cos \frac{\theta}{2},$$

følgelig hele Trykket

$$P = \left(\sin \frac{\theta}{2} + \mu \cos \frac{\theta}{2} \right) \Sigma q$$

og da nu den Modstand F, som kan overvindes i Hjulomkredsen, er $F = \mu \Sigma q$, haves

$$F = \frac{\mu P}{\sin \frac{\theta}{2} + \mu \cos \frac{\theta}{2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (36)$$

Ligesom i forrige Exempel vil ogsaa her finde en Glidning Sted, idet kun 1 Cirkel paa hver af Fladerne kan rulle paa hinanden. Denne Glidning vil konsumere en betydelig Arbejdsmængde og bevirke et betydeligt Slid. Glidningen aftager med

Rillernes Dybde, hvorfor flere smaa Riller maa foretrækkes for en enkelt eller nogle faa store.

b) Remskiver, Tov- og Snorskiver.

Remskiver. De ere det hyppigst brugte Middel til at overføre Bevægelse mellem 2 Axler, der ikke ligge for nær ved hinanden. Som oftest ere Axlerne parallele, og dette Tilfælde skal derfor først betragtes.

Der skjælnes mellem aaben Rem (Fig. 87), der bringer Axlerne til at løbe rundt i samme Retning, og krydset Rem (Fig. 88), der giver modsat Omløbsretning af de 2 Axler. I begge Tilfælde ville Skiverne faa samme Periferihastighed, naar bortsees fra en indtrædende Glidning af Remmen, og Antallet af Omdrejninger vil altsaa forholde sig omvendt som Skivernes Radier. Betingelsen for at Remmen skal kunne trække er at Friktionen mellem Remmen og enhver af Skiverne er større end den drevne Axels Modstand Q reduceret paa Skivens Radius. Herefter maa Remmens Spænding bestemmes. Lad Fig. 89 være en Skive, hvorom en Rem er viklet; de frie Parters Spændinger ere henholdsvis P og p. Der haves da paa et vilkaarligt Punkt en Spænding t i Remmen og i det konsekutive Punkt Spændingen $t + dt$. Trykket paa det mellemliggende Bueelement er da $t \sin \frac{1}{2} d\varphi + (t+dt) \sin \frac{1}{2} d\varphi$ og Friktionen derpaa $= \mu(t \sin \frac{1}{2} d\varphi + (t+dt) \sin \frac{1}{2} d\varphi)$. Denne Friktion maa være $= dt$, altsaa

$$dt = \mu(t \sin \tfrac{1}{2} d\varphi + (t+dt) \sin \tfrac{1}{2} d\varphi)$$

eller med Bortkastelse af uendelig smaa Størrelser af 2den Orden

$$dt = \mu t d\varphi$$

og ved Integration

$$\int_p^P \frac{dt}{t} = \mu \int_0^\varphi d\varphi$$

$$P = p e^{\mu\varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (37)$$

da nu tilmed $P - p = Q$,

haves $$p = \frac{Q}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad \text{og} \quad P = \frac{Q \cdot e^{\mu\varphi}}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad \ldots\ldots \quad (38)$$

Middelspændingen, som Remmen har i Hvilestillingen, bliver tilnærmende:

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

Friktionskoefficienten μ kan if. Morin tages

Nye Remme paa Træskiver . . . . . $\mu = 0.50$
Remme i alm. Tilstand paa do. . . . . $\mu = 0.47$
Fugtige Remme paa drejede Støbejernsskiver $\mu = 0.38$
Remme i alm. Tilstand paa do. . . . . $\mu = 0.28$
Meget fidtede Remme paa do. . . . . $\mu = 0.12$

Dette giver følgende Værdier af $e^{\mu\varphi}$:

$\frac{\varphi}{2\pi}$	$\mu = 0.50$	$\mu = 0.47$	$\mu = 0.38$	$\mu = 0.28$	$\mu = 0.12$
0.2	1.87	1.80	1.61	1.42	1.15
0.3	2.57	2.43	2.05	1.69	1.25
0.4	3.51	3.26	2.60	2.02	1.35
0.5	4.81	4.38	3.30	2.41	1.46
0.6	6.59	5.88	4.19	2.87	1.57
0.7	9.00	7.90	5.32	3.42	1.70
0.8	12.34	10.62	6.75	4.09	1.83
0.9	16.90	14.27	8.57	4.87	1.95
1	23.14	19.16	10.89	5.81	2.13

I Virkeligheden faar Remmen dog altid en noget større Spænding end den ovenfor angivne, fordi den strammes efter Skjøn, og man maa være sikker imod Glidning. Desuden slappes den under Brugen og maa ogsaa af den Grund være godt strammet fra først af. Den fundne Værdi af P multipliceres derfor med 1.1.

Remmenes Materiale er som oftest Læder, og de skjæres da navnlig ud af Ryggen paa Oxehuder. De lægges saaledes paa Skiverne, at Kjødsiden vendes imod disse.

Foruden Læderremme bruges ogsaa Kautschukremme, dog have de hidtil kun fundet ringe Anvendelse. Noget hyppigere bruges Bomuldremme. Læderet bruges mest i en Tyk-

kelse af ca. $\frac{1}{6}''$; det kan taale et Træk = ca. 330 ℔ pr. □″ eller altsaa 55 ℔ pr. Tommes Brede. Herved faaes:

$$55b = 1.1P$$

eller $$b = 0.02P; \quad P = 50b \ldots\ldots\ldots (39)$$

Sædvanligt ere Skiverne saa langt fra hinanden, at φ nærmer sig Værdien π, som den altid har ved ligestore Skiver, og kun undtagelsesvis er $\varphi < 0.8\,\pi$. For denne Værdi haves $\frac{\varphi}{2\pi} = 0.4$, hvilket, naar tillige regnes $\mu = 0.28$, giver

$$P = \text{ca. } 2Q \quad \text{eller} \quad b = 0.04Q$$

og naar v er Remmens Hastighed i Fod, N Antallet af Hestes Kraft, som forplantes:

$$vQ = 480N$$

og $$b = 19.2\frac{N}{v} \ldots\ldots\ldots\ldots (40)$$

En Læderrems Brede er oftest mindre end 10″, hvorvel der undertiden bruges Remme af langt større Brede, men jo bredere Remmen skal være, desto vanskeligere bliver det at skaffe den ensartet og af samme Tykkelse overalt. Der bruges da hellere dobbelte Remme, dannede af 2 Lag, der syes sammen.

En saadan dobbelt Rem taaler dog ikke fuldt dobbelt saa meget som en enkelt Rem af samme Brede, thi dels er den oftest af noget tyndere Læder og dels er dens Bøjningsmodstand ved Krumningen om Skiverne noget større. Den bør ogsaa kun bruges paa Skiver med stor Radius.

Remmen dannes ved Sammensyning og Sammenlimning af de enkelte Længder. Paa et Sted maa Remmen kunne tages op for at strammes; dens Ender kunne her forbindes ved Sammensyning, Sammenskruning eller Sammennitning.

Strammeruller (Fig. 90) bruges undertiden for at kunne holde Remmen tilstrækkelig spændt, selv om den har strakt sig noget. En Strammerulle kan enten med Haandkraft flyttes ind imod Remmen og spændes fast, eller den kan trykkes mod Remmen ved en Vægt. Strammerullerne bør anbringes paa den slappe Part af Remmen, da derved Trykket derpaa, og altsaa Tapfriktion og Bøjningsmodstand blive saa smaa som mulig.

Remskivernes krumme Overflade, der skal modtage Remmen, gjøres enten cylindrisk eller svagt buet.

Paa en cylindrisk Overflade kan Remmen ligesaa vel ligge paa det ene Sted som paa det andet, og denne Form bruges derfor i Tilfælde, hvor man vil, at Remmen skal kunne flyttes med Lethed, hvorimod Remmen paa en hvælvet Overflade altid vil stræbe at holde sig paa Toppen af Krumningen.

Grunden hertil vil lettest forstaaes ved at betragte en Rem liggende paa en Kegleflade (Fig. 91). Naar Keglefladen drejes rundt i Pilens Retning, saa den betragtede Rempart vikler sig paa, vil denne Part stille sig som Figuren viser, fordi der trækkes stærkest i den Rand, ved hvilken Keglens Omkreds er størst. Hvert paafølgende Element af Remmen vil da lægge sig højere op paa Keglen end det foregaaende, og Remmen vil altsaa vandre op ad Keglen. Anvendes dette paa en Remskive, betragtet som en Dobbeltkegle, indses, at Remmen kun kan være i Ligevægt midt paa Skiven, og at den vil stræbe henimod denne Stilling, naar den føres ud derfra.

Standsning og Igangsætning af den drevne Axel iværksættes let, naar Remme bruges som Overføringsmiddel. Der bruges da fast og løs Remskive (Fig. 92). Paa den drevne Axel anbringes de 2 Remskiver *f* og *l*, hvoraf *f* er kilet fast paa Axlen, medens *l* sidder løst derpaa, hindret i at forskyde sig ved den faste Skives Nav og Stopringen *s*. Paa den drivende Axel sættes en bred Remskive med cylindrisk Overflade, en saakaldet Tromle, og Remmen føres fra denne til henholdsvis *f* eller *l*. Remmen flyttes ved en Stang, som med en Gaffel eller Bøjle griber om Remmen. Smaa Remme kunne ogsaa flyttes med Haanden.

Flytningen sker let og sikkert ved at flytte den paaløbende Part ved Skiverne med hvælvet Overflade, thi der, hvor Remmen løber paa, vil den stræbe at blive liggende, og paa Tromlen med den cylindriske Overflade vil Remmen snart følge efter. Idet Tromlen sidder paa den drivende, de hvælvede Skiver paa den drevne Axel, hvilket er det almindeligste, bliver det en slap paaløbende Part der flyttes, hvorved Flytningen yderligere lettes.

Forandring i Hastighed sker ved Trappeskiver (Fig. 93) og det fordres da, at samme Rem skal passe over hver 2 og 2 Skiver. Kaldes Radierne R og r, Centerafstanden a, og Remlængden l, samt den paa den mindste Skive omspændte Bue φ, faaes

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

og naar samme Rem skal passe over 2 andre Skiver med Radier R_1 og r_1, maa man have

$$R_1 = \frac{l - r_1\varphi_1 - 2a \sin \frac{\varphi_1}{2}}{2\pi - \varphi_1} \quad \ldots\ldots\ldots (41)$$

og

$$R_1 - r_1 = a \cos \frac{\varphi_1}{2} \quad \ldots\ldots\ldots (42)$$

Desuden maa der været givet

$$\frac{R_1}{r_1} = C \quad \ldots\ldots\ldots (43)$$

Disse Ligninger kunne ikke løses med Hensyn til R_1, r_1 og φ_1, hvorfor man maa prøve sig frem. I Almindelighed er φ_1 saavelsom φ ikke meget forskjellig fra π, navnlig naar a er stor i Sammenligning med Radierne, hvorfor som første Tilnærmelse tages $\varphi = \varphi_1 = \pi$, der giver

$$R + r = R_1 + r_1 \quad \ldots\ldots\ldots (44)$$

Denne Ligning kombineret med (42) og (43) giver da et System af Værdier, som saa kunne verificeres ved at bruge (41), (42) og (43). Som oftest tages dog a saa stor, at man kan bruge det første Sæt Værdier, og altsaa støbe Skiverne efter samme Model selv i Tilfælde, hvor a er forskjellig. Fejlen vil kun bevirke, at Remmen ligger lidt strammere over nogle, og lidt løsere over andre af Skiverne. For Trappeskiver med krydset Rem vil, som det let kan bevises, Relationen (44) gjælde eksakt uafhængig af a. En krydset Rem er dog uhensigtsmæssig ved Trappeskiver og bruges derfor sjeldent.

Remskiverne forfærdiges oftest af Støbejern, undertiden af Træ.

Lange Tromler, hvorpaa flere Remme skulle løbe, kunne faa 2 Støbejernsnav med Arme og derover en Træklædning til at danne den krumme Overflade (Fig. 94).

Træskiver gjøres massive, og bør, naar de ikke ere ganske smaa, sammensættes af flere Lag Træ, saaledes at der overalt vender Endetræ imod Omkredsen. Herved sikkres de lettest mod at blive urunde ved Indtørring.

Støbejernsskiver (Fig. 95) faa imellem Navet og Ringen et System af Arme, hvis Antal i Reglen ligger mellem 4 og 8. Deres Tværsnit er ovalt med den største Axe i Skivens Plan, hvorved Luftmodstanden formindskes, hvad der navnlig har Betydning ved hurtigtløbende Skiver. Armene gjøres i Reglen krumme forat formindske de Spændinger, som indkomme i Materialet ved selve Støbningen paa Grund af at Navet sidst afkjøles og trækker sig sammen.

Med Hensyn til Skivernes Dimensioner mærkes:

Ringens Brede $b_1 = 1.25b$ eller dog ialtfald $b_1 > b$.

Ringens Tykkelse i Yderkanten $= 0.08 + \frac{b_1}{100}$ og indefter mod Midten giver den Slip.

Pilen til Krumningen paa Ydersiden $= 0.05b$.

Armens Brede i Skivens Plan ved Navet $a_1 = 0.4b + 0.025R$.

— — ved Ringen $a_2 = \frac{2}{3}a_1$.

Tværsnittet gjøres, som omtalt, ovalt, saaat Tykkelsen vinkelret paa Hjulets Plan er halv saa stor som Breden i Hjulets Plan paa det samme Tværsnit.

Navets Vægtykkelse $\delta = 0.38 + 0.4a_1$.

— Længde l tages mindst $= 2.5\delta$.

Løse Remskiver, der jo ikke forplante noget Arbejde, kunne faa noget mindre Navtykkelse. Navlængden tages saaledes, at den faste og løse Remskives Nav støde sammen.

Den løse Skives Nav forsynes med Smørehul og helst ogsaa med en Bøsning.

Undertiden støbes Remskiver i 2 Halvdele, som skrues sammen om Axlen. Derved lettes Anbringelsen ofte i høj Grad. Saadanne Skiver kunne støbes i ét Stykke, nemlig saaledes, at Halvdelene hænge sammen ved Ringen, og de sprænges saa først adskilte efterat Navet er udboret og Ringen afdrejet. Fig. 96 viser en Skive, som er delt langs et Par lige Arme, hvis Halvdele derfor hver for sig ere gjorte omtrent ligesaa svære som de andre Arme. Fig. 97 viser en delt Remskive

med krumme Arme. Delene ere spændte sammen med Bolte saavel ved Navet som ved Ringen. Dennes Deleflader ligge ikke i samme Plan som Navets. Saadanne delte Skiver kunne, naar Navet er uddrejet nøjagtigt efter Axlen, spændes saa fast derom, at Kilen bliver overflødig.

Hidtil er der nærmest tænkt paa Remskiver mellem parallele Axler, men undertiden forlanges det, at Remskiver skulle overføre Bevægelsen mellem ikke-parallele Axler. Naar Axlerne da ligge i samme Plan, saa at Midtlinierne skjære hinanden, lader det sig ikke gjøre undtagen ved Hjælp af Lederuller. Derimod lader det sig gjøre uden Lederuller eller anden Styring naar Axlerne ikke ligge i samme Plan, forudsat at Bevægelsen kun foregaar i én Retning og at Remskiverne kunne anbringes netop paa de rette Steder af Axlerne.

Fig. 98 viser en saadan Remforbindelse. Man støtter sig herved paa den Omstændighed, at naar kun den paaløbende Part løber lige paa Skiven, saa vil et skjævt Træk i den afløbende Part være uden Betydning naar ikke dets Vinkel med Skivens Plan overstiger en vis Grændse. Betingelsen for, at de paaløbende Parter løbe lige paa Skiverne ses let at være denne: Det Punkt, hvori Remmen forlader den ene Skive, skal ligge i den anden Skives Plan eller: Skjæringslinien mellem de 2 Skivers Midtplaner skal indeholde de Punkter paa Skiverne, hvori Remmen forlader disse. Desuden maa Remmens Vinkel med den Skive, hvorfra den kommer, ikke være større end 25°. Figuren viser en halvkrydset Rem, o: Axlernes Retninger ere vinkelrette paa hinanden, hvilket hyppigst forekommer, men de kunne iøvrigt ligesaagodt danne en ganske vilkaarlig Vinkel med hinanden.

Hvis Bevægelsesretningen vendtes om vilde denne Rem falde af, thi da bleve de afløbende Parter til paaløbende, og de ligge netop ikke i Plan med de Skiver, hvorpaa de kom til at løbe.

Naar Axlernes Midtlinier skjære hinanden, eller Remskiverne ikke kunne anbringes efter ovenstaaende Regel, eller Bevægelsen skal kunne ske afvexlende i begge Retninger, maa der bruges Lederuller.

Reglen for disses Anbringelse beror paa om der tilsigtes Bevægelse i begge eller kun i én Retning.

Ønskes kun Bevægelse i én Retning bliver Reglen:

Afløbsstedet paa enhver Rulle eller Skive skal ligge i den efterfølgende Skives Midtplan.

Ønskes Bevægelse i begge Retninger bliver følgende Regel at bruge:

Enhver Rempart skal følge Skjæringslinien mellem Midtplanerne af begge de 2 Skiver, hvorimellem den løber.

Fig. 99 viser en Rem mellem Skiverne A og B gaaende over Lederullerne C og D. Den tilsteder kun Bevægelse i Pilens Retning fordi $A-C$ og $B-D$ ikke følge Skjæringslinien mellem de tilhørende Skivers Midtplaner.

Fig. 100 viser et lignende Remløb, men indrettet til Bevægelse i begge Retninger. Det er derved blevet lidt mere sammensat med Fig. 99 fordi Lederullerne ikke kunne sættes paa en fælles Axel.

Arbejdstabet, som lides ved Remme, skyldes flere forskjellige Omstændigheder, og da navnlig 1) Tapfriktionen paa Grund af det ved Remspændingen fremkomne Tryk. Dette Tab er det vigtigste, men desuden haves 2) Remmens Bøjningsmodstand og 3) Remmens Længdeforandring naar den gaar over fra Spændingen P til p og omvendt. Arbejdstabet er ikke ubetydeligt, og voxer i meget høj Grad, naar Remmen spændes unødvendig stærkt, hvorfor det er af Vigtighed, at undgaae dette.

1) Tapfriktionen. Trykket paa hver Skives Axel, forsaavidt det hidrører fra Remspændingen, kan sættes $= P+p$, idet Parterne tilnærmelsesvis betragtes som parallele. Tapfriktionen er altsaa $\mu(P+p)$ og naar Tappernes Radius $= r$, Skivens R, bliver Friktionen reduceret paa Remmen

$$\mu \frac{r}{R}(P+p)$$

eller, naar der regnes $P = 2Q$, $p = Q$,

$$3\mu \frac{r}{R}Q.$$

Et lignende Udtryk faaes for den anden Skives Vedkommende; kaldes Radierne her r_1 og R_1 faaes ialt for Tapfriktionerne reduceret paa Remmen

$$f_1 = 3\mu Q\left(\frac{r}{R} + \frac{r_1}{R_1}\right) \ldots\ldots\ldots (45)$$

Sættes f. Ex. $r = r_1 = 2''$, $R = 15''$, $R_1 = 20''$, $\mu = 0.08$,

faaes $$f_1 = 0.056\,Q$$

altsaa et Arbejdstab $= 5.6\ ^0/_0$.

Det ses at f_1 og altsaa Arbejdstabet aftager naar Skivernes Radier voxe: det er altsaa fordelagtigt i denne Henseende at bruge store Skiver.

Remstivheden kan, i Mangel af Forsøg, udledes af hvad der vides om Tove.

Et Tov af Tykkelse δ, som opvikles paa en Skive med Radius R under en Spænding Q, lider en Modstand, som er fundet, naar den baade paa- og afvikles $0.54\frac{\delta^2}{R}Q$, idet Forskjellen mellem Spændingen i de 2 Parter ikke er mere end hvad der svarer til Tovstivheden, altsaa for Paavikling alene $0.27\frac{\delta^2}{R}Q$. Nu har Remmen en Tykkelse $= \frac{1}{6}''$ og den opvikles med Spændingen P paa Radius R. Modstanden ved Remmen regnes da $= 0.27 \cdot \frac{1}{36} \cdot \frac{P}{R}$.

Et lignende Udtryk faaes for den slappe Part og ligesaa for den anden Skive. Naar nu tilmed sættes $P + p = 3Q$, bliver hele Bøjningsmodstanden reduceret paa Remmen

$$f_2 = 0.0225\,Q\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1}\right) \ldots\ldots\ldots (46)$$

Ogsaa i denne Henseende er det fordelagtigt at have store Skiver, sættes f. Ex. $R = 15$, $R_1 = 20$, faaes

$$f_2 = \text{ca. } 0.0026\,Q,$$

altsaa et Arbejdstab $= 0.26\ ^0/_0$.

Remmens Længdeforandring bevirker Arbejdstab derved, at den drevne Skive faar en mindre Periferihastighed end den drivende. Paa den drevne Skive opvikles nemlig Rem-

mene i slap Tilstand, og derimod paa den drivende i stram Tilstand, altsaa med en større Længde. Kaldes Remmens hele Længde i aldeles uspændt Tilstand l, vil den paa den drivende Skive opvikles med Længden

$$l\left(1+\frac{P}{Ea}\right),$$

hvor a er Remmens Tværsnit.

I samme Tid løber hele Remmen paa den drevne Skive med Længden

$$l\left(1+\frac{p}{Ea}\right).$$

Forholdet mellem Hastighederne v og v_1 bliver altsaa

$$\frac{v}{v_1}=\frac{1+\frac{P}{Ea}}{1+\frac{p}{Ea}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (47)$$

og Forholdet mellem Hastighedstabet $v-v_1$ og Hastigheden v

$$\frac{v-v_1}{v}=\frac{P-p}{Ea+P}=\frac{Q}{Ea+P} \quad \ldots\ldots (48)$$

Det ses, at forat formindske dette Tab, maatte man gjøre Q lille, a og P store, altsaa tage store Skiver og en bred, stærkt spændt Rem. Dette Tab har dog i Almindelighed saa ringe Betydning, at der intet Hensyn kan tages dertil. Sættes $a=\frac{P}{330}$ og $P=2Q$, samt $E=27000$, faaes

$$\frac{v-v_1}{v}=\text{ca. } 0.006$$

eller et Arbejdstab $=0.6\ \%$.

Det hele Tab ved Rembevægelsen vil simpelthen være Summen af de 3 enkelte Tab, altsaa i Exemplet

$$5.6+0.26+0.6=\text{ca. } 6\tfrac{1}{2}\ \%.$$

Det største sees at være Tapfriktionen. Hertil kommer endnu flere Modstande af mindre Betydning, saasom Luftmodstand; og ved krydset Rem desforuden en Stramning af Remmens Rande, idet den skal vende sig imellem Skiverne.

Snorskiver. Til lettere Bevægelser f. Ex. smaa Drejebænke o. dsl. bruges ofte Snore istedetfor Remme. Skiverne faa en Fure af kileformigt Tværsnit, (Fig. 101) og heri ligger Snoren.

Trykket paa de skraa Flader ses at blive stort, og ligesaa Friktionen, saa at der ikke behøves nogen særdeles stor Spænding i Snoren.

Hvis Snoren føres over en Lederulle, maa den ogsaa her ligge i en Rille, men denne gjøres saa stor, at Snoren hviler paa Bunden deraf og ikke klemmes af Siderne.

Snorene kunne være dannede af smalle snoede Læderremme, af Kautschuk, af Tarmstrænge eller af Hamp- eller Bomuldssnore. Snorens Ender forsynes med et paaskruet Øje og Krog, hvorved den sammenhægtes. Den kan da let strammes ved at løsne Forbindelsen, sno den noget stærkere og sammenhægte den igjen. Saadanne Snore maa kun underkastes en ringe Spænding pr. Arealenhed, naar de skulle kunne staa sig i længere Tid, men nogen egentlig Beregning anstilles i Reglen ikke.

Imidlertid har man ogsaa i flere Tilfælde, navnlig i England, med Held brugt Hampetove til at overføre meget betydelige Arbejdsmængder, indtil flere hundrede Hestes Kraft. Rillerne i Skiverne, hvori saadanne Tove gaa, faa samme Form, som Fig. 101 viser, og Skivernes Diameter maa være mindst 15—20 Gange Tovdiametren. Periferihastigheden tages indtil 33′. Tovdiametren indtil 2″. Der paaregnes ikke større Spænding pr. □″ end ca. 100 ℔. Herved bliver ganske vist Arbejdsmængden, som 1 Tov kan føre, begrændset, men der lægges da flere Tove jevnsides, hvert i sin Rille paa Skiverne, og disse Tove ville da dele Kraften ligeligt imellem sig. At dette tør forudsættes beror paa, at selv om et af dem er noget strammere fra Begyndelsen af, og altsaa faar en for stor Spænding, saa vil det netop paa Grund af denne Spænding snart slappes indtil de alle paavirkes ens.

Tovets Ender splises sammen, idet der drages Omsorg for, at dette Sted ikke bliver væsentlig tykkere end andre Steder af Tovet.

Jerntraadstove. Til Overførelse af betydelige Arbejdsmængder paa store Afstande bruges Jerntraadstove, der løbe over store Skiver. Skiverne maa være saa store, at Tovets Traade ikke anstrænges over Elasticitetsgrændsen ved at bøjes derom, og de maa ligge i saa stor indbyrdes Afstand (mindst 50—60′), at Buen, hvori Tovet hænger imellem dem, bliver

stor nok til, at den Formindskelse eller Forøgelse af Pilen dertil, som kan ventes fremkaldt ved en Uregelmæssighed i Skivernes Gang eller lign., ikke giver større Forskjel i Tovets Spænding, end der kan taales.

Hastigheden tages stor, forat det af et givet Tov overførte Arbejde kan blive stort. Den tages ved mindre Arbejdsmængder = 20—30′ pr. Secund, ved større indtil 100′ pr. Secund.

Tovet (Fig. 102) kan bestaa af 6 Kordeler, der ere slaaede om en Hampekjærne, og hver af Kordelerne er atter slaaet af 6 enkelte Jerntraade om en Hampekjærne. Tovdiametren d bliver omtrent $= 8\,\delta$, hvor δ er Metaltraadstykkelsen. Saavel Kordelerne som Tovet selv snoes langtfra saameget som Hampetove, men kun hvad der netop behøves, for at give den fornødne Sammenhæng. Hampekjærnerne skulle kun tjene til at gjøre Tovet bøjeligere, saaledes, at naar det lægger sig om Skiverne, er det ikke som om en sammenhængende Jernstang af Tovets Tværsnit bøjes, men de enkelte Traade bøjes hver for sig. Traadenes Diameter tages imellem 0.02″ og 0.07″. Skulle store Kræfter overføres, maa man hellere forøge Antallet af Traade i Tovet end bruge tykkere Traade, da derved Stivheden forøges mere.

Skivernes Axer ere altid parallele; Radierne ere i Reglen ligestore, men i hvert Fald er Afstanden saa stor, at omtrent Halvdelen af Skivens Omkreds kan ventes omspændt af Tovet.

Rillens Form ses af Fig. 103. Den udfores i Bunden med et blødt Materiale, saasom Læder, Træ, eller, som i Figuren, et blødt Hampetov indskudt i en underskaaren Rende, dog kan den ogsaa bruges uden Foring, blot afdrejet glat.

Er Modstanden, der virker i Skivens Omkreds, Q, gjælde Formlerne (37)—(38) for Spændingen i Tovets Parter. Almindelig kan man regne $P = 2Q$, $p = Q$.

P skal nu fordeles over de enkelte Traades Arealer. Regnes den tilladelige Fiberspænding i den frie Del af Tovet $= k_1$, faaes altsaa

$$2Q = k_1 \cdot \frac{\pi \delta^2 n}{4} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (49)$$

hvor n er Traadenes Antal.

Ved Bestemmelsen af k_1 maa det erindres, at Traaden faar endnu en anden Spænding, k_2, hidrørende fra Bøjningen om Skiven. Traaden bøjes efter en Krumningsradius = Skivens Radius R, altsaa haves efter den almindelige Bøjningstheori

$$\text{Bøjningsmomentet} = \frac{EI}{R} = \frac{k_2 I}{\frac{1}{2}\delta},$$

hvor I er Inertimomentet, E Elasticitetskoefficienten. Herved faaes

$$k_2 = \frac{E\delta}{2R} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (50)$$

Elasticitetskoefficienten E er for Jerntraad omtrent 27000000, altsaa

$$k_2 = \frac{13500000\,\delta}{R}.$$

Nu er den tilladelige Spænding for Jerntraad $r = 25000$ ℔, Elasticitetsgrændsen naaes først ved 40000 ℔, altsaa maa

$$k_1 + k_2 = 25000 \text{ ℔} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (51)$$

$$\frac{8Q}{\pi\delta^2 n} + \frac{13500000\,\delta}{R} = 25000 \ldots\ldots\ldots \quad (52)$$

Herefter kan man nu let finde sammenhørende Værdier af δ og R, naar en af dem er givet.

Ofte kan det have Interesse at faa saa smaa Skiver som muligt. Man maa da benytte (49), (50) og (51), hvori R, δ, k_1 og k_2 variere, og desuden varierer Q, men istedetfor denne sættes $Q = \frac{q}{R}$, hvor q, Modstanden reduceret paa Radius = 1, maa betragtes som konstant. Naar da δ og k_1 elimineres og der af Endeligningen søges Minimum af R ved Variation af k_2, findes

$$k_2 = \tfrac{2}{3} \cdot r = 16700 \text{ ℔},$$

altsaa

$$k_1 = 8300 \text{ ℔}$$

og i den svagest spændte Part

$$k'_1 = 4150 \text{ ℔}.$$

Dette fordrer atter if. (50), at Radius R i Skiven gjøres:

$$R = 809\,\delta.$$

Dette stemmer ogsaa med, hvad der sædvanlig bruges i Praxis,

idet der tages $\frac{R}{\delta} = 700$ à 1000. Med $d = 8\delta$ giver det $\frac{R}{d} = 88$ à 125.

Pilen til Buen, som Tovet danner imellem Skiverne, er af Vigtighed, thi af dennes Størrelse, Skiveafstanden og Tovets Vægt afhænger Spændingen.

Tovets Form er en flad Kjædelinie, der tilnærmende kan betragtes som en Parabelbue. I saa Tilfælde vil, naar Skiverne ligge i samme Højde og ere ligestore, Tangenten til Røringspunktet med Skiven afskjære af den lodrette gjennem Toppunktet et Stykke $= 2h$ (se Fig. 104). Trækket P i Tovet, hvor dette rører Skiven, findes ved at opløse Vægten V af den frie Del efter de 2 Tangenter. Der findes

$$\frac{P}{\left(\frac{V}{2}\right)} = \frac{\sqrt{\left(\frac{l}{2}\right)^2 + (2h)^2}}{2h}$$

eller

$$P = \frac{V}{8h}\sqrt{l^2 + 16h^2} \quad \ldots\ldots\ldots (53)$$

For den svagest spændte Part findes paa lignende Maade

$$p = \frac{V_1}{8h_1}\sqrt{l_1^2 + 16h_1^2} \quad \ldots\ldots\ldots (54)$$

Tovets Vægt pr. løbende Fod er omtrent $= 2.9n\delta^2$.

En omtrentlig Beregning af Nedsænkningens Størrelse kan faaes ved i Formlen (53) at bortkaste Leddet $16h^2$ i Sammenligning med l^2 og sætte tilnærmende $V = 2.9n\delta^2 l$. Naar da tillige regnes $k_1 = 8300$ ℔, faaes $P = 8300n\delta^2 . \frac{\pi}{4}$, hvorved

$$h = 0.000056\, l^2$$

og for den svagt spændte Parts Indsænkning

$$h_1 = 0.000112\, l^2$$

f. Ex. $l = 300'$ giver $h = 5.04'$ og $h_1 = 10.08'$.

Den største Afstand mellem Skiverne er i Reglen 300', den korteste 50 à 60'. Skal Arbejdet føres længere bort end 300', maa der helst anbringes Mellemstationer, hvis Skiver have 2 Riller (Fig. 105) og hver med sit Tov, hvoraf det ene gaar

til den foregaaende, det andet til den efterfølgende Station. Den stramme Part lægges i Reglen øverst.

Skiverne skulle, som det fremgaar af Formlerne, være meget store. For at Vægten alligevel ikke skal blive altfor stor, forsynes de i Reglen med tynde Smedejernsarme, hvis iforvejen fortinnede Ender ere faststøbte i Nav og Ring. Armene divergere fra Ring til Nav ud af Hjulets Plan, hveranden til den ene og hveranden til den anden Side, for at skaffe Stivhed tilveje.

Stativerne for Skiverne maa, som Følge af Tovets store Indsænkning, være høje; Materialet kan være Træ, Jern eller Murværk. De maa alle være saa stabile, at de kunne taale Trækket i Tovets Parter. Det gjælder ogsaa for Mellemstationernes Vedkommende, da et Tov kan springe.

Forat undgaa den store Indsænkning, hvori Tovet efter Beregningen skal hænge, anbringes undertiden Bæreruller. Disse maa have samme Diameter, som selve Skiverne, da Tovet lægger sig om dem, om end kun paa en lille Bue.

Arbejdstabet, som lides ved Traadtove, kan beregnes paa samme Maade som for Remme. Tapfriktionen spiller den største Rolle, men er dog langt mindre end ved Remme paa Grund af Skivernes store Diametre og de forholdsvis smaa Tapdiametre. Bøjningsmodstanden faar kun meget ringe Betydning, thi da Elasticitetsgrændsen ikke overskrides, vil Tovet ved at rette sig ud igjen udvikle det samme Arbejde, som er medgaaet til at bøje det. Ogsaa Tabet ved Skivernes forskjellige Periferihastighed er meget lille. Det samlede Tab bliver kun ca. 1 % for hver 300 Fod.

c) Tandhjul.

Tandhjul kunne bruges som Overføringsmidler hvad enten Axlerne ere parallele, skjære hinanden eller ikke ligge i samme Plan. Der skjælnes herefter imellem

1) Cylindriske Tandhjul, der have parallele Axer,
2) Koniske Tandhjul, hvis Axer skjære hinanden, og
3) Hyperboloidiske Tandhjul, hvis Axer ikke ligge i samme Plan.

Ved et Par Tandhjul af hvilkensomhelst Slags vil der altid kunne angives 2 Flader, som ved at dreje sig med hver sit af

Hjulene komme til at rulle paa hinanden. Disse Flader, der ved de 3 Slags Hjul ere henholdsvis Cylindre, Kegler og Omdrejningshyperboloider, danne Grundlaget for Hjulets Form. Hvis man vilde tænke sig Tandhjulene erstattede af Friktionshjul, der kunde give samme Bevægelse af de 2 Axler, maatte disse formes efter netop de samme Flader.

Hyperboloidiske Hjul bruges ikke meget, thi dels er det vanskeligt at tildanne dem nøjagtigt og dels give de stor Friktion og stort Slid. Der lægges da hellere, hvor det kan lade sig gjøre, en Mellemaxel, som ligger i Plan med begge de givne Axler, hvormed den forbindes ved 2 Par koniske Hjul eller muligvis et Par cylindriske og et Par koniske Hjul.

I det Efterfølgende skal derfor de hyperboloidiske Hjul lades ude af Betragtning.

1) Cylindriske Hjul. De rullende Flader ere her cirkulære Cylindre, hvis Radier forholde sig omvendt som de 2 Hjuls Vinkelhastighed. Et Snit vinkelret paa begge Hjuls Axer skjærer Fladerne i 2 hinanden rørende Cirkler, Delecirklerne, som under Bevægelsen rulle paa hinanden.

Tænderne have prismatisk Form, frembragt ved at en ret Linie $\neq$ Axen glider paa den Kurve, Tandsnittet, hvori Tænderne skjæres af Delecirklernes Plan. Den yderste Del af Tænderne, udenfor Delecirklerne, kaldes Hovedet, den inderste Foden. Dimensionerne benævnes iøvrigt (se Fig. 106): Tykkelse t, Længde l og Brede (eller Højde) b maalt i Delecirklen. Endvidere kaldes Afstanden s = Tandtykkelse + Mellemrum maalt i Delecirklen Stilen eller Delingen.

Det er af største Vigtighed for den regelmæssige Gang, at Delecirklerne ere delte med Omhu, saaat Stilen findes ens, ved hvilke Tænder den end maales, og selvfølgelig ogsaa at begge de indgribende Hjul have nøjagtigt samme Stil.

Ved Konstruktionen af Tænderne bliver der at bestemme dels a) Tandsnittets Form, saaledes at der faaes en jevn Gang uden Stød og med samme Forhold mellem Hastighederne i hvert Øjeblik, og dels b) Tændernes Dimensioner under Hensyn til Styrken, Sliddet o. dsl.

a) Tandsnittets Form. Lad (Fig. 107) C_1 og C_2 være Centra for 2 Hjul, d_1 og d_2 Delecirklerne, og lad et Tandpar

indgribe i Punktet A. Under Bevægelsen skulle Delecirklerne rulle paa hinanden, hvorved O er det øjeblikkelige Drejningspunkt. Nu have Tandsnittene i det betragtede Øjeblik fælles Tangent i A, og i denne Tangents Retning skulle de glide paa hinanden, men deraf følger, at Normalen til A maa gaa igjennem det øjeblikkelige Drejningspunkt O. Herved faaes følgende Sætning:

Naar Indgribningen er rigtig, gaar Normalen til Tandsnittenes Røringspunkt stedse gjennem Delecirklernes Røringspunkt.

Denne Betingelse er tillige den eneste, der udfordres for at faa konstant Hastighedsforhold saalænge disse Tænder indgribe.

Naar der haves et Par Kurver, som give rigtig Indgribning, vil man kunne erstatte dem ved et Par Parallelkurver dertil, dannede ved at forøge Krumningsradierne i den ene af de oprindelige Kurver et vilkaarligt Stykke, og forkorte den andens Krumningsradier ligesaa meget. Herved vil jo nemlig Normalerne blive uforandrede. Fig. 107 viser i de punkterede Kurver et saadant Par Parallelkurver rørende hinanden i A'.

Foruden den Betingelse, at hvert indgribende Tandpar giver rigtig Bevægelse, fordres der naturligvis tillige, at det ene Tandpar maa ikke have ophørt at indgribe før det næste begynder.

Under Bevægelsen vil Indgribningspunktet flytte sig og beskrive en Kurve, der altsaa er det geometriske Sted for Tandsnittenes Indgribning. Kurven kaldes derfor Indgrebslinien.

Til et givet Tandsnit svarer der en ganske bestemt Indgrebslinie, som let kan findes. Lad (Fig. 108) Tandsnittet $OABCD$ være givet. Der drages da Normalerne $\overline{A1}$, $\overline{B2}$, $\overline{C3}$ og $\overline{D4}$; Cirklernes om C_1 som Centrum og gaaende gjennem A, B, C, D slaaes, og endelig afsættes $Oa = A1$, $Ob = B2$, o. s. v., hvorved faaes Punkter af Indgrebslinien. Heraf kan nu atter det andet Hjuls Tandsnit findes ved at afsætte $\frown\overline{O1'} = \frown\overline{O1}$, $\overline{O2'} = \overline{O2}$, o. s. v., og derpaa foretages den samme Konstruktion som før i omvendt Orden. Et Tandhjuls Indgrebslinie er altsaa bestemt saasnart Tandformen

er given. Men omvendt vil Indgrebslinien alene ikke være tilstrækkelig til at bestemme Tandformen, thi man vil let se, at der til samme Indgrebslinie kan konstrueres uendelig mange Tandformer, medmindre man tillige har givet endnu en Betingelse, f. Ex. Loven, hvorefter Indgrebspunktet bevæger sig paa Indgrebslinien.

Ved de i Praxis brugte Tandformer, til hvilke der alene tages Hensyn i det Følgende, gjøres Forholdene saa simple som muligt ved som Indgrebslinie at bruge enten Cirkel eller ret Linie, og lade Indgrebspunktet bevæge sig derpaa med konstant Hastighed, afhængig paa nærmere bestemt Maade af Hastigheden i Delecirklerne.

Naar denne sidste Bestemmelse er truffet, vil der til hver Indgrebslinie kun svare 1 bestemt Tandsnit, naar Hjulradien er given; og 2 Hjul ville i saa Tilfælde altid give rigtig Indgribning, naar kun Indgrebslinien er ens for begge, og Stilen er den samme.

Dette har væsentlig Betydning. Der stilles nemlig ofte den Fordring, at hvilkesomhelst 2 Hjul, udtagne af et større Antal med samme Stil, skulle kunne arbejde rigtigt sammen. Saadanne Hjul kaldes Fælleshjul i Modsætning til Særhjul. Betingelsen for Fælleshjul er altsaa (med de i Praxis brugte Tandformer), at Indgrebslinien er ens for alle Hjulene.

a) Indgrebslinien er en Cirkel. Lad i Fig. 109 C_1 og C_2 være Hjulcentrene, d_1 og d_2 Delecirklerne, og lad Cirklen om c_2 være Indgrebslinie. Da denne tangerer Delecirklerne i det Punkt, som de have fælles, maa den konstante Hastighed af Indgrebspunktet tages lig Hastigheden af Hjulene i Delecirklerne. I den tegnede Stilling er Indgrebspunktet A; der er paa Indgrebscirklen gjennemløbet Stykket OA og paa Delecirklerne de dermed ligestore Stykker OA_1 og OA_2, hvoraf atter følger, at Tandsnittene AA_1 og AA_2 ere fremkomne ved at Cirklen om c_2 har rullet paa henholdsvis den ene og den anden Delecirkel. A_1A er en Epicykloide, der giver Formen af Hovedet for Tænderne paa Hjulet C_1 og A_2A er en Hypocykloide, der giver Foden for Tænderne paa Hjulet C_2. Med disse Kurver faaes kun Indgribning paa den ene Side af Centerlinien; men i Reglen tages tillige en anden Cirkel, med Cen-

trum c_1 som Indgrebslinie for Tænderne før Centerlinien passeres. Herved faaes en Hypocykloide for Foden af Tænderne paa C_1 og en Epicykloide for Hovedet af Tænderne paa C_2. Det Stykke af Cirklerne, der benyttes som Indgrebslinie, er paa Figuren angivet med en tykkere Streg. Paa samme Maade ere de Dele af Tandsnittene, som komme til Indgribning, betegnede. Man seer, at en Del af Foden paa begge Hjuls Tænder ikke kommer til Indgribning. Betingelsen for, at det ene Tandpar skal være i Indgribning, naar det næste begynder, ses at være den, at det benyttede Stykke af Indgrebslinien rektificeret er større end Stilen.

Betingelsen for Fælleshjul er, at de 2 Cirkler c_1 og c_2 ere ens for alle Hjulene. Deres Radier r_1 og r_2 maa da være ligestore for alle disse Hjul. Reuleaux foreslaar

$$r_1 = r_2 = 0.875 s \quad \ldots\ldots\ldots \quad (55)$$

Skulle Hjulene være Særhjul kan Formen simplificeres ved at tage $r_1 = \frac{1}{2} R_1$ og $r_2 = \frac{1}{2} R_2$ (se Fig. 110). Hypocykloiderne blive da som bekjendt reducerede til rette Linier, stillede efter Radius, og hvert Tandsnit kommer altsaa da til at bestaa af retliniede, radiære Flanker som Begrændsning for Foden, og Epicykloider for Hovedet.

For Trætænder indgribende i Jerntænder er det hensigtsmæssigt at give Trætanden saa simpel Form som muligt, da den med Lethed bør kunne fornyes. Tillige bør man ikke have overskaarne Fibre af Træet hvor der finder Glidning Sted fra Toppen af Tanden henimod Bunden, hvorved Træet bringes til at flosse op. Begge Dele opnaaes ved at lade Trætanden have alene retliniede Flanker, medens Jerntanden faar Epicykloider. Der benyttes altsaa kun 1 rullende Cirkel med Diameter = Trækjulets Radius (Fig. 111). Trætanden faar et lille afrundet Hoved, der ikke kommer til Indgribning, og Jerntanden en tilsvarende Fod, som Figuren viser.

Naar den rullende Cirkel falder sammen med det ene Hjuls Delecirkel, faaes et Punkt som det ene Tandsnit og en Epicykloide som det andet. Dette benyttes paa 2 Maader, nemlig dels til Stokkedrev og dels til visse Hjul i Dunkrafte o. lgn., hvor der ønskes et meget ringe Tandantal.

Stokkedrev (Fig. 112). Under Benyttelsen af Sætningen om Parallelkurver (Pag. 71) erstattes Punktet af en Cirkel og Epicykloiden af en dermed parallel Kurve. Stokkedrev har dog ikke saa stor Betydning nu som tidligere; derimod bruges oftere Tandhjul indgribende i Tandstænger, hvis Tænder erstattes ved runde Stokke, f. Ex. til Bevægelse af Stigbord o. lgn., hvor da Stangen gjøres af Smedejern som en Stige, med 2 Vanger og derimellem cylindriske Trin. Epicykloiderne blive her Cirkelafviklere, hvis Parallelkurver selv ere Cirkelafviklere. Konstruktionen har ingen Vanskelighed (Fig. 113).

Hjul til Dunkrafte. Fig. 114 viser et saadant Hjul med kun 4 Tænder, indgribende i et andet Hjul. Der er brugt 2 rullende Cirkler med Centra henholdsvis i C_1 og C_2, hvorved faaes dels en Epicykloide paa Hjulet C_2 indgribende paa et Punkt af C_1 og dels en Epicykloide paa C_1 svarende til et Punkt paa C_2. Den Del af Tænderne, der ligger indenfor Delecirklerne, maa selvfølgelig formes saaledes, at det andet Hjuls Tænder ikke komme til at røre derimod.

Fig. 115 viser et Hjul indgribende i en Tandstang. Her er brugt dels Cirkelafvikler paa Hjulet indgribende i et Punkt paa Tandstangen, og dels retliniet Flanke paa Hjulet indgribende paa Cykloide paa Stangen. Indgrebslinien er altsaa dels Stangens Delelinie (Delecirkel med ∞ Radius) og dels en Cirkel med Radius $\frac{1}{2}R$.

Disse Hjul, Fig. 114 og 115, ere selvfølgelig meget udsatte for Slid paa det enkelte Punkt, der skal arbejde sammen med en hel Linie paa det andet Hjul. Formen forvanskes derfor snart, og Hjulene kunne altsaa kun bruges, hvor det ikke kommer an paa en regelmæssig Bevægelse. Tænderne ere stærkt underskaarne og altsaa svage ved Grunden, men i Reglen blive de gjorte af Smedejern og forstærkede ved Skiver paa begge Sider.

Konstruktionen af Cykloiderne kan naturligvis let ske Punkt for Punkt, men det er i Reglen bedre at erstatte dem af Cirkelbuer, idet den derved indkomne Fejl som oftest er forsvindende i Sammenligning med de, som indkomme ved Hjulenes Forarbejdelse. Som Centra bruges Krumningscentret for et Punkt af det benyttede Stykke af henholdsvis Epi- og

Hypocykloiden. Fig. 116 viser Konstruktionen af Tandsnittet paa Hjulet C_1. En Diameter AB i c_2 drages under 30° med Centerlinien. AO er som bekjendt Normalen til Punktet A af Epicykloiden, og Skjæringspunktet K_e mellem AO og BC_1 er Krumningscentret for A. Paa lignende Maade findes Krumningscentret K_h for Hypocykloiden. Nu slaaes Cirklerne om C_1 gjennem K_e og K_h, og heri tages Centrene for Buerne til Begrændsning af henholdsvis Hoved og Fod af Tænderne, medens Radierne ere K_eA og K_hA'.

Den Del af Tandsnittet, som ikke bruges til Indgribningen, maa formes saaledes, at det andet Hjuls Tænder ikke kan komme til at røre derved, da saa Indgribningen blev falsk. Man maa i dette Øjemed finde den Kurve, som, naar den tænkes i fast Forbindelse med det ene Hjul, indhyller alle de enkelte Stillinger af det andet Hjuls Tænder i Forhold dertil, og mellem Bunden af det første Hjuls Tænder og den nævnte Kurve gives et passende Spillerum. Fig. 114 og 115 vise disse Kurver, der beskrives af Tændernes Spids.

Ved Flanketænderne Fig. 110 ses let, at der kun bruges et lille Stykke af den rette Linie til Indgribning, og det er derfor hensigtsmæssigt, ikke at fortsætte den retliniede Begrændsning længere, da Tænderne saa blive svagest ved Bunden, men erstatte den ved en krumliniet Begrændsning bestemt ved den nævnte Indhyllingskurve. Fig. 110 viser, hvorledes man simplest finder den Kurve, som Tandens Hjørne beskriver: Paa Delekredsene afsættes et Antal ligestore Dele og med Radier $1a$, $2a$, $3a$.... slaaes Cirkelbuer fra henholdsvis $1'$, $2'$, $3'$....; disse Cirkelbuers Indhyllingskurve er da den søgte. Udenom denne lægges nu med et lille Spillerum Tandens Begrændsningslinie, som man iøvrigt lader løbe tangentielt til den indgribende Del af Tandsnittet.

Indvendig Indgribning (Fig. 117) frembyder intet særligt. Til Fælleshjul bruges de samme 2 Cirkler, med Radier $0.875s$, den ene indenfor, den anden udenfor Delecirklerne. Retliniede Flanketænder kunne iøvrigt bruges, kun bør man da sætte Flankerne paa Hjulet med udvendige Tænder, da der ellers faaes en uheldig Tandform for dette.

Hjul indgribende i Tandstang er et specielt Tilfælde, fremkommet ved at $R_1 = \infty$. Delecirklen altsaa reduceret til en ret Linie. Fælleshjul faaes ved at bruge Cirklerne bestemt ved (55) som Indgrebslinie; Særhjul med retliniede Flanker ved at tage $r_2 = \frac{1}{2} R_2$, medens den anden Cirkel reduceres til en ret Linie. Hjulets Tænder formes efter Cirkelafviklere og rette Linier, Tandstangens efter simple Cykloider og rette Linier, men af disse sidste benyttes kun et enkelt Punkt, saa at hele Foden af Tandstangens Tandsnit kan formes under Hensynet til Hjultandens frie Forbigang.

β) Indgrebslinien er en ret Linie, gaaende gjennem Punktet O. Det vilkaarlige Punkt af Tandsnittet for Hjulet om C_1 vil, naar det kommer hen i Indgrebslinien, have denne til Normal. Derved bliver Tandsnittet en Kurve, hvis Normaler alle tangere samme Cirkel, det er altsaa en Cirkelafvikler svarende til Cirklen om C_1 med Radius r_1 (Fig. 118). Ligeledes faaes en Cirkelafvikler som Tandsnit for det andet Hjul. De afviklede Cirkler kaldes Grundcirklerne.

Cirkelafviklere som Tandsnit ville altid give Fælleshjul, naar kun Stilen er ens. Det kunde synes at være en Betingelse, at begge Hjuls Tandsnit ere konstruerede for Indgrebslinien liggende under samme Vinkel med Centerlinien, men det er ikke nødvendigt. Sæt nemlig at Hjulet C_2 (Fig. 118) var konstrueret for Grundcirklen med Radius r'_2, saa vil blot Indgrebslinien blive den fælles Tangent til Cirklerne med Radier r'_2 og r_1. Rigtignok flytte Delecirklerne sig herved til d'_1 og d'_2 og det er da Stilen maalt paa disse Delecirkler, der skal være ens for de 2 Hjul. Disse Cirklers Radier ere imidlertid proportionale med Grundcirklernes, og man har altsaa følgende Sætning:

Cirkelafviklere som Tandsnit give Fælleshjul, naar Delingen maalt paa Grundcirklerne er ens.

Indgribningens Rigtighed vil ved disse Hjul ikke forstyrres derved, at Hjulenes Centra nærmes eller fjernes, naturligvis indenfor saadanne Grændser, som Tændernes Længde og Spillerum tilstede. Indgrebslinien vil ikkun faa en anden Retning, men de afviklede Cirkler blive uforandrede,

altsaa Tandformen vedvarende rigtig. Delecirklerne blive begge formindskede eller forøgede proportionalt og altsaa vil Stilen ogsaa vedblive at være ens for begge Hjul.

Betingelsen for at det ene Tandpar endnu indgriber, naar det andet begynder Indgribningen, er at det benyttede Stykke af Indgrebslinien er større end Delingen maalt paa Grundcirklerne. I Praxis lægges gjerne Indgrebslinien under 75° med Centerlinien. Afvikleren erstattes saa af 1 eller 2 Cirkelbuer, hvis Radier let bestemmes forsøgsvis. Dog mærkes, at Radius maa være mindre end Krumningsradius til det yderste Punkt, da dette ellers gnaver i den anden Tand.

Indvendig Indgribning, saavelsom Indgribning i Tandstang konstrueres let. Vinklen paa 75° bibeholdes ogsaa her. Grundcirklen ligger oftest igjennem Tænderne, og undertiden, navnlig ved Hjul med faa Tænder, temmelig nær Delecirklen. Det indenfor Grundcirklen liggende Tandstykke gives da i Reglen radiære Begrændsninger, men dog bør det her undersøges, om denne Begrændsning kan bruges eller om den muligvis kan være til Hinder for den frie Passage af det andet Hjuls Tænder.

Arbejdstabet, som lides ved Friktionen, afhænger for en Del af Tandformen, hvorved det navnlig har Betydning, om Indgribningen sker paa den ene Side af Midtlinien eller paa begge Sider deraf, og da hvorledes den er fordelt. Dernæst afhænger den af Indgrebsvarigheden $\varepsilon = \frac{e}{s}$ = Forholdet mellem den Bue e, som gjennemløbes paa Delecirklen under 1 Par Tænders Indgribning, og Stilen s.

Tilnærmende kan Friktionen bestemmes saaledes, naar Antallet af Tænder er stort: Lad Fig. 107 forestille 2 Hjul, der røre hinanden i A. Trykket K imellem Tænderne er rettet efter Normalen, altsaa mod Punktet O, og danner en Vinkel ψ med Delecirklernes fælles Tangent. Under en uendelig lille Drejning ville Hjulene drejes henholdsvis $d\varphi_1$ og $d\varphi_2$ og Indgrebspunktet vil flyttes efter Tangenten et Stykke $= \lambda(d\varphi_1 + d\varphi_2)$, da O er det øjeblikkelige Drejningspunkt. Friktionen μK har derved forbrugt Arbejdet

$$\mu K \lambda (d\varphi_1 + d\varphi_2),$$

men idet P er Trykket i Delecirklerne, haves

$$K = \frac{P}{\cos\psi}$$

og da φ_1 og φ_2 altid ere smaa, haves tilnærmende:

$$\lambda = R_1 \varphi_1 \cos\psi,$$

altsaa er Friktionens Arbejde

$$dA_f = \mu P R_1 \varphi_1 d\varphi_1 \left(1 + \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}\right) = \mu P R_1 \varphi_1 d\varphi_1 \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)$$

og altsaa hele Arbejdet under 1 Indgribning, naar denne varer gjennem Vinklen φ_1 max. fra Centerlinien at regne:

$$A_f = \mu P R_1 \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) \frac{\varphi_1^2 \text{ max.}}{2}$$

Naar nu e_1 og e_2 ere de Buer paa Delecirklerne, som gjennemløbes under et Par Tænders Indgribning henholdsvis før og efter Centerlinien, faaes ved at sætte henholdsvis

$$\varphi_1 \text{ max.} = \frac{e_1}{R_1} \quad \text{og} \quad \varphi_1 \text{ max.} = \frac{e_2}{R_1}$$

$$\text{Arbejdet før Centerlinien} = \mu P \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) \frac{e_1^2}{2R_1}$$

$$\text{og Arbejdet efter do.} = \mu P \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) \frac{e_2^2}{2R_1}$$

og altsaa hele Arbejdet under 1 Par Tænders Indgribning

$$A_f = \mu P \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right) \frac{e_1^2 + e_2^2}{2};$$

her kan indføres Antallet af Tænder i Hjulene:

$$N_1 = \frac{2\pi R_1}{s} \quad \text{og} \quad N_2 = \frac{2\pi R_2}{s},$$

$$\text{hvorved} \quad A_f = 2\pi\mu P \left(\frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2}\right) \frac{e_1^2 + e_2^2}{2s}.$$

Det ses, at selv om Indgrebsvarigheden er given, vil dog A_f blive forskjellig efter Maaden, hvorpaa e er fordelt paa begge Sider af Centerlinien, altsaa eftersom $e_1 \gtreqless e_2$. Den mindste Værdi af A_f svarer til $e_1 = e_2 = \frac{e}{2}$ og er, idet $e_1^2 + e_2^2 = \frac{e^2}{2}$ og $e = s\varepsilon$:

$$A_f = \pi\mu P\left(\frac{1}{N_1}+\frac{1}{N_2}\right)\frac{\varepsilon^2 s}{2}$$

og da der samtidig gjennemløbes Vejen εs paa Delecirklen, bliver Friktionen reduceret paa denne:

$$F = \pi\mu P\left(\frac{1}{N_1}+\frac{1}{N_2}\right)\frac{\varepsilon}{2} \quad \ldots\ldots\ldots (56)$$

Denne Værdi bruges for Cykloidetænder. ε ligger ved disse Hjul sædvanlig mellem Værdierne 1.22 og 1.60.

For Flanketænderne Fig. 111 faaes, idet $e_1 = o$ og $e_2 = e$,

$$F = \pi\mu P\left(\frac{1}{N_1}+\frac{1}{N_2}\right)\varepsilon \quad \ldots\ldots\ldots (57)$$

hvor ε ligger mellem Grændserne 1.7 og 3.7.

For Cirkelafviklertænder regnes

$$F = \pi\mu P\left(\frac{1}{N_1}+\frac{1}{N_2}\right)\frac{3\varepsilon}{4} \quad \ldots\ldots\ldots (58)$$

hvor ε varierer fra lidt over 1 til 2.5.

Friktionskoefficienten μ kan sættes $= 0.15$, naar Hjulene holdes smurte, ellers $\mu = 0.20$ à $\mu = 0.25$.

Som det ses, aftager Friktionen stærkt, naar Antallet af Tænder voxer.

Hjul med indvendig Indgribning regnes efter samme Formler, kun at der sættes — istedetfor + i Parenthesen. For Hjul i Tandstang indsættes $N_2 = \infty$.

Følgende Exempler (efter Reuleaux) vise, hvorledes Friktionen varierer med Tandantal og Tandsnit, idet $\mu = 0.15$

Cykloide-Fælleshjul

$N_1 = N_2 = 7$ giver $\varepsilon = 1.225$, $F = 0.082\,P$
$N_1 = N_2 = 40$ giver $\varepsilon = 1.44$, $F = 0.017\,P$

Cykloide-Fælleshjul, indvendig Indgribning

$N_1 = 7$, $N_2 = -60$ giver $\varepsilon = 1.40$, $F = 0.042\,P$
$N_1 = 7$, $N_2 = \infty$ giver $\varepsilon = 1.37$, $F = 0.046\,P$

Flanketandsnit

$N_1 = N_2 = 40$ giver $\varepsilon = 1.85$, $F = 0.043\,P$

Afviklertandsnit

$N_1 = N_2 = 40$ giver $\varepsilon = 1.92$, $F = 0.034\,P$

Fordele og Mangler ved de forskjellige Tandsnit stille sig omtrent paa følgende Maade:

Cykloidetandsnit for Fælleshjul have følgende Fordele:

1) Sliddet forvandsker ikke Tandformen synderligt.
2) Friktionen er forholdsvis lille.
3) De kunne arbejde med et ringe Antal Tænder, indtil kun 7 i hvert Hjul.

Af Mangler fremhæves:

1) En Forrykning af Centrene gjør Indgribningen falsk, de fordre altsaa nøjagtig Opstilling og taale ikke synderligt Slid i Lejerne.
2) Forarbejdelsen er paa Grund af den dobbeltkrumme Form mere kompliceret, og Tanden derfor mere bekostelig at fremstille, og bliver lettere unøjagtig.

Afviklertandsnit have følgende Fordele:

1) Hjulenes Centrer kunne nærmes og fjernes lidt i Forhold til hinanden uden at derved Indgribningen bliver urigtig.
2) Formen er let at fremstille.

Derimod have de følgende Mangler:

1) Sliddet forvandsker Tandformen temmelig betydeligt, fordi Stykket indenfor Delecirklen er lille og arbejder mod en stor Længde af Kurve paa den anden Tand.
2) Friktionen er større end for Cykloidehjul.
3) De kunne ikke arbejde godt med under 11 Tænder, og ligestore Hjul maa have mindst 14 Tænder hver.
4) Naar Antallet af Tænder er ringe, kan den ikke arbejdende Del af Tandsnittet, naar den er retliniet og radiær, komme i Berøring med det andet Hjuls Tand og derved give falsk Indgribning.

Tandsnit med radiære Flanker egner sig bedst for Træ-tænder paa Grund af den simple Form, men har iøvrigt den Mangel, at Sliddet er stort, da der kun bruges et lille Stykke af den rette Linie til at arbejde mod den anden Hjultands Kurve.

Det ses, at medens Cykloide- og Afviklertandsnittet ere noget nær lige anvendelige ved store Tandantal, saa har Cykloidetænder

afgjort Fortrinet naar Tandantallet er lille. Til et System af Fælleshjul, hvoriblandt der findes baade Hjul med mange og med faa Tænder, egner sig derfor Cykloidetandsnittet bedst.

b) Tændernes Dimensioner efter Styrkehensyn, Slid o. lgn.

Forat sikkre den jevne Gang af Hjulene, bør der ved Konstruktionen saavidt muligt iagttages følgende almindelige Regler.

1) Tandantallene i 2 indgribende Hjul bør være indbyrdes primiske, forat hver Tand paa det ene Hjul efterhaanden kan komme i Indgribning med hver Tand paa det andet Hjul og Sliddet saaledes blive ens. Ialtfald bør Tandantallene ikke have for mange eller store fælles Faktorer, og især bør det ene Hjuls Antal ikke gaa op i det andets.

2) Naar det mindste Hjul (Drevet) er det drevne, bør det ikke være mindre end $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{4}$ eller mindst $\frac{1}{5}$ af det drivende, thi jo mindre det er, desto større Uregelmæssighed af den drevne Axels Gang vil der fremkomme ved Uregelmæssighed i Hjultænderne; er derimod Drevet det drivende, saa at altsaa en hurtig Bevægelse forandres til en langsommere, er der ingen saadan Grændse for Forholdet mellem Hjuldiametrene.

3) Trætænder bruges, naar der ønskes en saavidt mulig lydløs Gang uden stærke Stød, og navnlig naar Hastigheden er stor. Trætænderne sættes helst paa det drivende Hjul, men hvis dettes Diameter er mindre end $\frac{2}{3}$ af det drevnes, sættes Trætænderne paa dette sidste, forat de ikke skulle slides for stærkt. Det mindste Hjuls Tænder ere jo nemlig stærkest udsatte for Slid, da de oftest komme i Indgribning.

Trykket paa Tanden vil anstrænge den stærkest, naar det virker yderst ude derpaa. Trykket er kun lidt større end Kraften P i Delecirklen, og kan derfor godt regnes lig dermed. Der faaes da Formlen

$$Pl = \frac{r}{6} b t_1^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (59)$$

hvor r er den tilladelige Paavirkning, t_1 Tandtykkelsen ved Tændernes Grund.

Med de paa Figurerne skrevne Maal er $l = 0.7s$, t er lidt mindre end $\frac{1}{2}s$, da der maa være et Spillerum mellem Tæn-

derne; dette er sædvanlig $\frac{1}{10}t$, ved omhyggelig afrettede Tænder mindre. Man kan da sætte $t = \frac{10}{21}s$, men da Tænderne (med Undtagelse af Flanketænderne) ere tykkest ved Grunden, regnes $t_1 = 0.5s$.

Breden b retter sig væsentligst efter Sliddet. Der skjælnes her mellem 1) langsomtgaaende Hjul uden Stød, navnlig Hjul, der, saasom Kranhjul og lignende Hjul, bevæges ved Menneskekraft, og som desuden ikke ere stærkt udsatte for Slid; og 2) hurtigtgaaende Hjul, Drivværkshjul, der som oftest tillige ere udsatte for Stød, og som slides stærkt.

For Kranhjul o. lgn. tages b lille, dog i Reglen ikke under $2s$; sættes $b = 2s$, faaes, med de øvrige ovennævnte Dimensioner og idet $r = 4000$ ㎝, for Støbejernstænder

$$s^2 = \frac{8.4}{r}P, \qquad s = 0.046\sqrt{P} \ldots \ldots (60)$$

og $$t = \frac{s}{2.1}, \qquad b = 2s, \qquad l = 0.7s.$$

Tandantallet maa ikke uden Nødvendighed være under 13, dog bruges undertiden 11 Tænder, men kun ganske undtagelsesvis færre, og kun paa det drivende Hjul.

For Drivværkshjul bruges større Brede, væsentligst paa Grund af det større Slid, men dels ogsaa for at kunne faa Tænderne stærke nok uden at gjøre Stilen altfor stor, da en stor Stil bevirker, at Tandantallet bliver ringe, og altsaa Friktionen større og Bevægelsen mere uregelmæssig, naar Tandformen ikke er meget nøjagtig. Tandantallet tages her nødigt under 20, og helst større, navnlig ved hurtiggaaende Hjul. Breden b tages i Reglen fra $b = 2.5s$ til $b = 3s$ eller endnu større, undertiden indtil $b = 4s$. Navnlig tages b desto større, jo større Slid Tænderne ere udsatte for. Da det nu er det mindste af de 2 Hjul, hvis Tænder oftest komme til Indgribning og som derfor slides mest, gjøres b desto større, jo større Hastigheden er og jo mindre Tandantallet paa det mindste Hjul er.

Fiberpaavirkningen r tages desto mindre, jo stærkere Stød Hjultænderne ere udsatte for, altsaa jo mere uregelmæssigt Arbejdsmaskinerne gaa, og tillige jo større Hastigheden er, da Stødene voxe med denne. Ved almindeligt Maskineri uden altfor stærke Stød kan man tage $r = 4000$, indtil $v = 3'$, hvor

v er Hastigheden i Delecirklerne, og ellers lade r være omvendt proportional med $\sqrt[3]{v}$. Der sættes altsaa som Regel

$$r = 4000 \sqrt[3]{\frac{3}{v}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (61)$$

men kan der ventes større Uregelmæssigheder og Stød under Gangen, tages r mindre, efter Skjøn. Til Bestemmelse af Stilen faaes da ved i (59) at sætte $l = 0.7s$, $t_1 = 0.5s$

$$bs = \frac{16.8}{r} P. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (62)$$

hvor $b = 2.5s$ à $3s$, undertiden indtil $4s$ efter som Tænderne ere mere eller mindre udsatte for Slid. Endelig maa bemærkes med Hensyn til Bestemmelsen af b, at naar Hjulene kunne ventes at blive opstillede unøjagtigt eller usikkert, saaledes at Axernes Parallelisme ikke bevares, bør Breden, b, ikke tages for stor, da Fejlen vil gjøre sig mere gjældende, naar Breden er stor, og endog bringe Tænderne til at klemme sig fast. I et saadant Tilfælde tages da $b = 2s$ og (60) benyttes. Der vil imidlertid her kunne indtræde et endnu ugunstigere Tilfælde end det, som hidtil er taget i Betragtning, nemlig naar Trykket virker paa et Hjørne af Tanden. Betragtes Tanden som et Parallelepipedum, faaes den største Fiberspænding i en Plan under 45° med Tandens Længderetning. P virker her paa en Arm $= \frac{l}{\sqrt{2}}$ og Tandens Tværsnit i det nævnte Plan har Brede t og Længde $= l\sqrt{2}$. Der faaes altsaa en Fiberspænding k bestemt ved

$$P\frac{l}{\sqrt{2}} = \frac{k}{6} . l\sqrt{2} . t^2$$

$$t^2 = \frac{3}{k} P, \qquad s^2 = \frac{13.2}{k} P.$$

Er nu s beregnet efter (60) faaes $k = 6300$ ℔, hvilket endnu vil kunne taales, men tillige ses, at selv om $b > 2s$, maatte man dog i et saadant Tilfælde regne efter (60), idet (62) ikke vil give Sikkerhed nok.

Trætænder gjøres 1.4 Gange den tilsvarende Støbejernstands Tykkelse. Herved er rigtignok Sikkerheden mindre end for Jerntanden, men det sker under Hensyn til, at det er

uheldigt, naar Stilen stor. Desuden kan en brudt Tand let erstattes, og endelig er det altid stærkt Træ, som bruges til Tænderne (i Reglen Hvidbøg); tilmed maa Træet være knastfrit, og ikke savet, men spaltet ud, forat sikkre, at Længderetningen af Træet kommer efter Radius.

For Trætænder indgribende i Jerntænder findes altsaa Stilen s' bestemt ved det af Formlerne (61—62) beregnede s

$$s' = \tfrac{2}{2}\tfrac{5}{1} s.$$

Trætandens Tykkelse $\tfrac{1}{2}\tfrac{4}{1} s$, Jerntandens $\tfrac{1}{2}\tfrac{0}{1} s$, Spillerummet $\tfrac{1}{2}\tfrac{1}{1} s$.

Hjulenes øvrige Dele, nemlig Ringen, Armene og Navet, bestemmes ved Formler, der hovedsagelig ere empiriske.

Ringen. Forsaavidt der bruges Jerntænder faar Ringen Formen Fig. 119 eller, i visse Tilfælde, Fig. 120.

Breden $= b$.

Tykkelsen i Yderkanten $\delta = \tfrac{1}{3} s$ à $\tfrac{1}{2} s$ og henimod Ribben forøges Tykkelsen forat faa Slip. Ribben gives samme Tykkelse som Armenes Hovedribbe, der slutter sig dertil.

Bruges Trætænder gjøres Ringen sværere, og forsynes med Huller, hvori Tænderne inddrives. Fig. 121 viser, hvorledes det kan ske. Tændernes Forlængelser have Svalehaler, hvorimellem Kiler inddrives. Disse Kiler kunne drives efter, naar Tænderne blive løse ved Brugen.

En anden Maade viser Fig. 122, hvor der er sat en Jernstift gjennem hver Tand. Der, hvor Armene støde til Krandsen, kunne Tænderne være delte (Fig. 122 *a*) eller ogsaa kunne Armene lægges ensidigt (Fig. 121 *a*).

Armene gjøres i Reglen korsdannede, undertiden T-formede. Der skjælnes mellem Hovedribben i Hjulets Plan, som skal overføre Momentet, og Sideribben vinkelret derpaa, som skal give Hjulet Stivhed mod Sidesvingninger. Armenes Antal A tages empirisk. Reuleaux foreslaar

$$A = 0.56 \sqrt{N} \sqrt[4]{s} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (63)$$

hvor s er Stilen i Tommer, N Tændernes Antal.

Hovedribben gives konstant Tykkelse β, medens Breden i Hjulets Plan aftager fra Navet til Ringen. Breden h ved Navet beregnes som om Hovedribben alene skulde overføre Kraften. Er Kraften i Tænderne P, vil hver Arm paavirkes af $\frac{P}{A}$. Ar-

mene ville nu, da de ere indspændte baade ved Navet og ved Ringen, antage en S-Krumning, men det største Moment vil falde ved Navet. Dimensionen beregnes da her, som om de ikke vare indspændte ved Ringen, og paa Grund af den derved begaaede Fejl indføres en høj Sikkerhedsgrad, som ogsaa er nødvendig paa Grund af de ubekjendte Spændinger, som kunne indkomme ved Støbningen. Der sættes altsaa

$$\frac{P}{A} R = \frac{r \beta h^2}{6},$$

altsaa

$$\beta = \frac{6}{r} \frac{PR}{A h^2},$$

men if. (62) er

$$bs = CP,$$

hvor C er en Konstant, altsaa

$$\frac{\beta}{b} = C_1 \frac{Rs}{A h^2},$$

hvor C_1 er en ny Konstant. R er imidlertid proportional med Periferien, altsaa med $s \,.\, N$, hvor N er Tandantallet, altsaa faaes

$$\frac{\beta}{b} = C_2 \frac{N}{A} \left(\frac{s}{h}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (64)$$

Konstanten tages = 0.07, hvilket giver en høj Sikkerhedsgrad, der er nødvendig paa Grund af Støbespændinger og fordi der ikke kan regnes paa at falde ligemeget paa hver Arm. Man faar altsaa Formlen

$$\frac{\beta}{b} = 0.07 \frac{N}{A} \left(\frac{s}{h}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (64_a)$$

Formlen bruges paa den Maade, at der først efter Udseendet vælges en Værdi af h, f. Ex. $h = 2s$ à $2.5s$, og β findes; viser denne sig da enten for stor eller for lille under Hensyn til Støbningen, forandres paa h, og β beregnes paany.

Dimensionen h afsættes ved Centrum, og derfra formindskes Armens Brede til $\frac{3}{4} h$ ved Ringen.

Sideribben gjøres ved Ringen noget smallere end dennes Brede, b, og noget større ved Navet.

Navet faar en Længde = ca. $\frac{5}{4} b$ og en Godstykkelse = $0.38 + 0.4h$.

Hjul med skraa Tænder. Naar det gjælder om at tilvejeskaffe en meget nøjagtig Gang, navnlig hvor tillige Hastigheden er stor, har man brugt Hjul, hvis Tænder ikke ere stillede efter Cylinderfrembringerne, men skraat derimod. Formen kan tænkes fremkommen ved, at et almindeligt Hjul skjæres ved Planer $\perp$ Axen i en stor Mængde (m) Skiver, og hver af disse drejes $\frac{1}{m}$ af Stilen i Forhold til den foregaaende, hvorpaa de atter forenes til et eneste Hjul. Bliver Antallet af Elementer, m, uendelig stort, faaes et Hjul med skraa (egl. skrueformede) Tænder. Et saadant Hjulpar (Fig. 123_a) vil give en meget jevn Gang, men tillige et betydeligt Sidetryk i Axlernes Understøtninger. Dette undgaaes ved at gjøre Hjultænderne skraa i 2 Retninger (Fig. 123_b).

At saadanne Hjul kunne give en jevnere Gang end almindelige Tandhjul, hidrører fra, at Indgribningen ikke begynder over hele Tandens Brede paa én Gang, men ved det forreste Element af Tanden; efterhaanden komme flere og flere Elementer til at indgribe, en lille Tid indgribes der over hele Tandens Længde, saa ophører Indgribningen efterhaanden, Element for Element, i samme Orden som den begyndte. Samtidig er naturligvis næste Tandpars Indgribning begyndt. Der sker altsaa ikke nogen pludselig Forflyttelse af Indgribningen fra det ene Tandpar til det andet, men Virkningen er mere kontinuerlig, og Gangen derfor ogsaa jevnere end ved almindelige Tandhjul.

Fremstillingen af disse Hjul er dog forbundet med saa store Vanskeligheder, at de af denne Grund sjeldnere anvendes.

2) Koniske Hjul. De rullende Flader ere her Kegleflader med fælles Toppunkt C (Fig. 124). Da dette Punkt er fastliggende, vil hvert Punkt i Hjulene beskrive en Cirkel, der ligger paa en Kugle med C som Centrum. For at altsaa 2 Punkter, 1 paa hvert Hjul, skulle kunne komme i Berøring, maa de bevæge sig paa samme Kugle om C. 2 sammenhørende Tandsnit faaes altsaa ved at skjære begge Hjul med en Kugleflade om C som Centrum, og Tænderne faaes derefter ved at lade en ret Linie, gaaende gjennem C, glide paa disse Tandsnit. Den yderste saavelsom den inderste Begrændsning for Tænderne burde altsaa være Kugleflader om C. Tandsnittets

Konstruktion kunde ske paa samme Maade som for cylindriske Hjul, kun ikke paa en plan Flade, men paa en Kugleflade med C som Centrum, og indeholdende Delecirklen. Det gjør man imidlertid ikke, men nøjes med en tilnærmelsesvis rigtig Fremgangsmaade, idet Kuglefladerne erstattes ved deres langs Delecirklerne tangerende Keglefladen, der kaldes Supleringskeglerne. Disse kunne jo nemlig udfoldes, og Konstruktionen altsaa foretages i en Plan.

Methoden er da følgende: Det største Par Delecirkler med Radier R_1 og R_2 bruges til Konstruktionen. $C_1C_2 \perp OC$ drages, hvorved faaes Supleringskeglerne med Centra C_1 og C_2. Disse udfoldes, hvorved Delecirklerne udfoldes som Cirkler med Radier r_1 og r_2. Disse betragtes nu som Delecirkler i cylindriske Hjul, Hjælpehjulene, med samme Stil som de koniske Hjul have paa Radierne R_1 og R_2, og for disse Hjælpehjul konstrueres Tandsnittet paa en af de ovenfor angivne Maader. Naar da disse Hjælpehjul atter foldes om Supleringskeglerne, faaes Formen af Tandsnittet for de koniske Hjul.

Ved Valget af Tandsnitsformen gjøre andre Hensyn sig gjældende end ved cylindriske Hjul. Medens det nemlig der var af Betydning at faa Fælleshjul, saa falder dette Hensyn bort her. Koniske Hjul bruges nemlig i Reglen til Axler, der danne rette Vinkler med hinanden, og naar Axevinklen er $= 90°$, vil der til et givet Hjul kun svare et eneste bestemt Hjul, nemlig det, hvis Kegles Topvinkel er Supplementvinkel til det førstes. Derimod gjælder det om at bruge saa simple Former af Tænder som muligt, hvorfor Evolventtænder maa foretrækkes for de dobbeltkrumme Cykloidetænder. Tænder med retliniede Flanker kunne ikke godt bruges, da de ikke give det fornødne Slip til Støbningen.

Antallet af Tænder maa ikke være for lille, helst ikke under 24, da saa Fejlen paa Grund af Afvigelsen fra Kuglefiguren bliver kjendelig.

Dimensionerne af Tænderne beregnes efter (59—62) og den fundne Stil gjælder for den Cirkel, som ligger midt imellem største og mindste Delecirkel.

Ring, Arme og Nav bestemmes som for cylindriske Hjul. Armene faa T-Form, idet Hovedribben lægges, hvor Hjulets

Diameter er mindst, forat lette Støbningen. Det kan ske som i Fig. 125 eller 125_a. Trætænder indsættes som vist Fig. 126 eller, naar de ere meget brede, som Fig. 127.

Skrue uden Ende. Som bekjendt forstaaes herved en Skrue, hvis Gænger indgribe i Tænderne paa et Tandhjul. Skruens Axe er i Reglen vinkelret paa Tandhjulets, og i saa Tilfælde maa dette have Tænderne stillede skraat, nemlig efter Skruens Stigning. Tandsnittet og Snittet i Gængerne, frembragt ved en Plan, lagt gjennem Skruens Axe og vinkelret paa Tandhjulets, vil være det samme, som for Indgribning af Hjul og Tandstang (Fig. 128). Evolventtænder egne sig godt dertil, da de give retliniet Begrændsning for Snittet i Gængerne. Hjulet maa dog ved denne Tandform have mindst 28 Tænder. Hjulets Tænder kunne saa iøvrigt være prismatiske og skraatstillede, saaledes at de danne en Vinkel = Skruens Stigningsvinkel med Hjulets Axe. Med denne Form ville de dog kun berøre Skruens Gænger i enkelte Punkter, hvor de da slides stærkt, hvilket kan undgaas, naar der skaffes Berøring mellem Tænderne over hele Breden. Tandfladerne blive da vindskjæve, og kunne kun afrettes nøjagtigt ved Hjælp af en Fræser af samme Form som Skruen, der skal indgribe i Hjulet, men nu skjærende Egge paa Gængerne. Omsætningsforholdet er lig Tandantallet N, hvis Skruen er énløbig, hvorimod det er $\frac{N}{n}$, naar Skruen er n-løbig.

Arbejdstabet ved Friktionen er meget stort. Det findes lettest ved at tænke sig en Skruegang udfoldet (Fig. 128).

Skruens Omkreds $= 2\pi R$, Stigningen $= h$. Kraften i Hjulomkredsen, P, gaar i Retning af Skruens Axe, altsaa $\neq h$, medens den Kraft p, som skal anvendes paa Skruens Radius R for at dreje den, er $\perp h$.

Trykket paa Gængerne bliver

$$P\cos\alpha + p\sin\alpha$$

og Friktionen $\qquad \mu(P\cos\alpha + p\sin\alpha)$

og Betingelsen for at Skruen skal kunne drive Hjulet

$$\mu(P\cos\alpha + p\sin\alpha) + P\sin\alpha = p\cos\alpha$$

eller, idet $\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{2\pi R}$,

$$p = \frac{\mu + \frac{h}{2\pi R}}{1 - \frac{\mu h}{2\pi R}} P,$$

medens man, hvis der ingen Friktion var, skulde bruge Kraften

$$p' = \frac{Ph}{2\pi R},$$

altsaa faaes

$$\frac{p}{p'} = \frac{1 + \frac{\mu \cdot 2\pi R}{h}}{1 - \frac{\mu h}{2\pi R}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (65)$$

sættes her $\mu = 0.16$, faaes tilnærmende

$$p = p'\left(1 + \frac{R}{h}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (66)$$

heri sætter Morin $R = 3h$, Redtenbacher $R = 1.6h$, medens man i enkelte Tilfælde kan nøjes med $R = h$. Ved disse Værdier faaes henholdsvis:

$$p = 4p'; \quad p' = 0.25p$$
$$p = 2.6p'; \quad p' = 0.38p$$
$$p = 2p'; \quad p' = 0.5p$$

Der faaes altsaa i gunstigste Tilfælde kun Halvdelen af Arbejdet nyttigt, og ofte kun Fjerdedelen. Mekanismen bruges i Tilfælde, hvor det er af underordnet Betydning, om der bruges mere eller mindre Arbejde, men hvor derimod denne Mekanismes gode Egenskaber faa Betydning, navnlig 1) at den giver et stort Omsætningsforhold paa den simplest mulige Maade, og 2) at Hjulet ikke kan drive Skruen, naar Stigningsvinklen er mindre end Friktionsvinklen, saa at f. Ex. en løftet Last ikke kan gaa tilbage, naar Kraften ophører.

Undertiden indrettes Mekanismen saaledes, at det er Hjulet, der driver Skruen, hvorved faaes en meget hurtig Bevægelse frembragt paa en simpel Maade. Skruens Stigningsvinkel maa da være større end Friktionsvinklen, hvorved Skruen bliver saa stejl, at den i Reglen maa gjøres flerløbig. I dette Tilfælde haves:

$$\mu(P\cos\alpha + p\sin\alpha) + p\cos\alpha = P\sin\alpha$$

eller $$P = \frac{1 + \frac{\mu h}{2\pi R}}{\frac{h}{2\pi R} - \mu} p$$

og naar $P' = p \cdot \frac{2\pi R}{h}$ er den Kraft, som skulde anvendes, hvis der ingen Friktion var, faaes

$$P = P' \frac{1 + \frac{\mu h}{2\pi R}}{1 - \frac{\mu 2\pi R}{h}} \quad \ldots\ldots\ldots (67)$$

og med $\mu = 0.16$ tilnærmende:

$$P = \frac{P'}{1 - \frac{R}{h}} \quad \ldots\ldots\ldots (68)$$

Forat Bevægelse kan fremkomme, maa $h > R$.

$h = R$ giver $P = \infty$
$h = 2R$ — $P = 2P'$, $P' = \frac{1}{2}P$
$h = 3R$ — $P = \frac{3}{2}P'$, $P' = \frac{2}{3}P$
$h = 4R$ — $P = \frac{4}{3}P'$, $P' = \frac{3}{4}P$

Man ser altsaa, at der er Fordel ved at bruge stærk Stigning paa Skruen, da derved Arbejdstabet i høj Grad formindskes.

Urunde Tandhjul. Tandhjul, hvis Delecurver ere Cirkler, saaledes som de hidtil betragtede, give konstant Forhold mellem de 2 Axlers Hastigheder. Men undertiden ønsker man, at den ene Axel ved at gaa med konstant Hastighed skal meddele den anden en Hastighed, som varierer efter en bestemt Lov. Der bruges da Delekurver. som ikke ere Cirkler, men hvis Form er bestemt ved Loven for Hastighedsvariationen.

Lad (Fig. 129) C_1 og C_2 være Centra for de 2 Axler, og de punkterede Kurver Delekurverne. Idet nu r_1 og r_2 ere Radii vectores til 2 Punkter, som ville komme i Berøring under Delekurvernes Rulning, haves, naar Centerafstanden $C_1 C_2 = \varepsilon$ og idet Røringspunktet ligger i Centerlinien.

$$r_1 + r_2 = \varepsilon \quad \ldots\ldots\ldots (69)$$

ved en lille Bevægelse, hvorved det ene Hjul drejes Vinklen $d\varphi_1$ og det andet $d\varphi_2$ haves, da de 2 Curver rulle paa hinanden

$$r_1 d\varphi_1 = r_2 d\varphi_2 \quad \ldots\ldots\ldots (70)$$

Forholdet mellem Hastighederne i dette Øjeblik er netop $\frac{d\varphi_1}{d\varphi_2}$; dette maa være givet som Funktion af φ_1, altsaa

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = f(\varphi_1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (71)$$

Heraf kunne nu r_1, r_2 og φ_2 bestemmes som Funktioner af φ_1 og derved ere Kurvernes Form bestemte. Forat Bevægelsen skal kunne vedblive i samme Retning er det imidlertid endnu nødvendigt, at begge Kurver blive lukkede.

Den hyppigste Form af urunde Hjul har Ellipsen som Delekurve.

2 kongruente Ellipser kunne rulle paa hinanden, naar de dreje sig om Brændpunkter og have den store Axe $= \varepsilon$. Fig. 130 viser 2 saadanne Ellipser. De udføre begge ligemange halve Omdrejninger i samme Tid, men i Løbet af en halv Omdrejning varierer den drevne Axels Hastighed fra største til mindste Værdi eller omvendt.

Kaldes den store Halvaxe a, Excentriciteten e, det drivende Hjuls konstante Vinkelhastighed ω_1 og det drevnes største og mindste Hastighed ω_2 max. og ω_2 min., faaes

$$\omega_2 \text{ max.} = \omega_1 \frac{a + ea}{a - ea}$$

og

$$\omega_2 \text{ min.} = \omega_1 \frac{a - ea}{a + ea},$$

hvoraf

$$\frac{\omega_2 \text{ max.}}{\omega_2 \text{ min.}} = \left(\frac{1+e}{1-e}\right)^2,$$

kaldes dette Forhold, som maa være givet, n, findes

$$e = \frac{\sqrt{n} - 1}{\sqrt{n} + 1},$$

hvis a er givet, faaes heraf

$$b = a\sqrt{1 - e^2}.$$

Som oftest er Excentriciteten kun lille, hvorved Ellipsen i Form nærmer sig meget til Cirklen. Ellipserne erstattes derfor ofte af Cirkler, siddende excentrisk paa deres Axler.

Alle Arter af urunde Hjul faa Tænderne anbragte saaledes, at Tandens Midtlinie staar normal paa Delekurven.

d) Kjædeskiver og Kjæder.

Kjæder bruges saavel til Overførelse af Omdrejningsbevægelse som til Løftning af Byrder. Det er her kun den første Anvendelse, der skal omtales. Kjæderne kunne have flere forskjellige Former. Fig. 131 har ovale Led, dannede af Rundjern ved Sammensvejsning. Den bruges sjeldnere til at overføre Omdrejningsbevægelse, og da kun hvor Kræfterne ere smaa. Fig. 132 er en lignende Form, men med Stivere i Leddene. Herved opnaaes dels at Styrken forøges, fordi Materialet anstrænges i mindre Grad til Bøjning, og dels at Kjæden lettere holdes i Orden, hvilket i visse Tilfælde, f. Ex. ved Ankerkjæder, har stor Betydning. Til Omdrejningsbevægelses Overføring bruges den sjeldent.

Fig. 133 viser Vaucansons Kjæde. Leddene ere dannede ved simpel Ombøjning af Jerntraad, og derfor kun skikkede til at overføre smaa Kræfter. Leddenes Form tilsteder Indgribning i Tænderne paa Tandhjul, og man kan let drive flere saadanne med samme Kjæde uden Ende lagt over dem alle, hvilket f. Ex. bruges ved mange Kartemaskiner.

Fig. 134 viser Galls Kjæde. Leddene ere her dannede af Skinner af fladt Jern, samlede ved Bolte, der, ligesom de parallele cylindriske Stykker i Vaucansons Kjæde, kunne gribe ind paa Tænderne i Tandhjul. Galls Kjæde bruges fortrinsvis til at forplante store Kræfter, men med ringe Hastighed. Boltene bør, forat formindske Sliddet derpaa, udføres af Staal. Ligesaa har man i enkelte Tilfælde udforet Hullerne i Skinnerne med Staal.

Kjædernes Dimensioner beregnes efter det største Træk, som virker deri.

Kjæden Fig. 131 regnes som om den kun blev strakt og frembød 2 Tværsnit til at optage den virkende Kraft P, altsaa

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

hvori sættes $r = 8500$ ℔, der giver

$$P = 13300\, d^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (72)$$

Fiberspændingen er da naturligvis større end 8500 ℔ pr. □″ paa Grund af Bøjningen, som ikke er medregnet.

Kjæden med Stivere (Fig. 132) regnes efter en lignende Formel, men da den bøjende Virkning er mindre, sættes $r = 11000$ ℔, hvorved

$$P = 17000\, d^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (73)$$

Galls Kjæde, Fig. 134, bydes 9000 ℔ à 10000 ℔ pr. □″ og regnes saaledes, at Skinnerne beregnes for Overrivning ved Boltehullerne, medens Boltene beregnes for Bøjning under Hensyn til alle de derpaa virkende Kræfter, saavel fra Skinnerne som fra Tænderne i Tandhjulet, hvori den indgriber. Fig. 135 og Fig. 136 vise den grafiske Bestemmelse af Momenterne, henholdsvis for en Bolt i Indgribning med en Tand paa Hjulet, og for en vilkaarlig Bolt i et paavirket Stykke af Kjæden.

Skiverne, hvorover Kjæderne gaa, faa forskjellig Form efter Kjædens Beskaffenhed. Til Kjæder med ovale Led bruges Skiver med Rille i Omkredsen, forsynet med fremspringende Knaster (Fig. 137), til at gribe mellem Kjædeleddene, og saaledes hindre en Glidning af Kjæden paa Skiven. Knasternes Afstande maa svare nøjagtigt til Længden af Kjædeleddene, og Kjædeleddene selv maa være nøjagtigt lige lange, da de ellers kunne glippe af Knasterne.

Galls Kjæde (saavelsom Vaucansons) indgriber i Tandhjul, hvis Tænder faa væsentlig samme Form, som om Tandhjulet indgreb i en Tandstang med cirkulære Stokke. Tændernes Hoveder burde da være dannede efter Cirkelafviklere. Dette er dog ikke hensigtsmæssigt, thi saa vilde der ske en Berøring, altsaa Glidning af Bolten paa Tandens Hoved, hvad man ikke ønsker. Tandsnittet lægges derfor lidt under Cirkelafvikleren. Foden af Tanden dannes cirkulær efter Bolten, hvis Tænderne ere støbte fast paa Hjulet; er det derimod indsatte Smedejernstænder, gjøres Fodens Tandsnit retliniet radiært.

Arbejdstabet ved Kjæder og Kjædeskiver hidrører, foruden fra Tapfriktion, der beregnes paa sædvanlig Maade, fra Kjædeleddenes Glidning indbyrdes, eller paa deres Bolte.

Betragtes f. Ex. Galls Kjæde Fig. 138 og kaldes Diametren af Boltene d, Diametren af den Cirkel, hvorpaa Boltenes Centra efter Opviklingen ligge, D, samt den Vinkel, som Skiven maa dreje sig for at opvikle et Kjædeled, φ, saa ville Leddene efter Opviklingen ogsaa danne Vinklen φ med hinanden. Er nu

Trækket i Kjæden P, vil Friktionen μP paa en Bolt konsumere Arbejdet

$$\varphi \cdot \tfrac{1}{2} d \cdot \mu P.$$

Samtidig har Modstanden P gjennemløbet Vejen $\varphi \cdot \frac{1}{2} D$, altsaa faaes Friktionen reduceret paa Modstandens Bane, ɔ: den Forøgelse i Modstand, som der maa regnes med, forat tage Hensyn til Kjædens Bøjningsmodstand,

$$F_P = \frac{\varphi \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu P}{\varphi \cdot \frac{1}{2} D} = \frac{\mu P d}{D},$$

er der nu en Spænding p i den Part, som vikles af Skiven, faaes den herfra stammende Friktion, reduceret paa Modstandens Bane

$$F_p = \frac{\mu p d}{D}$$

og altsaa hele Kjædens Bøjningsmodstand, for denne Skives Vedkommende, reduceret paa Modstandens Bane

$$F = \mu (P + p) \frac{d}{D} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (74)$$

For Kjæder med ovale Led bruges samme Formel, idet for d sættes Kjædejernets Diameter.

Kjædeparternes Form, naar Skiverne ere i samme vandrette Højde, bestemmes efter Spændingen deri paa samme Maade som for Traadtove, nemlig efter Formlerne (53) og (54). Ofte sættes for den svagest spændte Part $h_1 = \frac{1}{8} l$, hvorved

$$p = 1.11\, q \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (75)$$

Maskindele, der tilvejebringe og styre en frem- og tilbagegaaende Bevægelse.

1. Krumtapmekanismen.

De almindelige Dampmaskiner frembyde et Exempel paa, hvorledes en retliniet Bevægelse, Stempléts, kan omdannes til en drejende ved Hjælp af Stempelstang, Plejlstang og Krumtap, hvorimellem undertiden er indskudt Balancen.

Samme Mekanisme, Krumtap med Plejlstang o. s. v., bruges ogsaa ved mange Arbejdsmaskiner, f. Ex. Pumper, til den modsatte Omdannelse af Bevægelse, nemlig fra drejende til retliniet. Den er overhovedet det simpleste Middel til en saadan Omdannelse, og bruges derfor overalt, hvor der ikke netop fordres, at Hastighedsvariationen skal ske efter en anden Lov end den, som betinges af Krumtapmekanismen. Loven for denne skal derfor nøjere undersøges, før Konstruktion og Beregning af Enkelthederne omtales.

Fig. 139 forestiller Krumtap med Plejlstang og Stempelstang; de 2 sidste forbundne ved Krydshovedet, der styres f. Ex. ved et Par Ledeskinner. Der sættes:

Krumtappens Armlængde $= r$, Plejlstangens Længde $= l$,

Hastigheden af Vortetappens Midtlinie $= v$, hvilken Hastighed antages konstant.

Endvidere skal der ved den inderste Dødpunktstilling forstaaes den, i hvilken Krumtappen er nærmest ved den retliniede Ledning, medens den anden Dødpunktstilling kaldes den yderste.

I det vilkaarlige Øjeblik, naar Krumtappen danner Vinklen α med den inderste Dødpunktstilling, vil Stemplet befinde sig i en Afstand x fra sin Yderstilling, bestemt ved

$$x = (r+l) - r\cos\alpha - l\cos\beta,$$

men $r\sin\alpha = l\sin\beta$, altsaa

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\alpha},$$

hvorved

$$x = r(1-\cos\alpha) + l\left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\alpha}\right) \quad . \quad (76)$$

Hvis α betegnede Vinklen mellem Krumtappen og den yderste Dødpunktstilling, og x Stemplets Vej regnet fra den dertil svarende Yderstilling, vilde man have

$$x = r(1-\cos\alpha) - l\left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\alpha}\right) \quad . \quad (76_a)$$

Af disse Udtryk for Stempelvejen sees, at ligestore Vinkeldrejninger af Krumtappen, regnet fra Dødpunktstillingerne, give uligestore Vandringer af Stemplet, eftersom Stemplet bevæger sig henimod eller bort fra Krumtappen. Forskjellen, der afhænger af sidste Led i Formlen, ses at aftage samtidig med Forholdet $\frac{r}{l}$, altsaa blive desto mindre, jo længere Plejlstangen er i Forhold til Krumtappen.

Almindelig er l mindst 4 à 5 Gange r, og i saa Tilfælde begaaes kun ringe Fejl ved i Formlerne at bortkaste 2den og højere Potenser af $\frac{r}{l}$, altsaa sætte

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\alpha} \sim 1 - \frac{r^2}{2l^2}\sin^2\alpha,$$

hvorved

$$x = r(1-\cos\alpha) \pm \frac{r^2}{2l}\sin^2\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

hvor der læses øverste eller nederste Fortegn eftersom den inderste eller yderste Dødpunktstilling tages til Begyndelsesstilling.

Stemplets Hastighed c i det vilkaarlige Øjeblik faaes nu, idet erindres, at $r\frac{d\alpha}{dt} = v = \text{Constant}$,

$$c = v\left(\sin\alpha \pm \frac{r}{2l}\sin 2\alpha\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (78)$$

og Accellerationen paa Stemplet i det vilkaarlige Øjeblik

$$\frac{dc}{dt} = v\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha\right)\frac{d\alpha}{dt} = \frac{v^2}{r}\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha\right) \quad (79)$$

Ved disse Ligninger er Bevægelsen fuldstændig bestemt. Visse Stillinger have særlig Interesse, saaledes:

1) Dødpunktstillingerne. $\alpha = 0$ giver Stempelhastigheden $c = 0$, medens Accellerationen bliver Maximum, nemlig

$$\left(\frac{dc}{dt}\right)_{\text{max.}} = v^2\left(\frac{1}{r} \pm \frac{1}{l}\right).$$

2) Stillingen, hvori Stemplet har sin største Hastighed, altsaa Accellerationen $\frac{dc}{dt} = 0$ faaes af

$$\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha = \cos\alpha \pm \frac{r}{l}(2\cos^2\alpha - 1) = 0,$$

der giver

$$\cos\alpha = \mp\frac{l}{4r} \pm \sqrt{\left(\frac{l}{4r}\right)^2 + \frac{1}{2}} = \mp\frac{l}{4r} \pm \frac{l}{4r}\sqrt{1 + \left(\frac{4r}{l}\right)^2 \cdot \frac{1}{2}}$$

og ved at udvikle Kvadratroden og beholde de 2 første Led

$$\cos\alpha = \pm\frac{r}{l}.$$

Hastigheden er da

$$c_{\text{max.}} = v\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}\left(1 + \frac{r^2}{l^2}\right)$$

$$c_{\text{max.}} = v\left(1 + \frac{r^2}{2l^2}\right).$$

3) Stillingen, hvori Plejlstangen er vinkelret paa Krumtappen. For denne haves

$$r\sin\alpha = \pm l\cos\alpha,$$

altsaa

$$\operatorname{cotg}\alpha = \pm\frac{r}{l}.$$

4) Stemplets Midtstilling svarer til $x = r$. Det tilsvarende α findes lettest af det eksakte Udtryk (76) og (76_a) for x, som giver

$$-r\cos\alpha \pm l = \pm l\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\alpha}$$

eller

$$r^2\cos^2\alpha + l^2 \mp 2rl\cos\alpha = l^2 - r^2\sin^2\alpha$$

$$\cos\alpha = \pm\frac{r}{2l}.$$

For Tilfældet $l = \infty$ falde Stillingerne 2), 3) og 4) sammen og Bevægelserne frem og tilbage blive aldeles ens. Formlerne (77), (78) og (79) blive da

$$\left.\begin{aligned} x &= r(1 - \cos\alpha), \\ c &= \frac{dx}{dt} = v\sin\alpha \\ \text{og}\quad \frac{dc}{dt} &= \frac{v^2}{r}\cos\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (80)$$

Disse Formler kunne bruges, naar Plejlstangen er meget lang. Desuden gjælde de eksakt for Mekanismen Fig. 140, hvor Plejlstangen er udeladt og Krumtappens Vortetap bevæger sig i en retliniet Ledning paa Stempelstangen.

Et nøjagtigt Billede af Hastighedens Variation faaes let ved den grafiske Fremstilling, idet Hastigheden afsættes som Ordinat til den tilsvarende Krydshovedstilling. Fig. 141 viser, hvorledes det kan ske. For den vilkaarlige Krumtapstilling, AB, findes den tilsvarende Krydshovedstilling, og derefter opsøges det øjeblikkelige Drejningspunkt for Plejlstangen, som Skjæringspunktet P mellem AB's Forlængelse og $CP \perp AC$. Da Plejlstangens Bevægelse i dette Øjeblik kan betragtes som en Drejning om P, maa

$$\frac{c}{v} = \frac{PC}{PB} = \frac{AE}{AB}.$$

Hvis nu Hastigheden maales efter en Maalestok, hvor netop $AB = v$, haves strax $AE = c$, ellers afsættes $Ab = v$ og $be \neq BE$, hvorved $Ae = c$ giver den søgte Ordinat i C.

Ogsaa i mere indviklede Tilfælde kan den grafiske Fremstilling med Fordel benyttes. Fig. 142 viser et Exempel herpaa, nemlig en Krumtap med svingende retliniet Ledning, som det undertiden bruges til smaa Høvlemaskiner o. lgn. Stangen, der fører Staalet, fastgjøres til Ledningen i D. Herved opnaaes, at Staalet faar en langsom Fremgang, nemlig medens Banen $B_3B_4B_1$ gjennemløbes, og en hurtig Tilbagegang, nemlig medens den lille Bue $B_1B_2B_3$ gjennemløbes. For den vilkaarlige Krumtapstilling AB under Fremgangen kan Hastigheden $Bv = v$ efter Tangenten opløses i én efter Ledningens Længde og en anden parallel med den Retning, hvori Staalet bevæger sig. (Stangen fra D til Staalet tænkes at være lang). Denne sidste Komposant maa da netop være Komposanten af Ledningens Hastighed i Punktet B parallel med Staalets Be-

vægelsesretning Dc_1, og ved at drage Cv_1 samt en Linie gjennem $D \neq Bv_1$ findes den søgte Hastighed $c_1 = Dc_1$. Paa lignende Maade er Hastigheden c_2 for samme Stilling af Ledningen under Tilbagevejen funden paa Figuren. Ved at udføre den samme Konstruktion for et tilstrækkeligt Antal Punkter, og derefter afsætte $D_1 D_2$ = Længden af den retliniede Bevægelse samt i hvert Punkt afsætte Ordinater = de tilsvarende Hastigheder, findes Kurven $D_2 c_1 D_1$ for Fremgangen og $D_1 c_2 D_2$ for Tilbagegangen.

Det sees, at for Fremgangen er Hastigheden paa en stor Del af Banen ikke langt fra at være konstant, hvad der netop ogsaa ønskes.

Massernes Indflydelse. Betragte vi atter den almindelige Krumtapmekanisme Fig. 143 og antages for den vilkaarlige Krumtapstilling en Kraft eller en Modstand, Q, virkende paa Stemplet, i Bevægelsens Retning, vil det være let heraf at bestemme Trykket paa Ledningen for Krydshovedet og den i Plejlstangen virkende Kraft ved Opløsning af Stempeltrykket i disse 2 Retninger. Kraften i Plejlstangen angiver tillige Trykket paa Vortetappen. Kan Plejlstangen betragtes som uendelig lang, bliver Kraften i denne og Trykket paa Vortetappen = Q.

Der er dog herved forudsat, at de Masser, der indeholdes i Stempel, Stempelstang, Krydshoved, Plejlstang o. s. v., som deltage i Bevægelsen, ere saa smaa og Hastigheden saa ringe, at Massernes Indflydelse kan lades ude af Betragtning. Ere de medfølgende Masser store, eller Bevægelsen hurtig, ville derimod de Kræfter, der skulle til forat accellerere eller retardere Masserne faa væsentlig Betydning.

Accellerationen paa Krydshovedet og de dermed følgende Dele er if. (79)

$$p = \frac{v^2}{r}\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha\right),$$

som altsaa er Kraften paa Masseenheden.

Kaldes nu Massen af Krydshoved, Stempelstang og Stempel M bliver den derpaa virkende Kraft

$$P = Mp = \frac{Mv^2}{r}\left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l}\cos 2\alpha\right) \quad \ldots \quad (81)$$

Kraften paa Krydshovedet er da bestemt ved P og Q i Forening. Q virker i Reglen altid i samme Retning, enten med Bevægelsen som ved Dampmaskiner, eller mod Bevægelsen som ved Pumper. Den kan enten være konstant under hele Slaget, som ved Dampmaskiner med hel Fyldning og som ved de fleste Pumper, eller den kan være variabel, som ved Dampmaskiner med Expansion, og som ved Luftkompressionsmaskiner.

P vil derimod skifte Fortegn. I Begyndelsen af Slaget, saalænge Hastigheden voxer, er Accellerationen positiv og P virker da imod Bevægelsen, men mod Slutningen af Slaget, naar Hastigheden atter aftager, altsaa Masserne skulle standses, bliver Accellerationen negativ, og P virker da med Bevægelsen. Overgangen sker for $c_{max.}$, hvor $P = 0$.

Sin største Værdi faar P i Dødpunktstillingerne, hvor den bliver

$$P_{max.} = \frac{Mv^2}{r}\left(1 \pm \frac{r}{l}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (82)$$

Et Billede af hvorledes de fra Masserne hidrørende Kræfter variere i Løbet af et Slag, faaes ved den grafiske Fremstilling, idet Kraften afsættes som Ordinat til den tilhørende Stempelstilling. Værdierne af P maa helst beregnes for hver Stempelstilling ved Hjælp af (81). Herved faaes Kurven $p_1 c_2 p_3$ (Fig. 143) for Bevægelse i Pilens Retning. Arealet $C_1 p_1 C_2$ angiver den Arbejdsmængde, som Masserne have modtaget forat opnaa den største Hastighed; Arealet $C_2 C_3 p_3$ fremstiller paa samme Maade Arbejdet, som Masserne paa den sidste Del af Slaget have afgivet forat miste hele deres Hastighed igjen; disse 2 Arealer maa selvfølgelig være ligestore.

Har man nu tillige givet den paa Stemplet virkende Kraft Q, faaes den hele Kraft, K, paa Krydshovedet ved at afsætte (det konstante eller variable) Q paa samme Maade som P og derpaa addere Ordinaterne, eller subtrahere dem, hvis de have modsat Tegn.

Foreligger f. Ex. en Dampmaskine med $\frac{1}{3}$ Fyldning, bliver den til Q svarende Kurve omtrent af den paa Figuren viste Form, $C_1 Q_1 Q_2 Q_3 C_3$, og den resulterende Kurve bliver $K_1 K_2 K_3$; var det derimod en Pumpe, maatte Q afsættes i modsat Retning.

Paa Figuren er kun afsat Kurven for Slaget fra inderste til yderste Dødpunkt. For Vandringen tilbage afsættes den uden Vanskelighed paa samme Maade. Er Plejlstangen at betragte som ∞ lang, bliver p = Kurven en ret Linie og $C_1 p_1 = C_3 p_3$.

Det sees, at Trykkets Variation i væsentlig Grad forandres ved Massernes Indflydelse saasnart M og v ere store, navnlig i de døde Punkter og i Nærheden deraf. Fig. 144 viser saaledes Tilfældet, hvor ved en Dampmaskine $P > Q$ for Slagets Begyndelse. Under den første Del af Slaget, fra C_1 til C, vil Damptrykket slet ikke kunne overføre noget Arbejde til Krumtappen, tvertimod maa denne hjælpe med til at trække Masserne, men til Gjengjæld bliver Trykket derpaa under Slutningen af Slaget meget stort. I Stillingen C vexler Spændingen i Plejlstangen fra Tryk til Træk eller omvendt, hvoraf Følgen bliver et Stød, der altid vil virke skadeligt paa Maskineriet. Derfor maa Tilfældet Fig. 144 undgaaes. Jo større Damptrykket Q er, desto større kunne, som man ser, Masserne og Hastigheden være uden at Tilfældet indtræder.

Ved Pumper maa Q regnes i modsat Retning. Forholdet bliver noget mere indviklet, naar Pumpen ikke arbejder med Luft, men med Vand, saa at der maa tages Hensyn til de bevægede Vandsøjlers Masse. Dette Problem skal nærmere behandles under «Pumper».

Arbejdstabet ved Friktionen er hidtil ladet ude af Betragtning. Det lader sig iøvrigt uden Vanskelighed bestemme, naar først Trykkets Variation er bestemt. De Steder, hvor der haves Friktion, ere Axellejerne, Vortetappen og Krydshovedet. I Almindelighed er det nøjagtigt nok at beregne en Middelværdi af Kraften K f. Ex. efter Diagrammet, og lægge denne til Grund for Beregningen. Det kan da strax bemærkes, at saalænge M og v ere saa smaa, at Tryk og Træk ikke skifter under Slaget, ville Masserne ingen Indflydelse faa paa Middelkraften K. Skifter derimod Tryk og Træk under Slaget, skal K regnes som Middeltallet af deres numeriske Værdier, hvorved Masserne kunne bidrage betydeligt til at forøge K, og altsaa Friktionens Arbejde.

Axlens Friktion. Trykket paa Lejerne maa beregnes, hvorved baade tages Hensyn til K, til Centrifugalkraften paa Krumtappen o. lgn., til Vægten af alle paa Axlen siddende Dele, samt til Kræfter virkende paa Tandhjul, Remskiver og andre Dele, som maatte findes paa Axlen. Ere først Reaktionernes Middelværdier for 1 Slag bestemte, findes Friktionen paa sædvanlig Maade.

Vortetappens Friktion fremkaldes ved Trykket i Plejlstangen. Er denne uendelig lang, bliver Trykket $= K$, ellers bliver det

$$\frac{K}{\cos \beta} = \frac{K}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha}}.$$

Denne Kraft har sin mindste Værdi $= K$, sin største Værdi, svarende til $\alpha = 90°$, nemlig $= \frac{K}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}}}$, der kun er lidt forskjellig fra K, f. Ex. for $l = 5r$ bliver den $= 1.02\,K$. Man kan da i alle Tilfælde ved Friktionens Beregning sætte Trykket paa Vortetappen $= K$.

(Det fortjener at bemærkes, at Vortetappen og dens Leje slides paa en anden Maade end en almindelig Tap. En saadan vil nemlig under 1 Omdrejning komme til at slide med hele sin Overflade, men stadig mod samme Side af Lejet; Tappen holder sig altsaa rund, medens Lejet slides aflangt. Vortetappen derimod trykker stadig mod Lejet med den samme Side, men denne kommer efterhaanden i Berøring med hele Lejets Overflade, saa at Vortetappen vil slides ensidigt og blive oval.)

Friktionen ved Krydshovedets Tapper hidrører fra Plejlstangstrykket, der sættes $= K$. Det gjennemløber under en halv Omdrejning en Vinkel $=$ det dobbelte af Plejlstangens Udslagsvinkel, der, naar Plejlstangen er nogenlunde lang, kan sættes $= \frac{r}{l}$, er Tapdiametren d_3, bliver Friktionens Arbejde

$$\mu . K . 2 . \frac{r}{l} \cdot \frac{d_3}{2}$$

og reduceret paa Vortetapsbanen ved Division med $\frac{1}{2} . 2\pi r$

$$F_3 = \mu K \frac{d_3}{\pi l}.$$

Friktionen ved Krydshovedets Styring. Der faaes et Tryk mod Styringen $= K \operatorname{tg} \beta$, og dette varierer i Størrelse med tg β fra 0 til sin største Værdi. Det forbrugte Arbejde bliver

$$F_4 = \int_0^{2r} \mu K \operatorname{tg} \beta \, dx = \int_0^{2r} \mu K \frac{\frac{r}{l} \sin \alpha}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha}} dx,$$

regnes her, ligesom før, K konstant og lig en Middelværdi, bortkastes højere Potenser af $\frac{r}{l}$, og sættes tilnærmende $dx = r \sin \alpha \, d\alpha$, faaes Friktionens Arbejde

$$\mu K \frac{r^2}{l} \int_0^{\pi} \sin^2 \alpha \, d\alpha = \mu K \frac{r^2}{2l} \pi$$

og Friktionen reduceret paa Vortetappen

$$\mu K \frac{r}{2l}.$$

De enkelte Dele af Krumtapmekanismen skulle nu beskrives.

a) Krumtappen.

Den almindelige Krumtap bestaar af en Arm af Smedejern (Fig. 145) eller Støbejern (Fig. 146), der fæstes paa Enden af Axlen, og som bærer en Tap, Vortetappen eller Krumtappinden, hvorom Plejlstangen griber. Denne Tap er altid af Smedejern eller Staal.

Kan Krumtappen ikke sættes paa Enden af Axlen, eller skal der flere Krumtappe paa samme Axel, bruges Krumtapbugten (Fig. 147 og 148), der er i ét med selve Axlen, enten dannet ved Bøjning af Axlen (Fig. 147) eller, ved større Dimensioner, udarbejdet af et kompakt Stykke, der er smedet i ét med Axlen (Fig. 148).

Den almindelige Krumtap. Armens Form ses af Fig. 145 og Fig. 146. Den omslutter Axlen med et Nav, som maa passe nøje derom, og fæstes dertil ved en Længdekile.

Krumtappinden fæstes til Armen ved en konisk Forlængelse, der passer i et tilsvarende Hul paa Armen og holdes enten

ved en Tværkile eller ved Skrue og Møttrik eller ved Nitning af selve Tappens Forlængelse. Undertiden gjøres saavel Tappens Forlængelse som Hullet cylindriske, og Hullet saa lille, at Armen maa opvarmes forat Tappen kan drives deri. Ved Afkjølingen kommer da Tappen til at sidde meget fast.

Endelig smedes undertiden Arm og Krumtappind i ét, idet nemlig Tappen dannes ved Ombøjning af en Forlængelse af Armen.

I alle Tilfælde gjælder det om at frembringe en solid Forbindelse, og tillige at faa Tappen nøjagtig parallel med Axlen.

Dimensionerne bestemmes væsentligst efter Styrkehensynet. Axlen, der nødvendig maa støttes af et Leje umiddelbart bag Krumtappen, regnes understøttet midt i dette Leje, og paavirket af Kraften P midt i Vortetappen og vinkelret paa denne og paa Krumtaparmen. Virkningen er da dels Bøjning, Moment $= Pa$, og dels Vridning, Moment $= PA$, hvilke Virkninger ere ensgjældende med en Bøjning med Moment

$$M_b = \tfrac{3}{8} Pa + \tfrac{5}{8} \sqrt{(Pa)^2 + (PA)^2}$$

eller ensgjældende med Kraften P virkende til Bøjning paa en Arm

$$a_1 = \tfrac{3}{8} a + \sqrt{(\tfrac{5}{8} a)^2 + (\tfrac{5}{8} A)^2}.$$

Fig. 145 viser, hvorledes denne Arm, a_1, kan findes ved en simpel Konstruktion.

Navet om Axlen faar Dimensioner, der rette sig efter Axlens, men saaledes, at man indenfor visse Grændser kan formindske Navets Længde imod at forøge dets Tykkelse, og omvendt. Kaldes Axlens Diameter D, tages, naar Axel og Krumtap ere af samme Materiale,

Navets Længde	$0.9\ D$	$1.05 D$	$1.2\ D$
Navets Tykkelse	$0.45 D$	$0.42 D$	$0.40 D$

Er Axlen ikke af samme Materiale, betyder D i denne Tabel ikke den virkelige Axeldiameter, men Diametren svarende til en Axel af Krumtappens Materiale.

Vortetappens Dimensioner bestemmes ligesom en almindelig Tap og Formel (10) eller (11) (Pag. 14 og 15) benyttes. Ofte tages $\frac{l}{d} = 1$.

Hovedet, hvori Tappen fæstes, bestemmes efter denne. Der tages

for Smedejernskrumtappe:

Hovedets Længde . . . . . 1.4 d
— Vægtykkelse . . . . . 0.5 d

for Støbejernskrumtappe:

Hovedets Længde . . . . . 2 d
— Vægtykkelse . . . . . 0.7 d

Armen paavirkes væsentligst til Bøjning, men desforuden til Vridning. Form og Dimensioner i en Plan vinkelret paa Axen optegnes under Hensyn til det gode Udseende, naar først Nav og Hoved ere afsatte. Hvor Armen støder til Hoved og til Nav maa der ikke findes skarpe indadgaaende Kanter, men disse Steder maa afrundes godt. Derpaa beregnes Tykkelsen saaledes, at Styrkehensynet fyldestgjøres, idet der baade tages Hensyn til det bøjende og det vridende Moment paa lignende Maade som for Axlen. Dog gjælder den benyttede Formel for det resulterende Moment kun for cirkulært eller tilnærmelsesvis for kvadratisk Tværsnit, medens dens Resultater afvige desto mere fra Virkeligheden, jo større Forskjel der er paa Rektanglets 2 Dimensioner. Tilmed giver den for lille Tværsnit, saa at dens Resultater maa bruges med Varsomhed, men da det vridende Moment aldrig er ret stort, vil den begaaede Fejl ved de sædvanlige Dimensioner af Krumtappen kun være ringe. Ofte gjøres dog Tykkelsen langt større, end Beregningen giver.

Krumtapbugten. Ere Dimensionerne store, altsaa Axlerne tykke, dannes Bugten altid ved Udhugning eller Udskjæring af et kompakt Stykke, altsaa som Fig. 148, medens de mindre Krumtapbugter dannes ved Bøjning af valset Rundjern. Ofte anbringes der paa samme Axel flere Krumtapbugter, og da oftest i forskjellige Planer, f. Ex. under 90° eller 120° med hinanden.

Beregningen af Dimensionerne sker paa sædvanlig Maade, naar først Paavirkningen paa de forskjellige Steder af Axlen og dens Bugter er fundet. At bestemme Paavirkningen har sædvanlig ingen Vanskelighed, men kan i mange Tilfælde blive vidtløftig. Ad Beregningens Vej kan det ske saaledes:

Først bestemmes Kræfterne, der virke paa Vortetapperne, og deraf beregnes atter Reaktionerne, idet disse regnes at virke midt i Lejerne. For saa at finde Paavirkningen i et enkelt Tværsnit, bruges Snitmethoden. Alle Kræfterne, saavel aktive Kræfter som Reaktioner, der virke paa det ene Stykke af Axlen fra Snittet og hen til Enden, tages i Betragtning, og for hver af dem bestemmes det derved fremkaldte bøjende og vridende Moment i Størrelse og Retning, hvorefter alle bøjende Momenter adderes (med Hensyn til Fortegnet), ligesaa de vridende Momenter, og endelig bestemmes heraf atter det ideelle bøjende Moment, hvoraf Tværsnittets Dimensioner afhænge.

Denne Methode vil være simplest at bruge, hvor det kun gjælder om at undersøge nogle faa (eller maaske kun et enkelt) Tværsnit, som forud kan indses at være stærkest anstrængte; vil man derimod nøjere undersøge Paavirkningens Fordeling over Axlen, egner den grafiske Fremgangsmaade sig bedst.

Fig. 149 viser et Exempel paa dens Anvendelse ved en enkelt Krumtapbugt, understøttet ved B og H, medens Kraften P, vinkelret paa Papirets Plan, angriber i E (midt i DF), og der i A virker en Svingkraft med Moment lig og modsat det, hvormed P virker til Omdrejning af Axlen.

De tykt optrukne Linier ere Midtlinierne for de enkelte Dele; den deraf dannede Figur kaldes Axlens Skema og tegnes først. Her møder strax den Vanskelighed, at Skemaet strængt taget ikke kan optegnes førend Dimensionerne af de enkelte Dele kjendes, men man maa da efter Skjøn eller efter en løselig Beregning danne sig et Begreb om Dimensionerne, hvorefter saa Skemaet tegnes. Muligvis maa der saa sluttelig foretages en Ændring i Skemaet, naar Dimensionerne afvige betydeligt fra de antagne Værdier.

Diagram og Kraftpolygon $Be'H$ for P i Forbindelse med Reaktionerne i B og i H dannes (se Pag. 27, Expl. 2), herved faaes disse Reaktioner R_B og R_H bestemte, og tillige findes Momenterne, der virke bøjende paa Axelstykkerne BC og GH samt Krumtappinden DF, fremstillede ved de lodrette Ordinater i Arealerne BCc, GgH samt $dd'e'f'f$. Dernæst bestemmes de bøjende Momenter paa Armene FG og DC. For FG haves kun at tage Hensyn til R_H virkende i H. Den virker vridende

paa Armen $HH_0 \perp FG$ og iøvrigt bøjende som om dens Angrebspunkt var H_0. Momentfladen, som svarer til denne Bøjning, bliver selvfølgelig en Trekant med Toppunkt i H_0, og hvori $\angle H_0 = \angle BHe'$ i den først konstruerede Momentflade. Kun det skraverede Areal bruges; Ordinaterne maales vinkelret paa FG.

Armen DC's Paavirkning afhænger baade af R_H og af P. R_H virker vridende paa Armen HH'; bøjende som om dens Angrebspunkt var H'. Den dertil svarende Momentflade er $H'Cc_0'$, hvori $\angle H' = \angle H_0 = \angle H = \angle 103$. Hertil maa føjes Virkningen fra Kraften P angribende i E. Denne Virkning er ensgjældende med en Vridning paa Armen EE_0 og en Bøjning som om Angrebspunktet var E_0, hvortil svarer Momentfladen E_0Cc_0'' med $\angle E_0 = \angle 1O'2$, hvor $O'2 \perp 1.2$. Nu sammensættes disse Momentfladers Ordinater under Hensyn til Fortegnet, og da de ses at virke i modsatte Retninger, blive de at subtrahere. Herved faaes den resulterende Bøjningsmomentflade Cc_0d_0D. I Punktet i skifter Momentet Fortegn og i selve dette Punkt er Momentet $= 0$.

Tilbage staa de vridende Momenters Bestemmelse. GH vrides slet ikke. FG vrides med Momentet $R_H . HH_0$, hvis Størrelse, grafisk fremstillet, og reduceret til samme Basis (se Pag. 30) som de bøjende Momenter, faaes som Ordinaten h_0h_0' ved at afsætte $Hh_0 = HH_0$. Dette Moment sammensættes paa sædvanlig Maade med de paa Armen virkende bøjende Momenter til en resulterende Momentflade.

DF vrides af Momentet $R_H . \overline{Ff}$, der, reduceret til samme Basis som de øvrige, findes $= f_0f_0'$ ved at afsætte $Hf_0 = Ff$.

DC vrides dels af $R_H . \overline{HH'}$ og dels — i modsat Retning — af $P . \overline{EE}_0$. For at fremstille dem grafisk afsættes $Hl = HH'$, hvorved $\overline{ll'} = R_H . \overline{HH'}$ og ved at sætte $\overline{O' . e_0} = \overline{EE}_0$, faaes $\overline{e_0e_0'} = \overline{P . EE}_0$. Forskjellen mellem ll' og e_0e_0' fremstiller da det vridende Moment, der sammensat med det bøjende giver den resulterende Momentflade.

Endelig faaes for Stykket AC det vridende Moment $P . \overline{Ee}$, fremstillet ved $\eta\eta'$, idet $\overline{O'\eta} = \overline{Ee}$.

Samme Fremgangsmaade kan følges, selv i mere sammensatte Tilfælde.

Haves flere Krumtapbugter, som ligge i forskjellige Planer, behandles de lettest saaledes, at der kun tages Hensyn til Kraften paa en af dem ad Gangen; der faaes da ligesaa mange Systemer af Kurver, som der er Bugter, og sluttelig sammensættes saa de paa samme Punkt samtidig virkende Momenter til et resulterende Moment, ligesom ogsaa Trykkene paa Understøtningerne findes som Resultanterne af de fra alle Kræfterne hidrørende Tryk.

Cirkelexcentriken, der i Hovedtrækkene allerede er omtalt i 1ste Del, Pag. 144, som et Middel til at bevæge Gliderne, kan betragtes som en særegen Form af Krumtap, fremkommen ved at forøge Vortetappens Diameter indtil den kommer til at omslutte Axlen. Deraf følger, at Loven for Bevægelsen, som Cirkelexcentriken giver, er nøjagtig den samme, som den almindelige Krumtaps.

Fig. 150 og 151 vise forskjellige Konstruktioner af Excentriker. Skiven er i Reglen af Støbejern, enten massiv, eller, naar den er stor, forsynet med Udsparinger (Fig. 151) for ikke at have større Masse end nødvendigt siddende excentrisk paa den omdrejende Axel.

Ringen kan være af Bronce, Smedejern eller Støbejern. I de 2 sidste Tilfælde undertiden med en Bronceforing. For at hindre den i at glide af Skiven kan denne forsynes med Rande, mellem hvilke Ringen ligger (Fig. 150) eller ogsaa kan Ringen selv have Rande, der gribe om Skiven (Fig. 151). Denne sidste Konstruktion holder bedst paa Smørelsen.

Skruerne, som holde Ringens 2 Halvdele sammen, bør sættes saa tæt ind til Skiven som muligt.

Stangen fæstes paa forskjellig Maade til Ringen. Forbindelsen kan være fuldstændig fast, enten ved Kile (Fig. 150) eller Skruer (Fig. 151), eller den kan være indstillelig som i Fig. 152.

Dimensionerne bestemmes af Excentriciteten e, Axlens Diameter d og den virkende Kraft P.

Skivens Radius R maa tages saa lille som mulig, for at Arbejdstabet ved Friktionen, der altid er betydeligt, ikke skal

blive større end højst nødvendig. Der tages $R = e + \frac{1}{2}d +$ en Navtykkelse. Breden b af Ringens Anlægsflade mod Skiven tages = Længden af en Tap beregnet til samme Tryk og samme Antal Omdrejninger.

Tykkelsen af Ringen t kan beregnes efter Styrkehensynet, idet hver Halvdel af Ringen betragtes som en Stang, understøttet ved Boltene og belastet til Bøjning af Kraften P ensformigt fordelt derover. Kaldes da Boltenes Afstand a, haves

$$\tfrac{1}{8}Pa = r\frac{bt^2}{6}$$

eller

$$t = \sqrt{\frac{3}{4}\frac{Pa}{rb}},$$

hvortil dog for Sliddet føjes en Konstant = 0.2", altsaa

$$t = 0.2 + \sqrt{\frac{3}{4}\frac{Pa}{rb}},$$

hvor for

Støbejern	$r = 3000$
Bronce	$r = 4500$
Smedejern	$r = 6000.$

Arbejdstabet ved Friktionen er saa stort, at Excentriker paa Grund deraf kun bruges, hvor det er en forholdsvis ringe Del af hele Maskinens Arbejdsmængde, der skal overføres, saaledes som Tilfældet er ved Dampmaskinens Glidere, hvor det har mindre at sige, om deres Bevægelse medtager lidt mer eller lidt mindre Arbejde.

Friktionens betydelige Størrelse bevirker tillige, at Bevægelsen kun kan overføres fra Axlen gjennem Excentriken til den i Retlinie bevægede Maskindel, men ikke omvendt.

Beregningen af Friktionen har ingen Vanskelighed. Friktionen $\mu . P$ gjennemløber under $\frac{1}{2}$ Omdrejning Vejen πR, medens Modstanden P i den retliniede Bane bevæger sig $2e$. Friktionen reduceret paa Modstandens Bane bliver altsaa

$$F = \frac{\pi \mu P R}{2e},$$

der ses at voxe med Skivens Radius R.

b) Plejlstangen.

Plejlstangen forbinder Krumtappens Vortetap med Tappen eller Tapperne paa Krydshovedet eller paa Balancen. Stangens Ender, der gribe om Tapperne, kaldes Hoveder, dens midterste Del, imellem Hovederne, kaldes Skaftet.

Da Plejlstangens ene Ende beskriver en hel Cirkel, medens den anden gjennemløber henholdsvis en ret Linie eller en flad Cirkelbue, faar Plejlstangen en ejendommelig Bevægelse, der hovedsagelig kan opfattes som sammensat af en frem- og tilbagegaaende Bevægelse i dens egen Længderetning og samtidig dermed en Svingning om det ene Endepunkt.

Paavirkningen, som Stangen lider, er dels et Træk og dels et Tryk efter Længderetningen, men samtidig dermed vil Stangens egen Masse paa Grund af den svingende Bevægelse fremkalde bøjende Kræfter i Stangens Svingningsplan og afvexlende til den ene og til den anden Side. Paa Grund af dette Forhold, hvortil der selvfølgelig bør tages Hensyn ved Bestemmelse af Stangens Dimensioner, maa Stangen gjøres saa let som mulig, navnlig ved hurtig Bevægelse.

Stangens Materiale er hovedsagelig Smedejern (eller Staal), undertiden Træ eller Støbejern.

Træ bruges paa Grund af sin Lethed, men er for ubestandigt et Materiale til alt bedre Maskineri.

Støbejern har tidligere været meget brugt, og anvendes endnu af og til, dog kun ved langsom Bevægelse, f. Ex. ved Balancemaskiner. Det er dog neppe heldigt, da Materialet ikke godt egner sig til Træk, og navnlig ikke til afvexlende Træk og Tryk. Desuden kan man ikke sikkre sig mod Støbefejl og maa derfor gjøre Tværsnittet saa stort, at Stangen bliver klodset og faar en stor Masse. Tidligere motiveredes Støbejernets Anvendelse væsentlig derved, at det var langt vanskeligere og bekosteligere at fremstille de ønskede Former i Smedejern og Staal, men dette Hensyn har nutildags tabt meget i Betydning.

Smedejern og i nogle Tilfælde Staal bliver saaledes Hovedmaterialet for Plejlstænger.

Tværsnitsformen er i Reglen massiv cirkulær (Fig. 153), nemlig i Tilfælde, hvor Hastigheden ikke er saa stor,

at de bøjende Kræfter faa væsentlig Betydning. Er dette Tilfældet, bør der bruges et Tværsnit, der har større Modstandsmoment i Svingningsplanen end vinkelret derpaa, f. Ex. et rektangulært Tværsnit, eller et Tværsnit som i Fig. 154, hvor de korte Sider i Rektanglet ere erstattede af Cirkelbuer, idet Stangen er afdrejet paa disse Flader.

Skaftets Længdeprofil gjøres som Fig. 153 og 154 vise, tykkere paa Midten end ved Enderne. I Reglen, navnlig naar Hastigheden ikke er stor, lægges det tykkeste Sted lige paa Midten, men ved meget hurtig Bevægelse rykkes det lidt nærmere hen imod Krumtappen, fordi de ovenomtalte bøjende Kræfter ikke ere jevnt fordelte over Stangen, men størst ved Krumtappen, og derfra aftagende til 0 henimod Stangens andet Endepunkt. Hvor Stangens ene Ende skal gribe om 2 Tapper paa Krydshovedet eller Balancen, gaffeldeles Stangen.

Dimensionerne af Skaftet bestemmes efter Styrkehensynet.

Hvis Stangen kun paavirkes til Træk og har langsom Bevægelse, bruges Formlen

$$\frac{\pi}{4} D^2 . r = P,$$

hvor P er den største Trækkekraft, der kan komme til at virke, D er Stangens Diameter og r Fiberspændingen. I Almindelighed kan heri sættes $r = 6000$ ℔, altsaa

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi r}} = 0.0146\sqrt{P} \quad \ldots\ldots\ldots (83)$$

Stænger, der baade paavirkes til Træk og Tryk, beregnes, naar de bøjende Kræfter foreløbig lades ude af Betragtning, efter Formlen

$$P = \frac{1}{n} \cdot \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (84)$$

der er fundet at gjælde for et Prisme med afrundede Ender og trykket efter Længden. Som l tages Stangens Længde, maalt fra Midte til Midte af Tapperne.

Sikkerhedsgraden n kan kun fastsættes efter Erfaring. Den findes meget varierende ved udførte Maskiner, lige fra $n = 5$ til $n = 60$.

E regnes for Smedejern = 28000000.

I Almindelighed kan man sætte for langsomt gaaende Maskiner

$$n = 15,$$

hvorved $$P = 18410000 \frac{I}{l^2} \quad \ldots\ldots\ldots (85)$$

og med cirkulært Tværsnit

$$P = 903000 \frac{d^4}{l^2}; \quad d = 0.0324 \sqrt{l \sqrt{P}} \quad \ldots (86)$$

Til hurtigt gaaende Maskiner, hvor de bøjende Kræfter gjøre sig gjældende, regnes

$$n = 30,$$

hvorved $$P = 9205000 \frac{I}{l^2} \quad \ldots\ldots\ldots (87)$$

er nu Tværsnittet cirkulært, faaes herved

$$P = 451500 \frac{d^4}{l^2}; \quad d = 0.0386 \sqrt{l \sqrt{P}} \quad \ldots (88)$$

er Tværsnittet rektangulært med den mindste Side vinkelret paa Svingningsplanen, kan (87) bruges for Bøjning i Svingningsplanen, (85) for Bøjning vinkelret derpaa. Naar da største og mindste Side i Rektanglet kaldes h og b, haves

$$P = \frac{1}{30} \frac{\pi^2 E . \frac{b h^3}{12}}{l^2} = \frac{1}{15} \frac{\pi^2 E . \frac{b^3 h}{12}}{l^2},$$

hvoraf $$b = 0.7\, h$$

og $$P = 526000 \frac{h^4}{l^2}; \quad h = 0.037 \sqrt{l \sqrt{P}} \quad \ldots\ldots (89)$$

Ved Dampmaskiner, hvor Stempelhastigheden ikke overskrider 5 à 6 Fod pr. Secund, ville disse Værdier i Almindelighed give Sikkerhed nok, men i Tilfælde, hvor endnu langt større Hastigheder bruges, undersøges helst de bøjende Kræfters Indflydelse. En nøjagtig Bestemmelse af dem er vidtløftig, men med tilstrækkelig Nøjagtighed kunne de findes paa følgende Maade. Hvert Masseelement af Stangen beskriver en vis Bane, og paavirkes derved hvert Øjeblik af en Kraft efter Tangenten og en anden efter Normalen til Banen. Hver af disse Kræfter opløses i en Komposant efter Stangens Retning og en anden

vinkelret derpaa. Disse sidste Komposanter ere netop de bøjende Kræfter. Det gjælder nu om at finde den Stilling af Stangen, hvori de bøjende Kræfter blive størst, og det vil meget nær blive den Stilling, hvori Stangen er vinkelret paa Krumtappen, forudsat at Krumtappens Hastighed er konstant. Kraften paa en Masse, liggende ved Vortetappen, er da = Centrifugalkraften, altsaa for Masseenheden $= r\omega^2$, hvor r er Krumtapradien og ω Vinkelhastigheden. Denne Kraft virker netop vinkelret paa Stangens Retning. Ved Krydshovedet er Bevægelsen retliniet, Hastigheden er netop Maximum, altsaa Accelerationen = 0, følgelig maa Kurven, hvis Ordinater fremstille de bøjende Kræfter paa Masseenhed, have en Ordinat $= r\omega^2$ ved Vortetappen og = 0 ved Krydshovedet. Det lader sig godtgjøre, at Kurven, naar bortses fra Stangens Tykkelse, bliver en ret Linie. Antages nu efter en foreløbig Beregning en vis Tykkelse af Stangen, kan man let danne sig et Billede af Kræfternes Fordeling derover. Kan den betragtes som lige tyk overalt, ville ogsaa samtlige bøjende Kræfter fremstilles som Ordinater til en ret Linie, med Ordinat = 0 ved Krydshovedet, medens Ordinaten ved Krumtappen bliver $k = \frac{p}{g} r\omega^2$, naar p er Stangens Vægt pr. Længdeenhed. Det farligste Sted findes da let at ligge i Afstanden $x = l\sqrt{\frac{1}{3}} = 0.533\,l$ fra Krydshovedet, og Momentet paa dette Sted er

$$Sa_{\max.} = 0.0642\,kl^2 = 0.0642\,\frac{pr\omega^2 l^2}{g}.$$

Vil man ikke betragte Stangen som lige tyk overalt, men tage Hensyn til Tværsnittets Variation, vil selvfølgelig p ikke blive konstant, og Kurven bliver da ikke en ret Linie. Dog har Undersøgelsen ingen Vanskelighed, naar den sker grafisk.

Hovedernes Form. Da Hovedet skal danne et Leje for den tilhørende Tap, forsynes det i Reglen med et Par Pander, som omslutte Tappen og kunne spændes til derom. Hovederne kunne iøvrigt have mange forskjellige Former; navnlig skjælnes imellem aabne Hoveder og lukkede Hoveder. Der skal her kun anføres nogle faa Exempler paa hver Slags.

Fig. 14 (Pl. I) viser det almindeligste aabne Hoved. Den inderste Pande, p_1, er simpelthen stillet paa den plant afskaarne

Ende af Plejlstangen; en Strop, s, af Smedejern er lagt om den yderste Pande, p_2, og ved en Kile med 2 Kontrakiler trækkes Stroppen til om Panderne. Stroppens Tykkelse er, som Figuren viser, forøget der, hvor Kilehullet er ført igjennem den. Panderne ere tykkest paa de Punkter, der ligge i Stangens Retning, da Sliddet hovedsagelig falder her.

Fig. 155 er en anden Form af aabent Plejlhoved. Skaftet er her smedet ud til 2 Grene, imellem hvilke Panderne ere indpassede. De fastholdes og tilspændes ved en Kile med Kontrakile.

I Fig. 156 har Plejlhovedet mere Form af et almindeligt Leje. Tilspændingen sker ikke ved Kiler, men ved Skruebolte.

I alle disse aabne Hoveder vil Sliddet og den paafølgende Tilspænding forkorte Plejlstangen, idet Tappen nærmes til Stangen.

Fig. 157 viser et lukket Hoved. Det er dannet af et Øje, der er smedet i ét med Skaftet, og som omslutter Panderne. Disse hindres i at falde ud ved Kraver, der slutte mod Ydersiden af Stangen ligesom ved et almindeligt Leje. For at kunne bringe Panderne ind paa deres Plads, er Øjet fortsat indefter og Breden er her saa stor, at Kraverne kunne gaa derigjennem. Panderne holdes og tilspændes ved Kiler.

Et saadant lukket Hoved maa med lige god Udførelse anses for solidere end et aabent Hoved. Det bruges derfor ikke saa sjældent, hvor dette især har Betydning, saasom ved Lokomotiver og hurtigt gaaende Dampmaskiner.

I Modsætning til hvad der fandt Sted ved de omtalte aabne Hoveder, vil Sliddet her forøge Stangens Længde.

Dette Forhold benytter man sig undertiden af til at formindske den ved Sliddet fremkaldte Længdeforandring saa meget som muligt ved at sætte et aabent Hoved i den ene Ende og et lukket i den anden, dog kan Længdeforandringen ikke derved undgaaes, da der er langt større Slid ved Krumtappen end ved Krydshovedet.

Fig. 158 viser en Form, der f. Ex. bruges ved Stængerne i Watts Parallelogram. Panderne have ingen fremstaaende Kraver, men hindres i at falde ud derved, at Kilen griber lidt ind i

den inderste Pande, og den yderste Pande griber ind i den inderste.

I nogle Tilfælde, hvor der kun er ringe Drejningsbevægelse ved Tappen, og hvor Kræfterne ere smaa, f. Ex. ved Gliderstænger, kan Hovedet simpelthen dannes af et Øje. Heri kan sættes en hærdet Staalbøsning, der passer nøjagtigt om en Staalbolt.

c) Balancen.

Balancen er en 2-armet Vægtstang, som ved at vugge om en Axe overfører Bevægelse fra og til Maskindele, som ved Tapper ere ophængte dertil. Som oftest bruges Balancen i Forbindelse med en Krumtap, f. Ex. saaledes, som det i Maskinlæren, 1ste Del, Pag. 76, er omtalt for visse Dampmaskiner; eller saaledes, at den overfører Bevægelsen fra en Krumtap til 2 eller flere Pumper. De største Former ere i Reglen de, der bruges i Forbindelse med Dampmaskiner.

Balancen brugtes tidligere langt almindeligere end nu. Grunden hertil er, at den er en tung Maskindel, der ved hvert Slag skal standses og sættes igang, hvorved dens Masse bevirker Forøgelse i de andre Maskindeles Tryk og Træk samt i Friktionen. Den bruges derfor kun, hvor Bevægelsen er saa langsom, at Masserne ikke faa stor Betydning, og hvor dens Anvendelse tillige simplificerer Konstruktionen.

Materialet er dels Støbejern, dels Smedejern.

Støbejern bruges mest, dog foretrækkes i mange Tilfælde Smedejern, navnlig ved alle meget store Balancer. Smedejernets Fortrin ere navnlig, at det er et mere paalideligt Materiale og at det giver en lettere Balance. Fig. 159 viser en Støbejerns Balance. Langs begge Randene og langs Midten er der Ribber til begge Sider. I Midtribben findes Nav for Tapperne. Disse ere dobbelte, saa at de Stænger, der skulle gribe derom, enten maa være gaffeldelte eller bestaa af 2 Stykker, 1 paa hver Side af Balancen.

Fig. 160 viser en anden Tværsnitsform for Støbejernsbalancer. Den er dannet af 2 parallele Stykker, som ere plane paa de Sider, der vende imod hinanden. Tapperne sidde imellem dem og ere altsaa Gaffeltapper.

Dimensionerne bestemmes efter Styrkehensynet, idet der dog tillige tages Hensyn til Stivheden ved at gjøre Balancen høj paa Midten. Endvidere maa Støbespændinger saavidt muligt søges undgaaede ved at give ensartet Godstykkelse overalt, og ikke, hvad der ellers vilde være økonomisk, gjøre Kroppen tynd og Kantribberne svære.

Største Fiberspænding tages ringe, saasom = 2500 ℔ pr. □″, dels af Hensyn til mulige Støbespændinger, og dels fordi Fibrene paavirkes vexelvis til Tryk og til Træk.

Som almindelige, brugbare Dimensioner kan sættes for Balancen Fig. 159:

Armlængde $A = 3R$, hvor R er Krumtapradius. Dog tages A noget større ved Høj- og Lavtryksmaskiner.

Højden paa Midten, $h = \frac{1}{3}A$ eller lidt derunder.

Ribbens Tykkelse = Kroptykkelsen b; Ribbens Fremspring for Kroppen = b à $2b$ til hver Side. Dimensionen b, der bestemmes af Styrkehensynet, bør falde mellem $\frac{1}{12}h$ og $\frac{1}{16}h$ ved passende Valg af de øvrige Dimensioner.

Tapperne beregnes som sædvanligt. Navene faa Dimensioner som paaskrevet Fig. 159.

Midteraxlen gjøres lang, f. Ex. $= 6d + \frac{1}{10}A$, for at styre godt mod Sidebevægelser.

Smedejernsbalancer bruges dels til mindre Balancer og dels til meget store.

Smaa Smedejernsbalancer (Fig. 161) dannes af 2 parallele Stykker, udhuggede af en valset Plade. Tapperne ere Gaffeltapper og sidde mellem Pladerne, eller ogsaa er det dobbelte Tapper, fæstede i støbte Nav, som nittes fast til Pladerne. Fig. 161 viser begge Maader.

Meget store Balancer dannes ved Sammennitning af Plader og Vinkeljern ligesom store Jerndragere. Længdeprofilet tages omtrent som Fig. 159; Tværsnittet gjøres dobbelt T-formigt eller celledannet, idet der sættes 2 Kroppe. Mellem disse bør der sættes lodrette paanittede Forbindelsesstykker. Nitteforbindelserne skulle frembringe saa stor Friktion, at Glidning af Pladerne paa hinanden er hævet, og Nitterne beregnes derfor efter kun 3 à 4000 ℔ pr. □″ (se Pag. 13). Yderligere hæves Glidningen ved at sammennitte Kroppene af 2 Lag Plader, lagte umiddelbart

sammen, med Fuger vinkelrette paa hinanden og under 45° med Balancens Længderetning. De Plader, der skulle samles, støde stump sammen og faa en Dækplade over Fugen.

d) Stempelstangen.

Stempelstænger forfærdiges saagodtsom udelukkende af Smedejern eller Staal. Navnlig bør det sidste Materiale anvendes i næsten alle Tilfælde paa Grund af dets større Ensartethed, Glathed og Modstandsevne imod Slid.

Stangens Paavirkning er i nogle Tilfælde kun Træk efter Længden, der kan da bruges Formlen

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

eller

$$d = 0.0146 \sqrt{P} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (90)$$

Oftest paavirkes den dog afvexlende af Træk og Tryk, hvortil endnu kan komme Bøjning, saasom ved liggende Maskiner af Egenvægten og Stemplets Vægt.

Efter Trykket i Længderetningen regnes Stangen som om den var understøttet ved Stoppebøssen og ved Krydshovedet. Ved Stoppebøssen vil den tilmed, under Forudsætning af at den passer nøjagtigt deri, være indspændt, hvorimod Krydshovedet sædvanlig er drejeligt om et Par Tapper. Imidlertid tør Indspændingen ved Stoppebøssen ikke regnes for at være fuldstændig, navnlig paa Grund af Sliddet, hvorfor der helst ses bort derfra og regnes med Formlen

$$P = \frac{1}{n} \frac{\pi^2 E I}{l^2} = \frac{1}{n} \frac{\pi^3}{64} E \frac{d^4}{l^2};$$

heri sættes $n = 15$, hvilket med $E = 28000000$ giver

$$P = 900000 \frac{d^4}{l^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (91)$$

hvori l betyder den største Afstand fra Stoppebøssen til Krydshovedets Tapper.

Ved liggende Maskiner virker Stemplets Vægt i væsentlig Grad til at belaste Stempelstangen. Denne Virkning formindskes ved at lade Stempelstangen gaa helt igjennem Cylindren og ud gjennem en Stoppebøsse i Bunden; den er da støttet i begge disse Stoppebøsser. Dog slides disse snart paa den nedre Side,

og Stemplet vil da tynge mod Undersiden af Cylindren, hvorved Friktion og Slid paa dette Sted i høj Grad forøges. Ved store Maskiner, hvor denne Ulempe især fremtræder, har man søgt at bøde derpaa ved ogsaa at forbinde Stempelstangens bageste Ende med et Krydshoved med Styrestykker. Stangen maa da beregnes saa stærk, at den er istand til at bære Stemplet paa Midten samt Egenvægten, idet den kun understøttes i de 2 Krydshoveder. Selvfølgelig maa Stemplets Vægt formindskes saa vidt muligt, ligesom man ogsaa i enkelte Tilfælde har formindsket Egenvægten ved at gjøre Stangen hul, dog ikke naar man bruger Staal som Materiale.

e) Krydshovedet og dets Styring.

Krydshovedet er den Maskindel, som forbinder Plejlstang med Stempelstang, og som oftest tillige tjener til at styre dennes retliniede Bevægelse. Undtagelsesvis, navnlig ved lette Bevægelser, og hvor Plejlstangens Retning ikke kommer til at afvige meget fra Stempelstangens, styres Stangen paa anden Maade, og Krydshovedet er da fritgaaende. Iøvrigt kan Styringen ske ved Ledeskinner eller ved Styrestænger (f. Ex. Watts Parallelogram).

Fig. 162 og 163 vise Exempler paa fritgaaende Krydshoveder. Stempelstangen kan være fastkilet deri (Fig. 162) eller fæstet ved Møttrik (Fig. 163), i begge Tilfælde maa Stangen enten have et Bryst til Anlæg mod Krydshovedet, eller passe i et konisk Hul deri. Da der er 2 Tapper, maa Plejlstangen være gaffeldelt, eller ogsaa maa den bestaa af 2 adskilte Stænger. Det sidste er ogsaa Tilfældet ved Krydshovedet Fig. 164, hvor Tapperne ere fjernede fra hinanden. Dimensionerne af Tapper og af Armene i Fig. 164 beregnes let efter Styrkehensynet.

Fig. 165 er et Krydshoved af Smedejern, bestemt til at føres ved Styrestænger, der gribe om Tapperne *b*, medens Plejlstangen, der er dobbelt, griber om Tapperne *a*.

Fig. 166, 167 og 168 vise Exempler paa Krydshoveder bestemte til at styres af Ledeskinner. Krydshovedet faar da afrettede Glideflader, *g*, der glide paa de ligeledes afrettede Ledeskinner. Glidefladerne kunne findes paa selve Krydshovedet

eller, hvad der er almindeligst, og hvad ogsaa Figurerne vise, paa særlige Glideklodser, som følge med Krydshovedet.

Fig. 166 har 2 Glideklodser, hver med en Glideflade *g*, begge i Plejlstangens Plan, den ene over og den anden under Krydshovedet og fjernede saa langt fra hinanden, at Plejlstangen frit kan svinge mellem de Ledeskinner, hvorpaa de glide. Glidefladerne ere paa Figuren viste konvex cylindriske, Ledeskinnerne maa da selvfølgelig være konkav cylindriske; denne Form bruges ikke sjeldent af Hensyn til Forarbejdelsen, som i saa Tilfælde kan ske ved Drejning og Udboring istedetfor ved Høvling.

Figuren viser tillige Glideklodserne indstillelige ved Hjælp af Kiler, som trækkes til ved Skrue og Møttrik, for at bøde paa Sliddet.

Fig. 167 og 168 vise Former, hvor der bruges 2 Par Ledeskinner, et Par paa hver Side af Plejlstangen.

I Fig. 167 er Plejlstangen tænkt gaffeldelt og Krydshovedet har derfor 2 Tapper *a*, hvorom den kan gribe; i Fig. 168 har Krydshovedet derimod en Gaffeltap til Plejlstangen, der altsaa er udelt. Herved er det muligt at rykke Glidefladerne langt tættere sammen end i Fig. 167. At have Glidefladerne tæt ved hinanden er en Fordel, thi jo mere de spredes fra hinanden, desto større og tungere bliver Krydshovedet, og desto mere taber det i Stivhed. Ved Formen Fig. 167 maa derfor Armene mellem *a* og *g* ikke gjøres længere end Omstændighederne kræve.

I Fig. 167 og 168 kunne Glidefladerne ikke indstilles. I saa Tilfælde maa der bødes paa Sliddet ved at indstille Ledeskinnerne, f. Ex. ved underlagte tynde Blikstykker eller ved Stilleskruer. Naar en saadan Indstilling foretages, er det naturligvis af stor Vigtighed at bevare Ledeskinnerne nøjagtigt parallele.

Størrelsen af de glidende Flader bestemmes af Trykket, som kan komme derpaa, og navnlig saaledes, at Trykket pr. □″ ikke overskrider 60—120 ℔, da ellers Sliddet vil blive for stort.

Trykkets Størrelse bestemmes let, f. Ex. grafisk af Trykket eller Trækket i Stempelstangen samt Plejlstangens Stilling. Det bliver i Almindelighed størst i det Øjeblik, da Plejlstangens Retning danner den største Vinkel med Stempelstangens. Med

Hensyn til Trykkets Retning mærkes, at den sædvanlig er ens under Stemplets Fremgang og under dets Tilbagegang. Lad saaledes Fig. 169 forestille en almindelig Dampmaskine med Omdrejning i den ved Pilen angivne Retning. Under Stemplets Bevægelse tilhøjre vil der være Tryk i Stempelstangen, Plejlstangen staar skraat opad, og der kommer Tryk nedad paa Ledeskinnerne. Under den modsatte Bevægelse faaes Træk i Stempelstangen, men Plejlstangen staar da skraat nedad, der er da atter Tryk nedad paa Ledeskinnerne. Hvis Figuren forestillede en Pumpe, der dreves fra Krumtappen, vilde det samme finde Sted, hvis Omdrejningen gik i den modsatte Retning. I saadanne Tilfælde kan dog den øvre Ledeskinne ikke ganske undværes, thi i Nærheden af Dødpunktet vil der kunne komme Tryk opad, dels fordi Træk og Tryk skifte lidt før denne Stilling (paa Grund af Kompressionen o. lgn.) og dels paa Grund af de med Bevægelsen følgende Masser, samt maaske paa Grund af en unøjagtig Opstilling. Dog kan den øvre Ledeskinne være langt svagere end den nedre. For et saadant Tilfælde er f. Ex. Fig. 170 bestemt. Her er g den Flade, som modtager det væsentligste Tryk, medens de skraa Flader g' træde istedetfor de øvre Glideflader.

Hvis derimod Maskinen skal kunne omdrejes snart den ene og snart den anden Vej, maa begge Ledeskinner være lige stærke.

Styringen for Krydshovedet kan, som nævnt, ske ved Styrestænger eller ved Ledeskinner.

Styrestænger. Et Vægtstangssystem, der styrer et Punkt saaledes, at det tilnærmelsesvis beskriver en ret Linie, kan indrettes paa mange Maader. Her skal kun nogle af de vigtigste Hovedprinciper beskrives.

1) Ellipsestyring. Naar en Cirkel ruller indvendig i en anden Cirkel, med den dobbelte Radius, vil, som bekjendt, hvert Punkt i den rullende Cirkels Periferi beskrive en ret Linie, Diameter i den faste Cirkel, og hvert andet Punkt, der er fast forbundet med den rullende Cirkel, beskriver en Ellipse, specielt beskriver den rullende Cirkels Centrum en Cirkel. Da nu Bevægelsen af et plant System er fuldstændig bestemt, naar Banerne for 2 Punkter deri ere bestemte, saa indses, at

naar 2 Punkter tvinges til at beskrive de Baner, som de vilde følge under Rulningen, saa vilde derved ethvert Punkt i den rullende Cirkels Periferi være styret i sin retliniede Bevægelse.

a) Evans Styring. Punktet A skal styres. Der bruges hertil (Fig. 171) en Stang ABC, der betragtes som Diameter i den rullende Cirkel. B er Midtpunktet deraf; det skal tvinges til at beskrive en Cirkel om det faste Punkt D, hvilket sker ved Styrestangen DB. Punktet B skal tvinges til at beskrive en ret Linie; det kan, som Fig. 171 viser, ske ved Ledeskinner, der kunne være temmelig korte, da A gjennemløber sin Vandring, $s = AA'$, samtidig med at C gaar til C' og tilbage. Sædvanlig erstattes C''s retliniede Bevægelse ved en Cirkelbevægelse styret af Stangen CE fra det faste Punkt E (vist punkteret i Fig. 171); Fejlen er kun ringe, naar Stangen CE er lang, og $\angle \alpha$ ikke for stor. Sædvanlig tages $\alpha = 20$ à $25°$, $CE \gtrless s$, og Pilen til den lille Bue CC' halveres af den eksakte rette Linie CC'.

b) Andre Ellipsestyringer. Ved Evans Styring var det styrede Punkt B Midtpunktet af Stangen AC. Det er ikke nødvendigt. Vælges det udenfor Midtpunktet, beskriver det rigtignok en Ellipsebue, men denne erstattes tilnærmelsesvis af en Cirkelbue. Fig. 172 a, b, c viser 3 Tilfælde, hvor B ligger dels imellem A og C, dels paa AC's Forlængelse ud over A og dels paa Forlængelsen ud over C. Dette sidste Punkts retliniede Bane kan selvfølgelig erstattes af en Cirkelbue, ligesom ved Evans.

Ved Bestemmelsen af de faste Omdrejningspunkter for Styrestængerne til Punktet B gaaes frem paa den Maade, at Stangen AC tegnes i Midterstillingen og Yderstillingerne, saaledes at A ligger nøjagtig i sin retliniede Bane. B's Beliggenhed findes, og dets Bane tages da som Cirklen gjennem disse Punkter. Fejlen bliver derved saa lille som mulig.

Andre Modifikationer kunne fremkomme ved istedetfor at vælge Punktet C diametralt overfor et paa den rullende Cirkel, at vælge det vilkaarligt paa et andet Sted, ligegyldigt om det er i Cirkelperiferien eller ej. Et Exempel herpaa er

c) Roberts Trekantsstyring (Fig. 173). Punkterne B og C ere her valgte indenfor Cirkelperiferien, men saaledes at

$\triangle ABC$ er ligebenet med BC til Grundlinie. Ellipserne, som Punkterne B og C beskrive, findes let. Der behøves kun 3 Punkter af hver, svarende til A's Yderstillinger og Midtstilling. Derved ere de faste Punkter F og E for Styrestængerne bestemte.

Roberts foreslaar $\overline{FE} = s$, $\overline{FB} = \overline{EC} = 0.584s$, $\overline{AI} = 1.112s$ og $\overline{BC} = 0.593s$, hvilket skal give en meget nøjagtig Styring.

2) Conchoidestyring. Naar en Stang bevæges saaledes, at et af dens Punkter, A, beskriver en ret Linie, og Stangen desuden stedse gaar gjennem et fast Punkt, B, vil hvert Punkt deri beskrive en Conchoide (Fig. 174). Naar nu omvendt Stangen gaar gjennem det faste Punkt B og et Punkt af Stangen, C, tvinges til at beskrive Conchoiden, vil derved A være styret retliniet. Conchoidebuen kan naturligvis tilnærmende erstattes af en Cirkelbue. Fig. 175 viser Reichenbachs Styring, der er en saadan Conchoidestyring.

Punktet C maa helst vælges i Nærheden af A, hvorved Nøjagtigheden bliver størst. Styrestangen bliver da lang.

3) Lemniskatstyring. 2 faste Punkter B og C ere Omdrejningspunkter for Stænger, hvis frie Ender ere forbundne ved en Stang DAE. Det vilkaarlige Punkt A i denne Stang vil da beskrive en Lemniskat, som antydet Fig. 176. I den med stærke Linier tegnede Stilling ere Stængerne BE og CD parallele, det øjeblikkelige Drejningspunkt for Stangen DAE er da uendelig fjernt, og alle Punkter af Stangen DE bevæge sig altsaa i dette Øjeblik i parallele Retninger, vinkelrette paa BE og DC. Denne Stilling tages til Midtstilling, og det styrede Punkt A vælges saaledes, at det ved Enderne af Slaget ogsaa kommer til at ligge nøjagtigt i den rette Linie. A's Bane kommer da til at indeholde 3 Punkter af den nøjagtige rette Linie, og har tilmed denne til Tangent i det midterste Punkt.

Fig. 177 viser Konstruktionen, naar (som hyppigst forefalder) DC er given, samt det faste Punkt C, Stangen DE og Punktet A. Midtstilling og en Yderstilling tegnes, saaledes at A i begge Tilfælde ligger paa den rette Linie $\perp DC$, som halverer Pilen til D's Bue. En Linie $\perp$ paa Midten af EE_1 giver da Punkt B.

Ere Stængerne DC og BE givne, lægges de saaledes, at Midtstillingerne ere parallele, og den rette Linie A_1AA_2 halverer Pilen til Buerne D_1DD_2 og E_1EE_2. Korden til disse Buer er = Slaglængden s.

Vinklen α maa være lille, $\alpha \leqq 20°$, og Stængerne $\overline{DC}$ og $\overline{BE}$ mindst = $1.5s$. Hvor man kan, tages helst A som Midtpunktet af DE, hvorved $DC = BE$ og Styringen bliver saa nøjagtig som mulig.

Styring ved Parallelogram. Lad E (Fig. 178) være et fast Omdrejningspunkt, $DCBA$ et Parallelogram; alle Stængerne forbundne ved Led, og a saaledes beliggende, at

$$\frac{\overline{Ca}}{\overline{DA}} = \frac{\overline{CE}}{\overline{DE}},$$

saa vil A, a og E altid ligge paa samme Linie og $AE : aE = DE : CE$, hvorledes end Systemet bevæges. A og a ville følgelig under Bevægelsen beskrive ligedannede Kurver, ensliggende med E som Lighedspunkt. Styres nu a i en ret Linie, vil følgelig A ogsaa beskrive en ret Linie.

Herpaa grunder sig Watts Parallelogram, der allerede er omtalt (1ste Del, Pag. 153). Punktet a føres her ved en simpel Lemniskatstyring. Det er især ved store Dampmaskiner med Balance at Watts Parallelogram bruges, da det frembyder den Fordel, paa den simpleste Maade at skaffe 2 Punkter samtidig bevægede efter rette Linier, og ved at anbringe Stænger parallele med AD og CB, og leddede forbundne med AB og DE, ville disse Stængers Skjæringspunkter med den tænkte Linie AE ligeledes være styrede.

Paucelliers Styring. Denne Styring skal omtales fordi den er den eneste, der giver en exakt retliniet Styring alene ved et leddet System af Stænger. Tænkes 2 Cirkler (Fig. 179) med Radier r og R liggende med O som Lighedspunkt og trækkes en vilkaarlig Linie OE_1, samt den fælles Tangent OT_1, haves

$$\frac{OE}{OD_1} = \frac{OD}{OE_1}$$

eller $$OE \cdot OE_1 = OD \cdot OD_1,$$

men $$OE \cdot OD = OT^2 \text{ og } OE_1 \cdot OD_1 = OT_1^2,$$

hvoraf ved Multiplikation

$$OE \cdot OD \cdot OE_1 \cdot OD_1 = OT^2 \cdot OT_1^2,$$

men da $OE \cdot OE_1 = OD \cdot OD_1$,

faaes $OD \cdot OD_1 = OT \cdot OT_1$,

altsaa Produktet $OD \cdot OD_1$ konstant for alle Linier gjennem O, og altsaa ogsaa $OD \cdot OD_1 = OB \cdot OB_1$.

Naar nu omvendt en ret Linie drejer sig om et Punkt O, medens et Punkt, D, deri tvinges til at beskrive Cirklen med Radius r, og et andet Punkt, D_1, tvinges til at bevæge sig saaledes paa den rette Linie gjennem C, at stadig $OD \cdot OD_1$ = Konstant, saa maa dette Punkt beskrive en Cirkel med Radius R ensliggende med den første, med Hensyn til O. Herpaa grunder sig Paucelliers Universalpasser (Fig. 180).

Fra det faste Punkt O udgaa 2 Stænger L, der tage fat i de modstaaende Vinkelspidser af en Rhombe, dannet af de 4 Længer l. Af Rhombens 2 andre Vinkelspidser føres den ene, D, ved Stangen r, drejelig om det faste Punkt C, den den anden, D_1, vil da ogsaa beskrive en Cirkel ensliggende med den, som D beskriver, med Hensyn til O.

Punkterne O, D og D_1 ville nemlig ligge i en ret Linie og man vil altid have $OD \cdot OD_1$ = Konstant. Kaldes Vinklen ved O 2φ, ved D og D' 2ψ, haves

$$OD = L\cos\varphi - l\cos\psi$$

og $$OD_1 = L\cos\varphi + l\cos\psi$$

altsaa $$OD \cdot OD_1 = L^2\cos^2\varphi - l^2\cos^2\psi$$
$$= L^2(1 - \sin^2\varphi) - l^2(1 - \sin^2\psi),$$

men desuden er $L\sin\varphi = l\sin\psi$,

hvoraf $OD \cdot OD_1 = L^2 - l^2$ = Konstant,

altsaa maa D_1 beskrive en med D's Cirkel ensliggende Cirkel med Hensyn til O. Herved kan slaaes store Cirkelbuer uden at Centrum haves.

Tages $r = \frac{1}{2} \cdot OB$, saa at D's Cirkel gaar gjennem O, vil D_1's Cirkel, naar denne ikke skal gaa gjennem O, faa uendelig stor Radius eller, med andre Ord, D_1 vil blive ført i en ret Linie. Fig. 181 viser denne Styring. AOE er en Balance, som modtager Bevægelsen i Punktet A, og skal føre en Stang DF retliniet op og ned. Loven gjælder selvfølgelig uden

Hensyn til Forholdet mellem Stængernes Længde, L kan godt være mindre end l, hvorved Styringen kan gives Udseendet Fig. 182, i hvilken Rhomben selv danner en Art Balance.

Styreskinner. Materialet i disse er enten Støbejern, Smedejern eller Staal. Valget af Materialet saavelsom af Formen og Dimensionerne afhænger dels af, om Trykket væsentlig gaar altid i samme Retning eller ej, og dels af Maskinens hele Konstruktion, navnlig om det er en staaende eller liggende Maskine. Til staaende Maskiner bruges især Smedejerns- eller Staalskinner, der forneden fæstes paa Cylindren og foroven paa et Tværstykke. Skinnerne skulle væsentlig yde Modstand mod Afvigelse fra den retliniede Bevægelse i Svingningsplanen, men dog ogsaa mod Afvigelse ud af denne Plan, de maa derfor røre Styreklodserne med mere end en enkelt plan Flade. Fig. 183 viser skematisk flere Former deraf. L er Ledeskinnen, K Styreklodsen. Dimensionerne bestemmes efter Sidetrykket, der kan komme til at virke derpaa. Befæstelsen kan være saaledes, at de ved Skruer kunne nærmes til hinanden efter Sliddet, dog foretrækkes det ofte at udelade en saadan Stilleindretning, da urigtig Brug deraf kan ødelægge Maskinen. Med tilstrækkelig store Glideflader kan Maskinen gaa længe før Sliddet gjør en Nærmelse af Skinnerne nødvendig, og denne foretages da ved efter Omstændighederne at file lidt af dem eller lægge et Blikstykke imellem paa Befæstelsesstederne.

Fig. 184 viser et Par Ledeskinner af Støbejern bestemte for en liggende Maskine. Den øverste Skinne er gjort svagere, fordi Maskinen kun er bestemt til én Omdrejningsretning og den nederste Skinne altsaa hovedsagelig paavirkes. Styring tværs paa Svingningsplanen opnaaes ved Rande, henholdsvis paa Glideklodsens Overside og paa den nedre Ledeskinne. Ved at sætte Randen paa denne sidste opnaaes, at Smørelsen holdes derpaa.

f) Stoppebøssen.

Stoppebøsser skulle frembringe luft- eller vandtæt Tilslutning om en bevægelig Stang. Efter Maaden, hvorpaa Tætheden opnaaes, skjælnes mellem Stoppebøsser med Hampepakning og Stoppebøsser med Læderpakning.

Stoppebøsser med Hampepakning ere i Hovedsagen allerede omtalte i 1ste Del.

Materialet er i Almindelighed Støbejern, idet Stoppebøssen er støbt i ét med en større Maskindel af dette Materiale. Der indlægges da en Metalring i Bunden af Stoppebøssen, og denne maa passe nøje om Stangen. Laaget kan være helt af Metal, eller ogsaa kan det forsynes med en Metalforing. Det bør slutte nøje om Stangen, hvorimod det skal gaa nogenlunde løst i selve Stoppebøssen.

Smaa Stoppebøsser gjøres undertiden helt af Metal, og skrues fast paa den Maskindel, hvorpaa de skulle sidde (Fig. 185), hvis denne ikke selv er af Metal.

Hvad Dimensionerne angaa, mærkes, at Rummet til Pakning maa være desto større, baade højere og tykkere, jo større Tæthed der tilsigtes, altsaa større til Afspærring af Luft og Damp end til Vand. Sliddet har ogsaa Betydning; en Stang med langsom og kort Bevægelse behøver ikke saa tyk og høj en Pakning, som en Stang med hurtig Bevægelse og langt Slag. Endelig bemærkes, at naar det gjælder om at forminske Friktionen i Stoppebøssen, maa Pakningen gjøres høj, da den saa ikke behøver at spændes saa fast sammen. Som Grændseværdier kan sættes, naar d er Stangens Diameter i Tommer:

for Afspærring af Damp eller Luft og hvor der ønskes saa ringe Friktion som mulig:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{Pakningens Højde} & h = 1'' + 1.3d & \text{à } h = 2'' + 2d \\ \text{Pakningens Tykkelse} & t = 0.4 + 0.12d & \text{à } t = 0.4 + 0.35d \end{array}\right\} \quad (92)$$

og for Afspærring af Vand o. lgn.:

$$\left.\begin{array}{lll} \text{Pakningens Højde} & h = 1'' + 0.15d & \text{à } h = 2'' + 0.33d \\ \text{Pakningens Tykkelse} & t = 0.4 + 0.02d & \text{à } t = 0.4 + 0.05d \end{array}\right\} \quad (93)$$

Laagets Tilspænding kan ske, som vist, paa flere Maader. Det kommer an paa at kunne spænde det ligeligt rundt om, saa at det ikke ekser sig og klemmer om Stangen. Fig. 185 viser Tilspænding ved en Kapsel, skruet ned derover. Herved faaes den mest ligelige Tilspænding, men det kan kun bruges ved smaa Stoppebøsser. Fig. 186 viser Tilspænding med 2 Skruer og Fig. 187 med 3. Med 2 Skruer kan man kun styre Laaget lige i én Retning, og maa iøvrigt stole paa, at Pak-

ningen er lagt regelmæssigt. Det bruges f. Ex. ved Gliderstængernes Stoppebøsser. I vigtigere Tilfælde, f. Ex. ved Cylindren, bruges mindst 3 Skruer. De bør helst forsynes med Kontramøttrikker, da de jo ikke skulle spændes absolut fast, og hvor det kan ske, sættes en paa hver sin Side af Laaget (Fig. 187). Skruernes Befæstelse i selve Stoppebøssen kan ske paa flere Maader, men helst saa urokkelig som mulig, som paa Fig. 186 eller Fig. 187. Ofte sættes de dog mindre urokkeligt, f. Ex. saaledes, at de forsynes med et Øje, der sættes ind som en Tap paa Siden af Stoppebøssen. Som Regel bør iagttages, at Skruerne maa sættes saa tæt ind til Stangen som muligt, for at den Vægtstangsarm, hvorpaa man virker til at klemme skjævt om Stangen ved at spænde paa hver enkelt Bolt, kan blive saa lille som mulig.

Smørelsens Tilledning og Bevarelse ved Stoppebøssen sker forskjelligt efter dens Stilling. Oprette Stoppebøsser faa foroven en aaben ringformig Beholder (Fig. 187), og liggende sædvanlig en lignende, men lukket (Fig. 188), som omtalt i 1ste Del. Undertiden lukkes denne endnu fuldstændigere ved en særlig lille Stoppebøsse (Fig. 189) eller der lægges en ringformig, gjennemhullet Oliebeholder ind i Hovedstoppebøssen (Fig. 190). Lodrette nedadvendte Stoppebøsser ere vanskelige at holde smurte, de kunne indrettes paa samme Maade som Fig. 189 eller 190. Hvor Vandringen er kort, som ved Gliderstænger, kan man undgaa Vanskeligheden ved at sætte en opret Stoppebøsse paa den bevægelige Stang, sluttende om et faststaaende Rør (Fig. 191).

Undertiden gjælder det mindre om at tilvejebringe en absolut Tæthed, men derimod om at hindre Indsugning af Luft udefra. Der kan da anbringes en lille Vandbeholder om Stangen udenfor Stoppebøssen, saa at der gjennem en Utæthed vil trænge Vand og ikke Luft. Et Exempel herpaa frembyder Luftpumpen i 1ste Del, Fig. 136, Pl. VI.

Stoppebøsser med Læderpakning. Læderpakning bruges paa Cylindre til koldt Vand eller Olie, navnlig hvor der haves langsom Gang og stort Tryk, saasom hydrauliske Præsser og Pumper. Varmt Vand eller Damp kan Læderet ikke taale.

Fig. 192 viser en Læderpakning til en Præssepumpe. Pakningen dannes af 2 Læderkraver med vinkelformet Tværsnit,

de ere hver dannede af en oprindelig plan Læderskive, der er præsset i en Form i vaad og varm Tilstand. Tætheden opnaaes her ved at selve Fluidet i sin Bestræbelse for at trænge ud præsser Kravens cylindriske Del imod Stangen. Friktionen kommer derved til at afhænge af Vædskens Tryk og ikke, som ved Hampepakningen, af Tilspændingen.

En Pakning som Fig. 192 med 2 modsat vendende Kraver, giver Tæthed hvad enten Vædskens Tryk er større eller mindre end det ydre Tryk, hvorfor dette maa bruges ved Pumper, der baade skulle suge og trykke. Gaar derimod Trykket stadig i samme Retning, bruges kun 1 Krave, f. Ex. ved hydrauliske Præsser, hvori Trykket altid er større end Atmosfærens.

Ved disse faar Pakningen Tværsnitsformen Fig. 193. Læderet er præsset til en Ring af U-formigt Tværsnit og indlagt i et inddrejet Rum. Det holdes i sin Form ved en opskaaren Jernring, som er sat indeni. Rummet, hvori Pakningen ligger, er sædvanlig rektangulært, men gjøres ogsaa undertiden, som Fig. 193 viser, afrundet foroven, for at hindre Læderet i at bøje sig for skarpt.

Ved liggende Præsser lægges en delt Metalring ind under Pakningen, se Fig. 194. Denne Ring skal da slutte nøjagtigt om Stemplet, medens derimod Støbejernet ikke skal passe fuldt saa tæt derom. Sliddet gaar da paa Metalringen.

Arbejdstabet ved Friktionen kan for Hampepakningens Vedkommende ikke beregnes, da det afhænger af, hvor stærkt den spændes til. Derimod lader det sig beregne ved Læderpakning, fordi Trykket udøves af Vædsken selv. Friktionen bliver da proportional med Vædsketrykket, og med Omkredsen, altsaa med Diametren. Desuden viser den sig, ifølge derover anstillede Forsøg, at være temmelig uafhængig af Kravens Brede. Formlen bliver altsaa

$$F = C.p.d \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (94)$$

hvor p er Trykket pr. Arealenhed og d er Diametren.

Med p i ℔ pr. □″ og d i Tommer kan for vel smurte Læderpakninger, saasom til hydrauliske Præsser og Pumper, der arbejde med Olie, sættes

$$C = 0.03.$$

g) Stempler.

Materialet i Stempellegemet er i Almindelighed Støbejern, undertiden Bronce, navnlig naar der skal anbringes Bronceventiler deri, uden at man vil indsætte særlige Ventilsæder, eller naar Vædskens Beskaffenhed ikke tilsteder Brugen af Støbejern.

Smedejerns- og Staalstempler bruges ogsaa, hvor det særligt kommer an paa at gjøre Stemplet let, altsaa ved hurtigt gaaende Maskiner.

Ogsaa i andre Tilfælde maa selvfølgelig Stemplet gjøres saa let som muligt, Støbejernsstempler gjøres saaledes hule eller forsynes med Ribber. I Tilfælde, hvor det skadelige Rum er en Ulempe, som ved Luft- eller Dampcylindre, maa de saaledes fremkomne Hulheder i Stemplet lukkes lufttæt.

Stempelpakningen kan være Metal-, Hamp- eller Læderpakning.

Metalpakning kan anvendes i alle Tilfælde, men bruges mest til Dampstempler, hvor ingen af de andre Slags Pakninger kunne bruges. De vigtigste Former af Metalpakning er vist i 1ste Del, Pag. 134—136.

Hampepakning, der ligeledes er omtalt i 1ste Del, Pag. 134, kan ikke bruges til højtspændt Damp, da det slides for stærkt. Derimod bruges det til varmt Vand, f. Ex. ved Dampmaskiners Luftpumpe, hvor Læderpakning paa Grund af Varmen ikke kan bruges.

Læderpakning bruges ved Stempler, der arbejde med koldt Vand, Olie eller Luft. Indretningen kan være som Fig. 195 eller Fig. 196 viser. I første Tilfælde, der kun giver Tæthed i én Retning, dannes Læderet til en svagt kegledannet, næsten cylindrisk Ring, hvis snevre Ende fastholdes til Stemplet, medens den vide Ende slutter mod Cylindervæggene. Ringen maa helst være præsset op af én Skive, men kan dog ogsaa være sammensyet. Paa Figuren ses Læderet fastholdt ved en Ring r, som præsses op derimod ved Tværstykket t, der paavirkes af en Kile. I Fig. 196 er Læderet præsset til Ringe af vinkelformigt Tværsnit; der er indlagt 2 saadanne, modvendte Ringe i Stemplet, hvorved dette slutter tæt i begge Retninger. Ved mindre

Stempler, saasom til Pumper, bør hver Ring være præsset af en plan Læderskive, men ved store Stempler, f. Ex. til Cylinderblæsere, er man nødsaget til at sammensy den af flere Stykker. Ringen imellem Læderkraverne skal hindre en for skarp Bøjning af Læderet, som derved snart vil slides itu. Denne Ring bør være af Metal for ikke at slide for meget paa Cylindren, og desuden bør den være trukket en Ubetydelighed tilbage for Læderets ydre Omkreds.

Foruden saadanne, med Pakning forsynede Stempler, haves ogsaa Dykkerstempler. Et saadant er et cylindrisk Legeme, som bevæger sig frem og tilbage i sin Længderetning, gaaende gjennem en Stoppebøsse i Cylinderdækslet.

Materialet er ved større Dimensioner oftest Støbejern og Stemplet støbes da hult. Mindre Stempler, som til smaa Fødepumper, gjøres massive af Smedejern, eller bedre af Staal, der giver en glattere og mere ensartet Overflade. Til Vædsker, der angribe Jernet, bruges Broncestempler, der enten kunne være hule eller, ved mindre Dimensioner, støbt fast om en Jernkjærne (der iforvejen er drejet ru og fortinnet).

Ere Dykkerstempler støbte hule, maa selvfølgelig Hulheden være helt aflukket fra Cylindrens.

Fig. 197 viser et Dykkerstempel i en hydraulisk Præsse. En Fødepumpe med Dykkerstempel er vist i 1ste Del, Fig. 138, Pl. VI.

Om Arbejdstabet ved Friktionen gjælder det, ligesom for Stoppebøsser, at Friktionen ved Hampepakning ikke lader sig beregne, og at den ved Læderpakning kan regnes efter Formlen

$$F = C \,.\, p \,.\, d.$$

Ofte er det bekvemmest, istedetfor F at faa angivet den tilsvarende Højde h_1 af Vædskesøjle. Kaldes nu den til Vædsketrykket svarende Trykhøjde H, haves, naar γ er Vægten af en Kubikfod Vædske, og h_1 og H udtrykkes i Fod:

$$H = \frac{144\,p}{\gamma} \quad \text{og} \quad h_1 = \frac{144\,F}{\gamma \cdot \frac{\pi}{4} d^2},$$

hvoraf

$$h_1 = \frac{4C}{\pi} \frac{H}{d} = k \frac{H}{d} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (95)$$

hvor k er en ny Konstant. Direkte Forsøg have givet $k = 0.03$ à 0.06 for Pumpecylindre af Bronce efter den Grad af Glathed, som var tilvejebragt, og $k = 0.1$ à 0.2 for Træpumper.

h) Cylindren.

Herved forstaaes i Almindelighed Beholdere, hvis indre Rum hovedsagelig har Cylinderform, og hvori et Stempel bevæger sig. Konstruktionen vil væsentlig afhænge af, om Stemplet er et skiveformigt Stempel, der med Pakning skal slutte tæt imod Cylindervæggen, der i saa Tilfælde maa være nøjagtig udboret, eller det er et Dykkerstempel, der som saadant ikke skal berøre Cylindervæggen, hvis Form i saa Tilfælde er mere vilkaarlig. Desuden retter Konstruktionen sig naturligvis efter Anvendelsen (Damp-, Pumpe-, Blæse- og Præssecylindre).

Materialet er sædvanligvis Støbejern, undertiden Bronce, navnlig ved Pumpecylindre, der arbejde med en Vædske, som vilde angribe Støbejernet.

Godstykkelsen afhænger i visse Tilfælde alene af Styrkehensynet, nemlig naar Trykket er meget stort, saasom ved hydrauliske Præsser. Men i de fleste Tilfælde, naar Trykket ikke er særdeles stort, gjøres Tykkelsen af forskjellige Grunde større end Styrkehensynet fordrer, saaledes for at faa en tæt og god Støbning, for at Cylindren ikke skal fjedre sig under Udboringen, for at den skal kunne udbores flere Gange, naar den ved Brugen er slidt urund og for at den ikke ved Transport o. lgn. skal slaaes istykker. Hensynet til Udboringen gjælder naturligvis ikke Cylindre med Dykkerstempel.

Cylindre, underkastede forholdsvis smaa Differenstryk. Ved Styrkehensynet faaes Formlen

$$\delta = \frac{pD}{2r} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (96)$$

hvor p er Trykket angivet i Pund pr. □″, D Diametren og δ Metaltykkelsen i Tommer, r Fiberpaavirkningen, som for Støbejern kan sættes = 4000 ℔.

Den derefter beregnede Tykkelse er imidlertid paa Grund af de ovenomtalte Hensyn som oftest for lille, hvorfor der

bruges empiriske Formler. For alle Dampcylindre og de fleste Pumpecylindre kan f. Ex. sættes

$$\delta = 0.77 + 0.01 D \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (97)$$

Cylindre med stort Differenstryk. Da Styrkehensynet er det bestemmende, kan (96) bruges, forudsat dog, at Metaltykkelsen endnu er lille, f. Ex. for $\delta \leqq 0.1 D$. Ved større Metaltykkelse er Formlen (96) ikke nøjagtig nok, idet Fibrene i Væggene ikke paavirkes ens, men stærkest indvendig, svagest udvendig, hvilket der ikke er taget Hensyn til i (96). En anden Formel maa altsaa dannes.

Lad Fig. 198 være Tværsnittet af en Cylinder, hvis Længde antages ubegrændset, ɔ: der tages ikke Hensyn til Endebundenes Indflydelse. Følgende Betegnelser indføres:

R = indre Radius i Tommer.
δ = Godstykkelsen i Tommer.
p = Trykket i Pund pr. □Tomme indeni Cylindren.
Det udvendige Tryk sættes = 0.

Et vilkaarligt, ringformigt Element paa Radius x vil dels sammentrykkes efter Radius af en vis (foreløbig ubekjendt) Kraft p_x og dels strækkes efter Tangenten af en anden ligeledes ubekjendt Kraft s_x, begge disse Kræfter regnede for Enhed af Areal. Elementet lider da følgende Formforandring:

Periferien $2\pi x$ forøges med $2\pi x\left(\frac{s_x}{E} + \frac{p_x}{mE}\right)$

og Radius x forøges med $x\left(\frac{s_x}{E} + \frac{p_x}{mE}\right)$.

Elementets Tykkelse dx formindskes med

$$dx\left(\frac{p_x}{E} + \frac{s_x}{mE}\right).$$

Elementets ydre Radius, som før var $x + dx$, bliver da

$$x\left(1 + \frac{s_x}{E} + \frac{p_x}{mE}\right) + dx\left(1 - \frac{p_x}{E} - \frac{s_x}{mE}\right).$$

Det konsekutive Element, hvis indre Radius før var $x + dx$, vil nu faa denne forøget med

$$(x + dx)\left(\frac{s_x + ds_x}{E} + \frac{p_x + dp_x}{mE}\right)$$

og dets indre Radius bliver altsaa nu

$$(x + dx)\left(1 + \frac{(s_x + d(s_x))}{E} + \frac{p_x + d(p_x)}{mE}\right).$$

Sammenhængen i Materialet skal imidlertid vedblive, der maa altsaa ikke komme Mellemrum imellem de 2 Elementer, saa at følgelig indre Radius for det sidste Element vedblivende skal være = ydre Radius for det første Element, altsaa faaes Ligningen

$$x\left(1 + \frac{s_x}{E} + \frac{p_x}{mE}\right) + dx\left(1 - \frac{p_x}{E} - \frac{s_x}{mE}\right)$$
$$= (x + dx)\left(1 + \frac{s_x + d(s_x)}{E} + \frac{p_x + d(p_x)}{mE}\right).$$

der kan sammentrækkes til

$$x\frac{d(s_x)}{E} + s_x\frac{dx}{E} + x\frac{d(p_x)}{mE} + \frac{p_x dx}{mE} = -\frac{p_x dx}{mE} - \frac{s_x dx}{mE} \quad (98)$$

Til Bestemmelsen af p_x og s_x som Funktioner af x udkræves imidlertid endnu en anden Ligning mellem p_x og s_x, som faaes paa følgende Maade:

Elementet AB, svarende til den uendelig lille Centrivinkel φ, paavirkes af Kræfterne $p_x \,.\, x\varphi$ paa den indre krumme Flade, $(p_x + dp_x) \,.\, (x + dx)\varphi$ paa den ydre krumme Flade, samt de 2 ligestore Kræfter $s_x\, dx$ ved Enderne, vinkelret paa Radierne. Disse, der ere de eneste ydre Kræfter paa Elementet, skulle holde hinanden i Ligevægt, altsaa haves

$$p_x x \,.\, \varphi - 2 s_x dx \,.\, \sin\frac{\varphi}{2} - (p_x + dp_x)(x + dx)\varphi = 0,$$

hvori man, da φ er uendelig lille, kan for $\sin\frac{\varphi}{2}$ sætte $\frac{\varphi}{2}$, hvorved

$$s_x = -p_x - x\frac{d(p_x)}{dx} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (99)$$

der er den søgte 2den Ligning mellem S_x og p_x. Den giver ved Differentiation

$$\frac{ds_x}{dx} = -2\frac{d(p_x)}{dx} - x\frac{d^2(p_x)}{dx^2}.$$

Ved at indsætte disse Værdier af s_x og $\frac{ds_x}{dx}$ i (98) faaes følgende Differentialligning i p_x

$$\frac{d^2(p_x)}{dx^2} + \frac{3}{x}\frac{d(p_x)}{dx} = 0,$$

sættes $\frac{d(p_x)}{dx} = y$, bliver

$$\frac{dy}{dx} + \frac{3}{x}y = 0$$

eller $$y = \frac{d(p_x)}{dx} = \frac{C_1}{x^3}$$

og $$p_x = C_2 - \frac{C_1}{2x^2}.$$

Konstanterne bestemmes ved Betingelserne

$$\begin{cases} x = R \\ p_x = p \end{cases} \quad \text{og} \quad \begin{cases} x = R + \delta \\ p_x = 0 \end{cases}$$

Herved bliver

$$C_1 = \frac{2pR^2(R+\delta)^2}{R^2 - (R+\delta)^2}; \qquad C_2 = \frac{pR^2}{R^2 - (R+\delta)^2}.$$

s_x kan nu ogsaa findes ved dens Relation med p_x, dog interesserer kun dens største Værdi svarende til $x = R$:

$$s_{\max.} = -C_2 - C_1\frac{1}{2R^2} = p\frac{(R+\delta)^2 + R^2}{(R+\delta)^2 - R^2} \quad .. \quad (100)$$

Denne Formel for $s_{\max.}$ kaldes Lamés Formel; den giver dog ikke den hele Fiberspænding, thi der findes desuden paa de samme Fibre Spændingen p efter Tangenten. Den hele Fiberspænding bliver følgelig ensgjældende med en Strækkekraft

$$= s_{\max.} + \frac{p}{m},$$

kaldes denne Spænding r, faaes

$$r = p\frac{(R+\delta)^2 + R^2}{(R+\delta)^2 - R^2} + \frac{p}{m},$$

hvoraf $$\delta = R\left[\sqrt{\frac{rm + p(m-1)}{rm - p(m+1)}} - 1\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (101)$$

det ses, at $p = r$ giver $\delta = \infty$, Materialet kan altsaa ikke med nogensomhelst Tykkelse modstaa et Vædsketryk, der overskrider r ℔ paa Kvadrattommen. Med $m = 4$ giver (101)

$$\delta = R\left[\sqrt{\frac{4r + 3p}{4r - 5p}} - 1\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (102)$$

og den ydre Radius:

$$\delta + R = R\sqrt{\frac{4r+3p}{4r-5p}} \quad \ldots\ldots\ldots (103)$$

Naar nu en Præsse skal give et vist Tryk P, kan det ske ved et mindre p og et større R eller omvendt, idet der kun skal haves

$$P = \pi R^2 . p.$$

Der kunde nu undersøges, hvad Værdi af p der gav den mindste udvendige Cylinderdiameter.

I (103) sættes paa højre Side $R = \sqrt{\frac{P}{\pi p}}$, hvorved

$$(R+\delta) = \sqrt{\frac{P}{\pi}\,\frac{4r+3p}{4rp-5p^2}}$$

og idet Minimum af $(R+\delta)$ søges ved Differentiation med Hensyn til p findes

$$p = -\tfrac{4}{3}r \pm \sqrt{\frac{128}{45}r^2}.$$

Nederste Fortegn forkastes og øverste giver

$$p = 0.355r,$$

der atter, indsat i (103), giver

$$\delta + R = 1.5R \quad \text{eller} \quad \delta = 0.5R.$$

Det skulde altsaa være fordelagtigst, at have Vædsketrykket lidt større end $\frac{1}{3}$ Gange Materialets Sikkerhedsspænding og Godstykkelsen = Halvdelen af den indre Radius.

Ved hydrauliske Præsser, saasom til Olieprøsning, bruges gjerne større Vædsketryk, f. Ex. $p = 5000$ à 8000 ℔ og Godstykkelsen $\delta = R$ (f. Ex. $\delta = R = 6''$). Dette vil svare henholdsvis til $r = 9600$ og $r = 15300$ ℔, altsaa langt mere end man ellers byder Støbejern.

Fuldt saa stor bliver Spændingen rigtignok ikke paa Grund af det Sammenhold, som Bunden og som Cylindrens Forlængelse op over Stoppebøssen giver, men dog er som oftest Elasticitetsgrændsen overskreden ved saadanne Præssecylindre, hvilket viser sig ved, at de briste efter længere eller kortere Tids Forløb. Det svageste Sted paa dem er iøvrigt Overgangen fra Sider til Bund; dette Sted afrundes derfor godt, ofte saaledes, at Bunden gjøres halvkugledannet, som Fig. 197 viser.

2. Ledekurver.

Ledekurver bruges som Middel til at overføre Bevægelse, naar der forlanges at Hastigheden skal variere efter en given Lov. Ledekurvernes Form kommer da til at afhænge af denne Lov. Der kan enten anbringes 2 hinanden rørende Ledekurver, den ene paa den drivende, den anden paa den drevne Maskindel, eller kun én Ledekurve i Berøring med et Punkt eller en Rulle paa den anden Maskindel.

Konstruktionen af Kurvernes Form er i Reglen simpel. I mange Tilfælde kan man henholde sig til, hvad der er sagt om Tandhjul, der jo netop virke paa hinanden ved Ledekurver. Iøvrigt anvendes lettest Princippet for den relative Bevægelse, idet den Maskindel, hvis Ledekurve skal konstrueres, tænkes stillestaaende, medens den anden tænkes at udføre baade sin egen Bevægelse og tillige den førstes Bevægelse i modsat Retning. Dens Ledekurve, Lederulle eller Punkt vil da indhylle eller beskrive Ledekurven for den Del, der tænktes fastliggende.

Følgende Exempler skulle tjene til nærmere at belyse Methodens Anvendelse.

En Stang AB (Fig. 199) skal bevæges med konstant Hastighed et Stykke AA_4 op og ned for hver Omdrejning af Axlen C, der drejes med konstant Hastighed i Pilens Retning. Axlen tænkes her stillestaaende, medens Stangen bevæger sig fra A til A_4 og samtidig drejes $\frac{1}{2}$ Gang om C i modsat Retning af Pilen. AA_4 deles i et vilkaarligt Antal (4) ligestore Dele, Halvcirklen over Aa_4 i samme Antal Dele, Cirkelbuerne $A_1A'_1$, $A_2A'_2$ .... $A_4A'_4$ beskrives, og derved faaes Kurven AA'_1 .... A'_4. Det ses let, at denne Del af Ledekurven er en arkimedisk Spiral. Den anden Halvdel af Ledekurven, svarende til Stangens Tilbagegang, bliver selvfølgelig symmetrisk dermed. Det er herved forudsat, at Stangen med et Punkt A berørte Ledekurven; herved faaes naturligvis betydeligt Slid og Friktion, som undgaaes ved at forsyne Stangen med en Lederulle. Denne maa da anbringes saaledes, som den punkterede Cirkel i Fig. 199 viser, med Centrum i A, og Ledekurven bliver da ikke den nys fundne, men en Parallelkurve dertil, i Afstanden = Lederullens Radius derfra, saaledes som den punk-

terede Kurve viser. Herved er dog at mærke, at Ledekurverne for Skivens 2 Halvdele krydse hinanden ved A'_4; sædvanlig kunne dog disse smaa Ender bortkastes, idet den derved fremkommende Unøjagtighed er meget lille, navnlig naar Ledeskivens Radius ikke er for stor. Ved A, hvor Ledekurverne for de 2 Halvdele ikke naa sammen, fremkommer derimod ingen Fejl, naar kun det manglende Stykke af Skivens Omkreds trækkes saa langt tilbage, at det ikke indvirker paa Rullens Bevægelse.

Apparatet kaldes Hjærteskiven og bruges f. Ex. i Spinderier til at bevirke en ensformig Opvikling paa Spolerne.

Her var det antaget, at Stangen kun skulde løftes, men at den ved en ydre Kraft trykkedes ned mod Ledeskiven. Skal Stangens Bevægelse være fuldstændig bundet til at styres af Skiven, uden at der stoles paa en saadan ydre Kraft, maa begge Parallelkurver, baade den indre og den ydre, bruges. Skiven gjøres da plan og forsynes med en Fure, hvis Begrændsning er formet efter disse Parallelkurver (Fig. 200) og hvori Lederullen bevæger sig.

Dersom Stangens Bevægelsesretning ikke gaar gjennem Axlens Centrum, vil Formen af Ledekurven blive en anden, og navnlig ophører den at være symmetrisk. Fig. 201 viser et saadant Tilfælde. Saavel Axlen som Stangen antages at have konstante Hastigheder. Konstruktionen sker efter samme Princip som før, idet Stangen antages at udføre den foreskrevne Bevægelse og samtidig at dreje sig om C. Er da f. Ex. A kommet til A_3, skal Radien CA tænkes drejet til Stillingen Ca_3; b_3 er da kommet til b'_3 og A_3 til A'_3, idet $A'_3 b'_3 = A_3 b_3$, og saa fremdeles. Ogsaa her kan selvfølgelig en Lederulle i Forbindelse med Parallelkurverne bruges.

Skal den frem- og tilbagegaaende Bevægelse ikke ske vinkelret paa Omdrejningsaxen, men parallel med denne, bliver Ledekurven ikke plan, men kommer til at ligge paa Omkredsen af en Cylinder. Fig. 202 viser et Exempel herpaa, nemlig en Stang, drejelig om et fast Punkt, og styret i sin Bevægelse ved en Tap A eller en Rulle, der indgriber i en Rille paa Omkredsen af en cylindrisk Valse. Er Loven for Bevægelsen given, kan Rillens Form let bestemmes ved at udfolde Valsens Overflade og lade det styrede Punkt, resp. Valsens eller Rullens

Centrum, baade udføre sin egen Bevægelse og samtidig bevæge sig vinkelret paa Frembringernes Retning med en Hastighed lig og modsat Valsens Periferihastighed. Derved faaes Udfoldning af Rillens Midtlinie, og Parallelkurverne hertil i Afstande = Tappens eller Rullens Radius give Udfoldningen af Rillens Begrændsning. Mekanismen bruges f. Ex. ved visse Symaskiner til at frembringe den særegne Bevægelse, som Naalestangen skal have.

Det ses let, at hvis Rillen paa et Stykke er cirkulær, d. v. s. er et plant Snit vinkelret paa Frembringerne, vil hertil svare Stilstand af Stangen; er Rillen paa et Stykke formet som en Skruegang, faar Stangen derved konstant Hastighed, og hvis Rullen er elliptisk, altsaa et plant Snit i Cylindren, vil Stangen faa samme Bevægelse som ved en Krumtap med uendelig lang Plejlstang, og Radius til Krumtapbanen = Projektionen af Ellipsens halve store Axe paa Cylindrens Axe. Lad nemlig (Fig. 203) AB være Rillen, og lad Cylindren dreje sig en Vinkel α, saa vil det styrede Punkt, naar det oprindelig stod i A, være flyttet et Stykke $a'A'$. Men naar γ er den Vinkel, som Planen AB danner med Snittet vinkelret paa Frembringerne, saa haves

$$a'A' = Aa' \operatorname{tg} \gamma,$$

men $$Aa' = Aa_0 = r(1 - \cos \alpha),$$

hvor r er Cylindrens Radius. Men derved bliver Stangens Bevægelse

$$a'A' = r \operatorname{tg} \gamma (1 - \cos \alpha)$$

eller if. (80) den samme, som om den styredes af en Krumtap med Radius $r \operatorname{tg} \gamma$, hvilket netop er Projektionen af Ellipsens halve store Axe paa Omdrejningsaxen.

En Krumtapbevægelse kan ogsaa kombineres med Ledekurver, og derved Loven for Bevægelsen blive en anden end den almindelige Krumtaps. Fig. 204 viser en Krumtap med en retliniet Ledning. Bevægelsen følger her den samme Lov, som gjælder for en uendelig lang Plejlstang, hvilket let indses. Ved en krumliniet Ledning faaes Bevægelse efter andre Love. Fig. 205 viser exempelvis en Form, der giver konstant Hastighed paa Stangen. Formen findes, saaledes som det fremgaar af Figuren, ved at tænke sig Stangen stillestaaende og Vortetappens Cen-

trum udførende baade sin egen Bevægelse og Stangens Bevægelse i modsat Retning. Til den saaledes fundne Kurve, der er Vortetapscentrets relative Bane i Forhold til Stangen, tegnes derefter 2 Parallelkurver i Afstande = Vortetapsradien; disse Kurver ere da Rillens Begrændsning. Stangens Vandring er forudsat mindre end Vortetapsbanens Diameter; bliver den lig dermed, ville Punkterne a_1 og a_2 falde sammen, og bliver den større, ville Kurvens øvre og nedre Del krydse hinanden i 2 Punkter. Kurvens Form findes i alle disse Tilfælde paa samme Maade, og ligeledes hvis der ønskes en anden Lov for Stangens Bevægelse end den, der her er forudsat.

En særlig Anvendelse af Ledekurver er til at løfte en Maskindel og slippe den igjen, saa at den falder ned enten ved sin egen Vægt alene, eller tillige ved Fjedre, som spændes under Løftningen. Hertil høre Bevægelsen af Stampere og visse Slags Hamre.

Stampere ere lodretstaaende Stolper, tilbørligt styrede, og forsynede med en Arm A (Fig. 206), hvorved de løftes. Mod denne Arm virke Ophæverne O, der sidde paa den omdrejende Axel. Der forlanges i Almindelighed, at Stamperen skal løftes med konstant Hastighed, hvorved Ophæverne komme til at virke paa Armen ligesom Tænderne paa et Drev indgribende i Tandstang; Armens Underside gjøres plan, og Ophæverne formes efter Cirkelafviklere.

Armens Underkant lægges lige ud for Axen, naar Stamperen er i sin nederste Stilling; den afviklede Cirkel vil da netop faa Radius CB og Røring finder altid Sted i Armens yderste Punkt B. Ved Igangsætningen sker der et Stød, idet Stamperen pludselig skal sættes i Bevægelse; derfor maa Hastigheden ikke være for stor (1′ pr. Sec.). Antallet af Ophævere for hver Stamper maa ikke være større end at Stamperen med Sikkerhed er faldet ned, før den næste Ophæver kommer til Virkning. Er Hastigheden = v, Løftehøjden h, vil der aabenbart medgaa

til Løftning Tiden $t_1 = \frac{h}{v}$

til Fald Tiden $t_2 = \sqrt{\frac{2h}{g}}$.

Det Antal Slag S, som kan gjøres pr. Minut, vilde derefter blive $\frac{60}{t_1 + t_2}$, men da der altid medgaar noget mere Tid end paaregnet, dels paa Grund af Friktionen og dels fordi Stamperne slippes med Hastigheden v opad, maa der regnes nogen Tid til Forsinkelser og til Hvile mellem Slagene, ca. $\frac{1}{10}$ af den hele Tid, altsaa 6 Sec. pr. Minut. Formlen bliver da

$$\text{Antallet af Slag } S = \frac{54}{t + t_1} = \frac{54}{\frac{h}{v} + \sqrt{\frac{2h}{g}}} \quad (104)$$

Drives flere Stampere fra samme Axel, forsættes Ophæverne for hinanden saaledes, at aldrig 2 Stampere begynde samtidig paa deres Løftning.

Arbejdstabet ved Friktionen mellem Arm og Ophæver kan let beregnes. Er der, siden Stamperen begyndte at løftes, drejet en Vinkel φ, vil Løftningen være $r\varphi$ og ved en yderligere Drejning $d\varphi$ gjennemløber Friktionen Vejen $r\varphi d\varphi$. Friktionens hele Vej under Løftningen $r\varphi_{\max.} = h$ bliver

$$s = \int_0^{\varphi_{\max.}} r\varphi d\varphi = \frac{r\varphi^2{}_{\max.}}{2} = \frac{h^2}{2r}.$$

Idet Trykket er konstant = Stamperens Vægt Q, bliver Friktionens Arbejde $= \mu Q \frac{h^2}{2r}$ og Friktionen reduceret paa Modstandens Bane

$$F = \mu Q \frac{h}{2r} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (105)$$

Hertil kommer endnu Friktionen imellem Stolpen og dens Ledning, som selvfølgelig er desto større jo længere Armen er.

Ved visse Arter af Hamre bruges en ganske lignende Mekanisme, kun udelades Armen, og der anbringes en Slidse paa Hammeren, hvori Ophæveren kan gaa ind og virke mod dens øverste vandrette Flade. Desuden adskille disse Hamre sig fra Stamperne derved, at de bevæges med meget større Hastighed, hvorfor de ogsaa gaa et kjendeligt Stykke op endnu, efterat de ere slupne af Ophæveren. Denne Bevægelse opad begrændses ved et elastisk Anslag, saakaldet Prel, som sammentrykkes og

derefter ved sin Udvidelse fremskynder Hammerens Nedgang. Herved bliver det muligt at faa udført et stort Antal Slag pr. Minut.

Fig. 207 viser en anden Bevægelsesmaade for Hamre, navnlig saadanne, som drives ved Vandkraft. Axlen *A* har Ophævere, som gribe paa Beslaget *B*. Hammeren drejer sig om Tappene *C*. Ophæverne og den Flade af Beslaget, som de berøre, maa her formes ganske efter de samme Regler som Tandhjuls Tænder, man kan f. Ex. gjøre Beslagets Overflade plan, og forme Ophæveren efter en Epicykloide. Ogsaa her er i Reglen saa stor Hastighed, at Hammeren paa Grund deraf vilde gaa et betydeligt Stykke videre efterat den er sluppet af Ophæveren, hvorfor der anbringes Prel, *P*, til at kaste den tilbage, saa at et stort Antal Slag kan opnaaes.

Dele, der tjene til at indlede, standse eller forandre Bevægelsen.

1) Igangsætning og Standsning.

Det er ofte, at en Maskindel eller en Maskine skal staa stille eller gaa med, medens Kraftmaskinen, hvorfra Bevægelsen kommer, vedbliver at gaa. Til dette Øjemed bruges efter Omstændighederne flere forskjellige Midler.

a) Koblinger. Alle de tidligere omtalte udløselige Koblinger kunne bruges hertil. Nogle af dem, saasom Tandkoblingerne Fig. 75 og 77 samt Friktionskoblingerne Fig. 78 og 79, kunne bruges til Ind- og Udrykning under Gangen, ved andre, saasom Fig. 76, maa Maskineriet standses, ialtfald naar Forbindelsen skal iværksættes, hvorimod der muligvis kan udrykkes under Gangen, naar der kun haves Kraft nok til at overvinde Friktionen mellem Koblingsstykkerne.

Til Forandring af Bevægelsens Retning kan ogsaa bruges Kobling, f. Ex. som Fig. 208 viser. Axlen *A* bærer 2 koniske Tandhjul, som sidde løse derpaa, og som begge indgribe i samme Hjul paa Axlen *B*. Deres Nav have Tænder som en Tandkobling og kunne derved bringes i Indgribning med Koblingsstykket *C*, som kan forskydes langs Axlen, men ikke omdrejes uden at tage Axlen med.

Naar det ovenfor nævntes, at Indrykning under Gangen kunde ske ved visse Tandkoblinger, gjælder dette dog kun under Forudsætning af, at det er en let Bevægelse, der overføres, thi ellers bliver Stødet, som ledsager Igangsætningen, meget stærkt. Dette gjælder iøvrigt om alle den Slags Midler til Igangsætning, ved hvilke den igangsatte Maskine tvinges til

pludselig at antage den hele Hastighed. Ved Friktionskoblinger bortfalder Vanskeligheden ved Igangsætningen, idet Maskinen først lidt efter lidt faar sin Hastighed, medens der sker Glidning mellem Koblingsstykkerne, saa længe den fulde Hastighed endnu ikke er naaet.

b) Med Tandhjul kan Standsning og Igangsætning udføres ved Forskydning af et Hjul langs sin Axel eller ved Forskydning af selve Axlen med det derpaa siddende Hjul.

Forskydning af Hjulet paa Axlen kan ske paa samme Maade, som Forskydning af en udløselig Koblings bevægelige Del. Fig. 209 viser en anden Maade, der bruges ved mange Møllekværne. Drevet *D* paa den Axel, der skal standses, kan skrues ivejret ved en Møttrik paa den skrueskaarne Axel. Et Hylster *h* er indskudt mellem Hjulet og Møttrikken. Axlen maa naturligvis have en Fjeder, der indgriber i Hjulets Not, og denne Fjeder bør ogsaa hindre Hylstret *h* i at dreje sig. Maskineriet maa selvfølgelig staa stille, baade under Ind- og Udrykningen.

Forskydning af Axlen med det derpaa siddende Tandhjul bruges meget ved Ophejsningsapparater. Fig. 210 viser, hvorledes det kan ske. Axlen *A* har Tapperne saameget længere end de tilsvarende Lejer, som det Stykke udgjør, den skal flyttes. Fallen *B* hindrer Axlen i at forandre Stilling i Utide, idet den med sin Vægt hviler i en Inddrejning paa Axlen. Skal denne flyttes, maa Fallen først løftes, hvorpaa Axlen forskydes, og Fallen lægges ned i en anden af Inddrejningerne, som da er kommen for. Paa Figuren er Axlen indrettet til at indtage 3 bestemte Stillinger; i den midterste Stilling er der Stilstand, medens der i Stillingen tilvenstre er Indgribning mellem Hjulene *C* og *D*, i den tilhøjre mellem *E* og *F*, svarende til henholdsvis en mindre og en større Hastighed for den drevne Axel.

Fig. 211 viser en anden Maade, hvorpaa Axlen kan holdes i sin Stilling, nemlig ved et Slags omvendt Pendul.

c) Hvor Remme og Remskiver bruges, sker Igangsætning og Standsning let paa den tidligere omtalte Maade ved at flytte Remmen fra en fast til en løs Remskive eller omvendt.

Forandring af Bevægelsens Retning sker ved at bruge baade en krydset og en aaben Rem, der flyttes samtidig, saaledes at i en Midtstilling ligge de begge paa løse Remskiver, og i Yderstillingerne ligger den ene eller den anden af dem paa en fast Skive, den anden paa en løs.

En anden Udløsningsmaade er ved en Strammerulle, som kan trykkes ind mod Remmen eller fjernes derfra. Det bruges til Ophejsning og Nedfiring af Byrder i Fabrikker og Pakhuse. Ophejsning sker ved at trykke Rullen stramt nok mod Remmen, Nedfiringen ved at trykke den mindre stramt til, saa at Remmen kan glide paa Skiven, men dog med saamegen Friktion, at Byrden ikke synker med for stor Fart.

d) Friktionsskiver kunne ligeledes bekvemt udløses ved at fjernes lidt fra hinanden, saa at Trykket imellem dem ophører eller ialtfald formindskes tilstrækkeligt. Det anvendes paa lignende Maade til Ophejsning og Nedfiring, som Remme med Strammerulle.

Remme saavelsom Friktionsskiver give ligesom Friktionskoblinger Igangsætning uden Stød, idet der sker Glidning saalænge, til den hele Hastighed er naaet.

2) Spærring.

Herved forstaaes at standse en Bevægelse, eller at hindre en Bevægelse i at fremkomme, paa den Maade, at der sættes en absolut Hindring for Bevægelsen. Standsningen vil altsaa komme til at ske pludselig, d. v. s. der vil fremkomme et Stød.

Spærhjul og Spærhage (Fig. 212) kunne bruges til pludselig Standsning, men da denne vil blive ledsaget af et stærkt Stød, bruges Mekanismen ikke saa meget til Standsning, som derimod til at hindre Tilbagegang, navnlig ved Ophejsningsmaskiner, hvor da Bevægelse i Pilens Retning naturligvis svarer til Byrdens Ophejsning. Ophører Kraften, kan Byrden ikke gaa mere tilbage, end i det højeste hvad der svarer til Tændernes Stil. Der kan anbringes flere Spærhager i samme Hjul, enten saaledes at de samtidig slaa imod Hjulets Tænder og dele Stødet imellem sig, eller saaledes at kun en ad Gangen møder en Tand; denne faar da hele Stødet, men dette bliver ikke

saa stærkt, da den Tilbagegang, der i det højeste kan ske, før Hagen kommer i Bund, er Stilen divideret med Spærhagernes Antal.

Formen og Stillingen af Tænderne tages saaledes, at Normalen *an* til Tændernes Forflade falder imellem Hjulets Centrum og Spærhagens Omdrejningspunkt. I saa Tilfælde vil nemlig Trykket ikke have nogen Tilbøjelighed til at kaste Spærhagen af. Lægges derimod *C* paa samme Side af *an*, som Hjulets Centrum, vil Trykket mellem Spærhage og Hjultand stræbe at dreje Hagen ud af Indgribning. Dog vil i saadant Tilfælde Friktionen endnu kunne hindre Bevægelsen, naar Vinklen mellem *aC* og *an* er mindre end Friktionsvinklen.

Spærhjul og Spærhage kunne ogsaa bruges til at frembringe Bevægelse, og kaldes i saa Tilfælde ofte Klinkhjul og Klinkhage. I Fig. 213 faar Hjulet en stødvis Drejning ved Klinkhagen *k*, der modtager sin Bevægelse fra den frem- og tilbagegaaende Stang *A*. Spærhagen *s* hindrer en Drejning til modsat Side under Klinkhagens Tilbagegang.

Fig. 214 viser en anden Form af Hage og Hjultænder. Hagen kan her slaas om, saa at Hjulet efter Behag kan faaes omdrejet i Pilens Retning eller i den modsatte.

Der kan ogsaa indgribe flere Klinkhager i samme Hjul, og derved kan dette bringes til at dreje sig et mindre Stykke end Stilen for hvert Stød.

Fig. 215 viser 3 Klinkhager, der ved Stangen *A*'s Bevægelse dreje Hjulet $\frac{1}{3}$ af Stilen for hver Dobbeltsvingning af *A*. Herved opnaas altsaa samme Bevægelse som ved at give Hjulet større Tandantal.

Istedetfor Hage indgribende i Tænder bruges undertiden Friktion, idet Delene, som berøre hinanden, faa en saadan Form og Beliggenhed, at ved Omdrejning i den ene Retning vil den fremkomne Friktion formindske Trykket imellem dem, medens Drejning i modsat Retning bringer dem til at presse sig fastere sammen og altsaa give desto større Friktion, jo større Kraft der virker.

Fig. 216 viser en saadan Friktionsspærring. Skiven *C* kan frit dreje sig i Pilens Retning, men ved Omdrejning i den modsatte Retning klemmer Excentriken *B*, der er drejelig om *A*,

fast imod Skivens Omkreds. Betingelsen for, at der skal finde Spærring Sted, er, at Normalen til Omkredsen i Berøringspunktet danner en Vinkel med Radien Ap, der er mindre end Friktionsvinklen. Paa Berøringspunktet kan Trykket let blive meget stort, og da selve Stedet er lille, (theoretisk en enkelt Frembringer) vil Materialet snart ødelægges, navnlig for Excentrikens Vedkommende, da denne stadig modtager Trykket paa samme Sted.

Denne Ulempe undgaaes ved Friktionsspærringen Fig. 217, hvor Friktionen frembringes mellem Klodsen K og Skivens Omkreds. Denne Konstruktion har imidlertid den Ulempe, at den, for at blive virksom, maa have saa smaa Vinkler mellem Ca og henholdsvis Cb og ba, at $Cb + ba$ kun bliver lidt større end Ca, hvorved der bliver Fare for, at den, naar Delenes Længde er forandret lidt ved Sliddet, kan svigte derved, at Punktet b slaar om paa den anden Side af Linien Ca.

Endnu et Exempel paa en Friktionsspærring frembyder Koblingen i Otto og Langens atmosfæriske Gaskraftsmaskine, hvis Axel, som omtalt i 1ste Del, drives af Stemplet under dettes Nedgang, men er udløst derfra under Opgangen. Fig. 218 viser denne Kobling. S er Stempelstangen, som driver Tandhjulet T, der sidder løst paa Axlen A. Tandhjulsringens Inderside har fire spiraldannede Flader, indenfor hvilke sidde Kilestykkerne k, og mellem disse og Spiralfladerne er der smaa Staalcylindre. Kilestykkerne slutte sig til den cylindriske Skive C, som er fastkilet paa Axlen. Naar nu Tandhjulets Bevægelse foregaar i Pilens Retning, vil der være en Bestræbelse til at formindske Afstanden mellem Kilestykkerne og Spiralfladerne, der udøves da et stort Tryk paa Rullerne og ligeledes mellem K og Skiven C, hvorved Axlen tages med. Gaar Tandhjulet derimod rundt i modsat Retning, eller staar det stille, medens Axlen vedbliver at løbe i Pilens Retning, ophører Trykket strax. Spiralfladernes og Kilernes Stigning maa være saa lille, at den fremkomne Friktion virkelig kan hindre Glidning. Betingelsen herfor findes lettest ved først at tænke sig Radius uendelig stor, der faas da simpelthen Skraaplaner, og Betingelsen er da, at Tangens af Stigningsvinklen skal være $\leqq$ Friktionskoefficienten. Idet nu ikke Radius er uendelig stor, bliver Forholdet dog

væsentlig det samme, kun at Rullernes Centra, hvorpaa Kraften virker, ligger paa en større Radius end Friktionen paa Omkredsen af C. Tangens af Stigningsvinklen for den til en Rulles Centrum svarende Spiral maa da være $\leqq$ Friktionskoefficienten gange Forholdet mellem Radierne til Skiven C og til det betragtede Punkt af Spiralen.

3) Bremsning.

Herved forstaas Opvækkelse af en Modstand, sædvanlig en Friktionsmodstand, som under den fortsatte Bevægelse konsumerer Arbejde. Bremsningen kan have til Hensigt at fremskynde en Maskines Standsning, enten efter at Bevægkraften er ophørt, i hvilket Tilfælde Friktionen kun skal konsumere den levende Kraft, som Maskineriet indeholder, f. Ex. ved Bremsning af et Jernbanetog, eller den kan bevirke Standsning, uden at Bevægkraften er ophørt, i hvilket Tilfælde den foruden Maskineriets levende Kraft tillige skal konsumere den Arbejdsmængde, som den bevægende Kraft vedblivende udvikler, saalænge Bevægelsen ikke er ganske ophørt. Det er f. Ex. Tilfældet ved Vindmøller. Endelig kan den tjene til at holde Hastigheden konstant, saaledes ved Nedfiring af Byrder eller en Vogns Nedkjørsel ad en stejl Bakke, hvor det da gjælder om at afpasse Friktionen saaledes, at den netop kan konsumere Arbejdet, efterhaanden som det udvikles.

Bremsetrykket udøves i Reglen paa Omkredsen af en roterende Skive, Bremseskiven. Efter Maaden, hvorpaa Trykket udøves, inddeles Bremserne i flere Slags. De vigtigste ere:

a) Bakkebremsen, Fig. 219. Den virker ved en Klods, sædvanlig af Træ, som trykkes mod Skiven ved en Vægtstang. Er Friktionskoefficienten bekjendt, vil man let kunne beregne, hvor stort et Tryk der skal udøves paa Vægtstangen, for at holde Ligevægt med en given Kraft, dog maa herved mærkes, at naar Vægtstangens Omdrejningspunkt C (som i Figuren) ikke ligger i Tangenten til Skiven i Røringspunktet, kommer Friktionen til at virke paa en lille Vægtstangsarm r, og derved forøges Bræmsetrykket, hvis Omdrejningen sker i Pilens Retning, hvorimod Trykket vilde formindskes derved, naar Bevægelsen skete i modsat Retning. Lægges Vægtstangens Omdrejnings-

punkt C over paa den modsatte Side af Tangenten, f. Ex. som antydet ved de punkterede Linier, finder det modsatte Sted.

Ved en enkelt Bremseklods belastes Axlen og dens Tapper, hvilket undgaas ved Indretningen Fig. 220, hvor der haves to Klodser, som tilspændes samtidig, saa at Axlen kun vrides. Omdrejningspunkterne C_1 og C_2 ere lagte i Tangenterne til Røringspunkterne for at skaffe samme Forhold tilveje ved begge Bremseklodser.

b) Baandbremser. De bruges meget ved Spil, Kraner og andre Ophejsningsmaskiner, fordi de paa simpel Maade kunne give et stort Bremsetryk ved Anvendelse af en lille Kraft. Skiven er omviklet med et bøjeligt Jern- eller Staalbaand, der dog ikke gaar en hel Gang deromkring, og hvis Ender begge fæstes til Vægtstangen (Fig. 221 og 222), hvormed der bremses, eller ialtfald fæstes den ene Ende dertil, den anden til et fast Punkt (Fig. 223).

Til Beregning af Baandets Spændinger, naar Glidning netop skal være hindret, kan benyttes Formel (37)

$$P = pe^{\mu\varphi},$$

hvor φ er den af Baandet omviklede Bue, P og p Kræfterne, der virke henholdsvis i den stærkest og i den svagest spændte af Baandets Ender, alt under Forudsætning af, at Baandet ikke er strammet stærkere, end det behøves for at holde Ligevægt med Modstanden F paa Skivens Omkreds. Denne Modstand vil da være

$$F = P - p = p(e^{\mu\varphi} - 1).$$

Idet nu F kjendes, kan heraf p og P beregnes. Ved Konstruktionen Fig. 221, hvor p virker paa en Arm a og P paa Armen b, medens Kraften K, hvormed der bremses, virker paa Armen l, faaes

$$Kl = pa + Pb. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (106)$$

Ved Fig. 223, hvor den ene Ende af Baandet er fæstet til et fast Punkt, bør det altid være den svagest spændte Part, hvorpaa der virkes med Vægtstangen, da man derved opnaar en stærkere Bremsning med samme Tryk paa Haandtaget end ved at virke paa den stærkest spændte Part. Man faar for dette Tilfælde

$$Kl = pa. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (107)$$

Ved Fig. 222 faaes

$$Kl = pa - Pb, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (108)$$

man kan altsaa her let faa K saa lille, det skal være, altsaa bremse meget kraftigt med et lille Tryk paa Haandtaget. Bremsen kaldes Differentialbremsen. K kan endog blive 0 eller negativ, d. v. s., Bremsen vilde, selv uden Kraft K, spænde sig selv til, hvad man selvfølgelig maa vogte sig for ved Konstruktionen.

Ved alle Baandbremser vil det Forhold finde Sted, at Baandet ved Sliddet bliver længere, hvilket atter bevirker, at Vægtstangens Stilling, naar Bremsen er spændt til, bliver en anden efter nogen Tids Forløb, end den var strax. Derved forandres ogsaa a og b (der naturligvis maales vinkelret paa Baandparterne) og altsaa Bremsens Virkning, navnlig naar a og b ere korte, og naar de tilmed afvige meget fra Forbindelseslinierne mellem Vægtstangens Omdrejningspunkt og Baandets Angrebspunkter. Mindst bliver Fejlen, naar de nævnte Forbindelseslinier fra først af kun afvige lidt fra at staa vinkelret paa Baandparterne, naar Bremsen er spændt til, og navnlig Afvigelsen er saadan, at den vil formindskes naar Baandet bliver længere.

Af andre Slags Bremser skal nævnes Persen, Fig. 224, som bruges i Vindmøller til at bremse Vindfangets Axel. Den virker i Reglen paa den afrettede Omkreds af Hathjulet, og bestaar af en Række Træstykker, der indbyrdes ere forbundne ved Led, dannede af Smedejernsskinner. Den ene Ende af Perseringen er fæstet til en Bjælke, den anden paavirkes af en Vægtstang l. En Knast k holder Perseringen i en passende ringe Afstand fra Skiven, naar den ikke er spændt til.

Maskindele, som tjene til at gjøre Bevægelsen jevn.

De i forrige Afsnit omtalte Dele skulde nærmest tjene til dermed efter Behag at forandre Hastigheden; i Modsætning hertil tjene de Dele, som nu skulle omtales, til at holde Hastigheden saavidt mulig konstant, selv om baade Kraft og Modstand variere. Dette kan opnaas ad flere Veje og navnlig bemærkes:

Betingelsen for, at Hastigheden skal forblive konstant, er, at den udviklede Arbejdsmængde til enhver Tid er lig den forbrugte, og det vilde altsaa være tilstrækkeligt at sørge for, at dette fandt Sted. Det er imidlertid umuligt at opnaa dette i Praxis, da Kraft og Modstand i Reglen variere uafhængigt af hinanden, hver efter sin Lov, og Modstanden som oftest tilmed paa uregelmæssig Maade. Opgaven deles derfor i to andre, idet man dels sørger for, at de Hastighedsvariationer, som man ikke kan hindre, foregaa saa jevnt som muligt og saa langsomt som muligt, og dels sørger for, at Hastighedsvariationerne ikke overskride, hvad der kan taales i det paagjældende Maskineri.

Til Opnaaelsen af disse Øjemed kan bruges:

a) Modvægte. Overskuddet af udviklet Arbejde anvendes til at løfte en Vægt. Naar Modstanden varierer saaledes, at den i Løbet af en vis Periode begynder med at være større end den bevægende Kraft, og siden bliver mindre end denne, kunne Modvægte bruges, saaledes at disse løftes, medens Modstanden er lille, og siden, naar Modstanden bliver stor, sænkes igjen og afgiver det Arbejde, som de modtoge under Løftningen. Der indvirkes herved hverken paa det udviklede eller det forbrugte Arbejde i Perioden, men det er kun Forde-

lingen af Arbejdet over Perioden, der reguleres, saaledes at Hastigheden voxer eller aftager jevnt, men om Hastigheden er større eller mindre ved Slutningen af Perioden end ved Begyndelsen, eller specielt ligestor dermed, har Modvægten ingen Indflydelse paa, det maa der sørges for paa anden Maade.

2) Svinghjul. Overskuddet af Arbejde ophobes i Skikkelse af levende Kraft i Hjulringen under den Del af Perioden, hvor den bevægende Kraft har Overvægten, og under hvilken derfor Hastigheden er voxende, og afgives igjen, naar Modstanden atter faar Overvægten over Kraften, hvorved Hastigheden formindskes. Svinghjulet kan ikke hindre Hastigheden i at variere, thi det er kun ved Forandring i Hastighed, at det optager eller afgiver levende Kraft, men er Hjulringens Masse og Hastighed store, vil der kun udfordres en ubetydelig Hastighedsforandring, for at der enten skal optages eller afgives store Mængder af levende Kraft, og altsaa af Arbejde.

Som Følge heraf opnaas der ved Svinghjulet, at Hastighedsforandringerne indenfor den betragtede Periode blive smaa selv ved betydelig Variation af Kraft og Modstand. Derimod har Svinghjulet ingen Indflydelse paa, om Hastigheden ved Periodens Slutning er større eller mindre end ved dens Begyndelse, det vil alene bero paa, om den af Kraften i Løbet af Perioden udviklede Arbejdsmængde er større eller mindre end den af Modstanden forbrugte, og navnlig ville de to Hastigheder kun blive ligestore, naar der paa anden Maade er draget Omsorg for, at den udviklede og forbrugte Arbejdsmængde for hele Perioden ere ligestore. (Er dette derimod ikke Tilfældet, er f. Ex. Kraften stadig større end Modstanden, vil Svinghjulet ikke kunne hindre Hastigheden i at voxe saa meget, det skal være.)

3) Regulatorer. Disse skulle sørge for, at Kraft og Modstand afpasses efter hinanden. Oftest sker det saaledes, at Kraften afpasses efter Modstanden, idet Regulatoren forøger Kraften, naar Hastigheden begynder at aftage, og formindsker den, naar Hastigheden begynder at voxe. Regulatoren sættes altsaa først i Virksomhed, naar Hastigheden allerede har varieret, men deraf følger, at den ikke kan holde Hastigheden absolut konstant. Oftest bruges Svinghjul og Regulator i Forening; Svinghjulet bevirker, at Hastigheden kun varierer lang-

somt, og Regulatoren faar derved Tid til at afpasse Arbejdsudviklingen efter Forbruget, inden Hastigheden har overskredet de tilladelige Grændser.

1) Modvægte.

De bruges i mange Tilfælde, navnlig ved op- og nedgaaende Maskindele for at modveje disses Vægt, f. Ex. ved Pumpemaskiner med Pumpen ved den ene Arm af Balancen og Dampcylindren ved den anden. Deres Form, Materiale og Anbringelsesmaade maa rettes efter Omstændighederne i hvert enkelt Tilfælde. Er den Kraft, som skal modvejes, variabel, saa kan man enten gjøre Modvægten konstant og lade den virke paa en variabel Vægtstangsarm, f. Ex. hænge den i en Kjæde, der opvikles paa en Spiralgang, eller gjøre selve Modvægten variabel ved at lade en tung Kjæde danne Modvægten og komme til at virke med en desto større Del af sin Vægt, jo højere den hejses op. Til at modveje Vægten af de meget lange Stænger til Pumper o. lgn. i Bjergværker bruges ogsaa undertiden Trykket af en Vandsøjle paa et Stempel. Det giver en simpel og bekvem Opstilling, men Arbejdstabet, som herved lides paa Grund af Stempelfriktion og Ledningsmodstande, er langt større end det, der vilde skyldes Tapfriktion, naar Stængerne ophængtes til en Balance med en almindelig Modvægt ved den anden Ende.

Ved Modvægte er det ikke altid Tyngdens Indvirkning, der søges udlignet, det kan f. Ex. ogsaa være Centrifugalkraftens. Saaledes anbringes der paa hurtigtgaaende Krumtappe eller Krumtapskiver en Masse til at modveje Centrifugalkraftens Virkning paa Krumtap og Plejlhoved.

2) Svinghjul.

Til Beregning af Svinghjulets Størrelse i givet Tilfælde maa først bestemmes hvor stort Overskud eller Underskud af udviklet Arbejde, der kan fremkomme i noget Øjeblik under Bevægelsen, og maa det endvidere fastsættes, hvor fuldstændig der skal reguleres, altsaa hvor stor Variation i Hastigheden, der kan betragtes som tilladt.

Uregelmæssigheden kan enten hidrøre fra Kraftmaskinen eller fra Arbejdsmaskinen eller fra begge i Forening. Saaledes give f. Ex. Vandhjul og Turbiner som Kraftmaskiner en konstant Arbejdsudvikling, medens derimod Dampmaskiner lade Arbejdsudviklingen variere mellem 0 i Dødspunktsstillingerne og en vis Maximumsværdi. Af Arbejdsmaskiner er der kun faa, saasom Centrifugalpumper, der give konstant Modstand, men derimod er der mange, ved hvilke Variationen ikke sker paa lovbunden Maade, men afhænger af Tilfældigheder; man vil da oftest ved Svinghjulsbestemmelsen kunne regne Modstanden konstant, navnlig naar samme Kraftmaskine driver et større Antal Arbejdsmaskiner, idet Tilfældighederne saa ville udligne hverandre.

Give baade Kraft- og Arbejdsmaskine variabel Arbejdsudvikling efter hver sin Lov, men saaledes, at Tiden, hvori den hele Række af Forandringer gjennemløbes, er ens for dem begge, kan man ved Forbindelsen imellem dem sørge for, at største Arbejdsoverskud eller Underskud bliver saa lille som muligt, for at kunne nøjes med et lille Svinghjul. Skal f. Ex. en Dampmaskine drive en almindelig dobbeltvirkende Stempelpumpe, maa de forbindes saaledes, at de bruge samme Tid til 1 Slag og samtidig ere i Dødpunktstillingerne.

Ligeledes maa man, naar der haves flere Arbejdsmaskiner med variabelt Arbejdsforbrug, sørge for, at den ene saavidt mulig udligner den andens Uregelmæssigheder, og at de navnlig ikke samtidig fordre størst Arbejdsforbrug.

For at bestemme Arbejdsoverskuddet kan den grafiske Fremstilling benyttes. Fig. 225 viser dette for en Dampmaskine med Expansion. ABC er Krumtapbanens Udfoldning; som Ordinater er afsat Kraften vinkelret paa Krumtaparmen svarende til hver enkelt Stilling. Derved er Kurven $ADBEC$ fremkommen. (Ved Bestemmelsen af Trykkene i de forskjellige Krumtapstillinger er det nøjagtigt nok, at regne Damptrykket varierende efter Mariottes Lov og Plejlstangens Længde uendelig stor.)

Det af Kurven indesluttede Areal vil nu angive den i de betragtede 2 Slag udviklede Arbejdsmængde, og denne maa være lig den af Modstanden i samme Tid forbrugte (paa Grund af Regulatorens Virkning). Antages Modstanden at kunne betragtes som konstant, vil dens Kurve blive en ret Linie $FG \neq AC$ og

saaledes beliggende, at Rektanglet $AFGC$ har samme Areal som ADB og BEC tilsammen. Ordinaten $AF = GC$ er da Modstanden reduceret paa Vortetappen.

Hastigheden ses at aftage i Begyndelsen, naar man gaar fra Dødpunktstillingen A tilhøjre, fordi Modstanden stadig er større end Kraften. Dette vedvarer indtil Stillingen h, hvor Modstand og Kraft netop ere ligestore. Her er Hastigheden Minimum, thi efter denne Stilling har Kraften Overvægten, og Hastigheden vil altsaa voxe, indtil den i i naar sit Maximum. Derpaa aftager den igjen, bliver Minimum i k, voxer atter til sit Maximum i l og saa fremdeles. Hastighedens Variation vil altsaa kunne fremstilles grafisk ved en Kurve, omtrent som Fig. 226 viser, bugtende sig paa begge Sider af den rette Linie med Ordinat v_0 = Middelhastigheden. Bugternes Størrelse, altsaa Afvigelsen fra v_0, beror paa Svinghjulets og de øvrige bevægede Maskindeles Masser.

Forholdet mellem størst Hastighedsvariation $v_{max.} - v_{min.}$ og Middelhastigheden v_0 kaldes Uregelmæssighedsgraden. Hvor stor Uregelmæssighedsgrad, der kan tillades, beror paa Maskineriets Natur: jo finere og nøjagtigere det skal arbejde, desto mindre Uregelmæssighed kan der taales. I foreliggende Tilfælde er altsaa Størrelsen

$$n = \frac{v_{max.} - v_{min.}}{v_0}$$

en given Størrelse.

Antages nu Svinghjulets Vægt = S, dets Masse altsaa $= \frac{S}{g}$, samt Vægten af de øvrige som Svinghjul virkende Masser, reducerede paa Svinghjulsringen, s, og ere Hastighederne $v_{max.}$, $v_{min.}$ og v_0, maalte paa Svinghjulsringens Radius, haves Maskineriets levende Kraft

$$\text{i Stillingen } h = \frac{S+s}{g} v^2_{min.}$$

$$\text{og i Stillingen } i = \frac{S+s}{g} v^2_{max.},$$

Forskjellen herimellem er

$$\frac{S+s}{g}(v^2_{max.} - v^2_{min.}).$$

Paa Fig. 225 er det Arbejdsoverskuddet $A_2 = HDJ$, som har frembragt denne Tilvæxt i levende Kraft. Almindeligt maa for A_2 tages det absolut største Over- eller Underskud af Arbejde, som overhovedet kan fremkomme, altsaa maa

$$A_{max.} = \frac{S+s}{g}(v^2_{max.} - v^2_{min.}),$$

nu kan imidlertid Middelhastigheden v_0 meget nær betragtes som Middeltallet mellem $v_{max.}$ og $v_{min.}$, altsaa

$$v_{max.} + v_{min.} = 2v_0,$$

og da man desuden har

$$v_{max.} - v_{min.} = n \cdot v_0,$$

faaes ved Multiplikation

$$v^2_{max.} - v^2_{min.} = 2nv_0^2,$$

som ved at indsættes i Udtrykket for $A_{max.}$ giver

$$A_{max.} = \frac{S+s}{g} n v_0^2$$

eller

$$v_0^2 (S+s) = g \frac{A_{max.}}{n} \quad \ldots\ldots\ldots (109)$$

Sædvanligvis indføres istedetfor n den omvendte Størrelse, Regelmæssighedsgraden $n_1 = \frac{1}{n}$, hvorved Formlen bliver

$$(S+s) v_0^2 = g n_1 A_{max.} \quad \ldots\ldots\ldots (110)$$

Regelmæssighedsgraden vælges i Almindelighed saaledes

for Hammer og Stampeværker . . . . $n_1 = 5$
Pumper og Savværker . . . . . $n_1 = 20—30$
Kornmøller . . . . . $n_1 = 25—35$
Væverier og Papirsmaskiner . . . . . $n_1 = 30—40$
Spinderier til grovere og finere Garn $n_1 = 40—100.$

Naar nu Radius er bestemt, og derved v_0, kan $S+s$ beregnes efter (110). Indeholder Maskineriet ikke særlig store omdrejende Masser med en betydelig Radius, sættes $s = 0$, findes derimod saadanne Masser, saasom store Tandhjul eller Remskiver, tages Hensyn hertil. Svinghjulet bliver derved mindre.

Det maa udtrykkelig fremhæves, at almindeligvis kun de Masser tør regnes med ved Beregningen af s, som sidde paa Svinghjulets Axel, derimod ikke de, som sidde paa andre Axler,

der maaske ved Tandhjul, Remskiver o. desl. ere forbundne med Svinghjulets. Naar nemlig saadanne Masser skulde understøtte Svinghjulets Virkning, der jo bestaar i vexelvis at afgive og modtage levende Kraft, maa derved Trykket i Tænderne eller Trækket i Remmen idelig skifte Retning, kvilket giver Anledning til Stød og Rystelser.

Af samme Grund — for at undgaa, at Kraften paa Mellemorganerne idelig skifter Retning — bør Svinghjulet saavidt muligt anbringes paa den Axel, hvorfra Uregelmæssigheden udgaar. Arbejdsmaskiner med meget variabel Modstand, f. Ex. Vexelsave, Klippe- og Lokkemaskiner o. s. v., forsynes derfor ofte med særligt Svinghjul, uagtet der tillige findes Svinghjul paa Dampmaskinen.

Styrkehensynet. Svinghjulet vil under Gangen dels blive paavirket af Centrifugalkraften, som navnlig vil fremkalde en Spænding i Ringen, og dels af Kræfter hidrørende fra Til- og Fraførsel af levende Kraft, hvilke Kræfter fortrinsvis ville virke paa Armene.

Centrifugalkraftens Virkning paa Ringen bliver paa Grund af Armene noget anderledes, end hvis Ringen var fuldstændig fri og roterede om sin Axe, idet de Punkter, hvori Armene støde til Ringen, ere fastholdte.

Dette Hensyn vil imidlertid gjøre Beregningen meget vidtløftig, og da det dog paa Grund af Støbespændinger og lignende Tilfældigheder er tvivlsomt, om man derved kommer Sandheden nærmere, regnes i Almindelighed, som om Ringen roterede ganske frit, hvorved man i hvert Fald er paa den sikkre Side.

En saadan roterende, overalt lige tyk, cirkulær Ring, Fig. 227, vil, da Centrifugalkraften virker radiært og ens til alle Sider, være i Ligevægt, altsaa ikke have Tilbøjelighed til at forandre Form, men kun paavirkes af en Strækkekraft, ens i alle Tværsnit. Denne Krafts Størrelse findes ved at undersøge, hvilke Kræfter der virke til Overrivning efter en Diameter AB. Er Materialets Vægt pr. Kubikenhed γ og Ringens Tværsnit a, Radius R og Hastighed v, faaes Centrifugalkraften paa det vilkaarlige Element

$$= \frac{\gamma a R d\varphi}{g} \frac{v^2}{R}$$

og denne Krafts Komposant vinkelret paa Diametren AB

$$= \frac{\gamma a R d\varphi}{g} \frac{v^2}{R} \cdot \sin\varphi ,$$

og ved Integration mellem Grændserne $\varphi = 0$ og $\varphi = \pi$ faaes Kraften til Overrivning efter AB

$$= \frac{\gamma a}{g} v^2 \int_0^{\pi} \sin\varphi d\varphi = 2 \frac{\gamma a}{g} v^2 ,$$

altsaa Halvdelen heraf i hvert af Ringens 2 Tværsnit. Spændingen t i Materialet pr. Arealenhed o: pr. Kvadratfod, hvis g og v udtrykkes i Fod, i hvilket Tilfælde ogsaa γ = Pund pr. Kubikfod, bliver

$$t = \frac{\gamma v^2}{g} . \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (111)$$

Denne Formel viser, at Spændingen alene er afhængig af Periferihastigheden og Materialets Vægtfylde, men ikke af Radius eller Svinghjulets Tværsnit. Er Ringen af Støbejern med $\gamma = 440$ ℔, og vil man byde det, som tilladelig Spænding, 2500 ℔ pr. □″ eller 360000 ℔ pr. □′, faaes Grændsen for Hastigheden, som med Sikkerhed kan taales,

$$v = \sqrt{\frac{360000 \,.\, 31.25}{440}} = 160' \text{ pr. Sekund.}$$

Saa stor Hastighed haves saagodtsom aldrig i Praxis. Almindelig er den under 40—50′ pr. Sekund, og kun ganske undtagelsesvis er den større, der vil altsaa ikke være Fare for, at Ringen skal sprænges, saalænge den er i ét Stykke.

Store Svinghjul maa imidlertid sammensættes af flere Stykker, dels af Hensyn til Fabrikationen, dels ogsaa for at lette Transport og Opstilling. I saa Tilfælde formindskes selvfølgelig Styrken paa Forbindelsesstedet. Hvor stor Svækkelsen bliver, beror paa Samlingsmaaden, men er denne givet, faaes den stærkeste Samling ved at vælge Dimensionerne saaledes, at Grændsen for den tilladelige Paavirkning vil naaes samtidig for den tilbageblevne Del af Ringens Tværsnit, og for de Dele (saasom Skruer, Kiler, Samlingsstykker), ved hvilke Forbindelsen er iværksat.

Armene maa helst være tilstede i stort Antal, mindst 6 à 8, da derved Ringen bliver stærkere. Armenes Paavirkning kan findes af det samme Diagram, hvorefter Arbejdsoverskuddet beregnedes. Den største Forskjel mellem Krafts og Modstands

Ordinater reduceret paa Svinghjulsringen giver nemlig det største Tryk, som Armene tilsammen overføre dertil enten i Bevægelsens Retning eller i den modsatte.

Armens Paavirkning ses let at bero paa Forskjellen mellem Kraft og Modstand. Ere disse nemlig ligestore, virker der aldeles ingen Kræfter paa Armene undtagen Vægten af Ringen o. lgn., men ere de uligestore, vil hele Forskjellen imellem dem virke paa Svinghjulsringen igjennem Armene, forudsat at Svinghjulsringens Masse er den eneste af Betydenhed. Af Diagrammet Fig. 225 findes den største Ordinatdifferens, som da, maalt paa Kraftmaalestokken, giver Overskuddet af Kraft eller Modstand virkende paa Krumtappens Radius, og denne skal saa reduceres paa Svinghjulets Radius og divideres med Armenes Antal, for at give den største bøjende Kraft paa hver Arm under Maskineriets Gang. Ved Standsning kan der dog fremkomme endnu større Paavirkning, idet Kraften kan gjøres $= 0$, medens Modstanden virker med sin fulde Styrke, svarende til Ordinaten AF, og altsaa skal overvindes af Svinghjulet, indtil Stilstand er indtraadt. Det omvendte Forhold, at hele Kraften virker paa Svinghjulet, kan indtræde ved pludselig Igangsætning i Tilfælde, hvor Modstanden ikke strax gjør sig gjældende, men først efterhaanden, som Maskinen kommer igang. Hertil maa der selvfølgelig tages Hensyn ved Armenes Beregning.

Endelig kan der ske pludselige Stødvirkninger, hvorved en Del af Ringens levende Kraft virker til Fjedring af Armene (f. Ex. ved Valseværker i det Øjeblik, en Plade sættes ind mellem Valserne). Da det Arbejde, som et Legeme kan optage paa denne Maade, er afhængigt af dets Volumen, sættes ofte en Arms Tværsnitsareal som en vis Brøkdel ($\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$) af Hjulringens. Armenes Tværsnit gjøres i Reglen elliptisk, undertiden korsformigt eller dobbelt T-formigt Som Regel bør Svinghjul støbes i eet Stykke, forsaavidt Størrelsen ikke er til Hinder derfor. Dog bør store Hjul støbes med delt Nav, for at undgaa eller formindske Støbespændingerne. Om Navet maa da sættes varmt paadrevne Smedejernsringe. Ere Hjulene for store til at støbes i eet Stykke, kunne de støbes i to Halvdele med Skillelinien gjennem et Par diametralt modstaaende Arme. Samlingen sker ved Bolte langs disse Arme. Hjulet kan ogsaa

deles i flere end 2 Stykker, f. Ex. i Segmenter, der hver indeholde et Par Arme med et derpaa siddende Stykke af Navet og Ringen, og endelig kan Navet, de enkelte Arme og Ringen støbes særskilt, den sidste i flere Stykker. Til Samling af Delene haves forskjellige Maader. Ringens Dele kunne samles ved at blades over hinanden (Fig. 228) eller ved et Smedejerns Forbindelsesstykke liggende i et Hul, anbragt halvt i hver af de 2 Dele og samlet dertil ved Kiler (Fig. 229) eller ved Forbindelsesstykker paa Siderne, liggende i passende Fordybninger og samlet til Ringstykkerne ved Bolte (Fig. 230).

Endvidere bruges Maaden Fig. 231, hvor der dels er en Bolt gjennem et Par Lapper paa Ringstykkernes Inderside og dels en Smedejernsring paa hver Side, varm paasat om et Par tilsvarende Fremspring paa Ringen.

Maaden, hvorpaa Armene samles til Ringen, kan ligeledes varieres. Fig. 232 viser Forbindelsen ved en radiær Bolt, der ved en Kile spænder Armen ud mod Ringen, medens den øverste svalehaleformede Ende af Armen spændes fast mellem et Par Fremspring paa Ringen ved Hjælp af Kiler.

Armenes Samling til Navet kan ske som Fig. 233 viser, altsaa paa ganske lignende Maade som ved Vandhjul med Jernarme og Nav. Tilpasningen sker for Haanden. Pladen *s* er kun for at dække Samlingen. Undertiden afdrejes Enderne af Armene og fastholdes med Kiler i de udborede Huller i Navet, hvorved lettere faaes nøjagtig Tilslutning, da Bearbejdningen i saa Tilfælde sker maskinmæssigt.

3) Regulatorer.

Regulatorens Bestemmelse er, som nævnt, at hindre Fremkomsten af et Arbejdsoverskud eller Underskud, oftest ved Indvirkning paa Kraften. Dog vil ingen Regulator kunne holde Hastigheden ganske konstant, thi Regulatoren sætter sig først i Bevægelse paa Grund af Hastighedsforandringen, altsaa først, naar en saadan allerede er indtraadt og har naaet en vis Værdi, tilstrækkelig til at overvinde Modstandene mod Regulatorens Bevægelse. Dog er man istand til at holde Hastighedsvariatio-

nerne indenfor saadanne Grændser, at de blive uden Betydning for det foreliggende Tilfælde.

De vigtigste Arter af Regulatorer ere Centrifugalregulatorer, Katarakter, Vandregulatorer, Luftregulatorer og Vindfang.

a) Centrifugalregulatorer.

Watts Centrifugalregulator er allerede omtalt i 1ste Del. Virkningen deraf beregnes saaledes (Fig. 234):

betegner θ Udslagsvinklen,
ω den dertil svarende Vinkelhastighed,
q Kuglernes Vægt,
l Armlængden og
a Afstanden fra Ophængningspunktet til Axen,

saa faaes, naar bortsees fra Vægten af Hylster, Arme o. dsl., Ligevægtsbetingelsen

$$q \operatorname{tg} \theta = \frac{q}{g} \omega^2 (a + l \sin \theta),$$

hvoraf

$$\omega = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \theta}{a + l \sin \theta}}, \quad \ldots\ldots\ldots (112)$$

der viser, at ω er uafhængig af q. Derimod er den afhængig af θ. Heraf følger, at Hastigheden ikke vil være konstant, men afhænge af Modstandens Størrelse. Er nemlig Kraft og Modstand i Ligevægt, medens Regulatoren staar i en vis Stilling under $\angle\, \theta_1$, vil Hastigheden være $\sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \theta_1}{a + l \sin \theta_1}}$, men forandres Modstanden, vil Udslaget forandres, og naar Regulatoren omsider atter har tilvejebragt Ligevægt mellem Kraft og Modstand ved at stille sig under Vinklen θ_2, vil Maskineriet gaa med Hastigheden $= \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \theta_2}{a + l \sin \theta_2}}$, altsaa en anden end før. For at formindske denne Hastighedsvariation kan man indskrænke Grændserne for θ's Variation. Almindeligt sættes som Middelværdi $\theta = 30°$, og som Grændser $\theta = 20°$ (Kraftkilden helt aaben) og $\theta = 40°$ (Kraftkilden helt lukket).

Ved Valget af a, l og θ kan Variationen af ω søges gjort saa ringe som mulig. Faar θ en Tilvæxt $\Delta\theta$, vil ω derved faa Tilvæxten

$$d\omega = \frac{d\omega}{d\theta}\Delta\theta + \frac{d^2\omega}{d\theta^2}\frac{\Delta\theta^2}{1.2} + \ldots$$

der bliver saa lille som mulig, naar

$$\frac{d\omega}{d\theta} = 0,$$

der giver

$$\frac{g(a + l\sin^3\theta)}{2\cos^2\theta(a + l\sin\theta)\sqrt{\frac{g\,\mathrm{tg}\,\theta}{a + l\sin\theta}}} = 0,$$

som tilfredsstilles ved

$$\sin\theta = \sqrt[3]{-\frac{a}{l}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (113)$$

Regnes θ og l positive, maa a være negativ, d. e. Ophængningspunktet for Armen maa tages paa den anden Side af Axen i Afstanden $l\sin^3\theta$ derfra. Armene blive da krydsede, (Fig. 235).

Herved maa dog iagttages, at man ikke maa indsætte Middelværdien af θ i Formlen (113), men derimod det mindste θ, man vil tilstede. Man har jo nemlig $\frac{d\omega}{d\theta} = 0$ for den Værdi af θ, som tilfredsstiller Formel (113), og en Undersøgelse af $\frac{d^2\omega}{d\theta^2}$ viser, at ω er Minimum for denne Værdi af θ. Men hvis nu θ blev mindre end denne Værdi, vilde der til Ligevægt fordres en større Hastighed, medens det tvertimod er paa Grund af en formindsket Hastighed, at Udslagsvinklen θ er bleven formindsket. Kuglerne vilde altsaa ikke kunne finde nogen Ligevægtsstilling for mindre θ end det, der tilfredsstiller (113), hvorfor ogsaa den mindste Værdi af θ, man vil tillade, maa lægges til Grund for Beregningen efter denne Formel.

Hastighedsvariationen kan ved en Regulator med krydsede Arme holdes indenfor nogle faa Procent af Middelhastigheden, hvorimod den ved en almindelig Watts Regulator vil variere 10—15 Procent, naar Modstanden varierer mellem Nul og sin Maximumsværdi.

At ikke desto mindre den simple Regulator giver Nøjagtighed nok har sin Grund i, at Modstanden som oftest kun varierer forholdsvis lidt, og hvis den ved et Uheld, f. Ex. ved at en Rem springer, skulde blive = 0, vil Regulatoren dog hindre Hastigheden fra at voxe saameget, at der blev Fare for Maskine-

riets Sikkerhed, hvilket er alt hvad der behøves i et saadant Tilfælde.

Da den ovenomtalte Hastighedsvariation, som Regulatoren tilstedte naar Modstanden varierede, hidrørte fra, at der til forskjellige Stillinger af Kuglerne svarede forskjellig Hastighed, for at der kunde blive Ligevægt, saa har man forsøgt at indrette Regulatorer, som fordrede samme Hastighed til Ligevægt, hvorsomhelst paa deres Bane at Kuglerne befandt sig, en Regulator, der opfylder denne Betingelse, siges at være astatisk. Denne Bane maa da gives en anden Form end den cirkulære. Lad Fig. 236 fremstille en saadan Regulator, hvis Kugler bevæge sig langs en Ledekurve. Der fordres da til Ligevægt

$$\frac{q}{g}\omega^2 y = q \operatorname{tg}\theta,$$

hvoraf

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{y\cot\theta}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (114)$$

skal ω være konstant, om end y og θ variere, maa $y\cot\theta$ = Konstant, men $y\cot\theta$ er Subnormalen; skal denne være konstant maa Kurven være en Parabel med Ligning

$$y^2 = \frac{2g}{\omega^2}.$$

En saadan parabolsk Regulator (Frankes Regulator Fig. 236), har man anvendt, men uden at opnaa den tilsigtede Virkning, da Kuglerne aldrig kom i Ligevægt paa Banen, men stedse svingede fra den ene Yderstilling til den anden, altsaa snart aabnede fuldt og snart lukkede helt for Kraftkilden.

Grunden hertil vil let forstaaes: Sæt at Kuglerne til en Begyndelse ere i Ligevægt i en bestemt Stilling og Hastigheden nøjagtig er den rette, men at der saa sker en Hastighedstilvækst. Kuglerne ville da ikke strax bevæge sig, men først naar Tilvæxten til Hastigheden er bleven saa stor, at Friktionen, der modsætter sig Bevægelsen, overvindes. Kuglerne slaa da ud, og komme til den Stilling, ved hvilken der er Ligevægt mellem Kraft og Modstand, men der standse de ikke, dels fordi Hastigheden jo endnu ikke er sunket ned til den oprindelige Værdi, og dels fordi Kuglerne komme til denne Stilling med en vis Fart. De gaa altsaa videre og standse først ved største Ud-

slagsvinkel. Maskineriets Hastighed vil nu synke paa Grund af, at der er lukket for meget af for Kraftkilden, men først naar den er sunket tilstrækkeligt under den normale Hastighed, vil Kuglerne atter komme i Bevægelse og slaa nu helt ned, Regulatoren vil følgelig uafbrudt aabne og lukke for Kraftkilden, uden at der er tilsvarende Variationer i Modstanden.

Samme Indvending, at Kuglerne gaa forbi deres nye Ligevægtsstilling, naar Regulatoren sætter sig i Bevægelse, gjælder ganske vist ogsaa for de ikke astatiske Regulatorer, saa at der ogsaa ved disse sker Svingninger paa begge Sider af Ligevægtsstillingen, men der er den væsentlige Forskjel, at disse Svingninger ere forholdsvis smaa, og efterhaanden aftagende, saa at Kuglerne nærme sig til at indtage den nye Ligevægtsstilling. Disse Svingninger kunne iøvrigt dæmpes ved en Katarakt, som det senere skal omtales.

Ovenfor er der kun taget Hensyn til Kuglernes Vægt, hvorimod Vægten af Hylstret, som bevæges op og ned ad Axlen, er antaget saa lille, at den kunde lades ude af Betragtning, og ligesaa Stængernes Vægt. Denne sidste Vægt vil der altid kunne ses bort fra, hvorimod Hylstret ofte kan komme til at faa Betydning. Dets Vægt kan medtages i Beregningen paa følgende Maade:

Tænkes Udslagsvinklen θ, hvorunder Kuglerne staa, at undergaa en lille Forandring, hvorved Kugler og Hylster samtidig faa de smaa Forflyttelser ε og ε_1, vil der, naar Q er Vægten af begge Kugler tilsammen og H Hylstrets Vægt, haves Ligningen:

$$\frac{Q}{g}\omega^2(a+l\sin\theta)\omega\varepsilon\cos\theta - Q\varepsilon\sin\theta - H\varepsilon_1 = 0.$$

Relationen mellem ε og ε_1 kan beregnes af Dimensionerne, men det er vidtløftigt; hvorimod $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$ kan faaes nøjagtigt nok ved Maaling af smaa samtidige Forflyttelser paa en Tegning i ikke for lille Maalestok.

Herved faaes

$$\omega = \sqrt{\frac{g\left[Q\sin\theta + H\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right]}{Q\cos\theta\,(a+l\sin\theta)}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (115)$$

Det ses, at denne Værdi af ω falder sammen med (112) naar $H = 0$. Er H forskjellig fra Nul, giver (115) større ω end (112), altsaa:

Paa Grund af Hylstrets Vægt vil Regulatoren fordre større Hastighed for samme Udslagsvinkel end uden Hylstret.

Regulatorens Kraft, d. v. s. den Modstand K, virkende paa Hylstret, som den kan overvinde ved en vis Hastighedsforøgelse, kan nu let bestemmes ved i Formlen (115) at sætte $H \pm K$ istedetfor H.

I mange Tilfælde bydes der kun Regulatoren en meget lille Modstand, f. Ex. naar den ved en Dampmaskine skal virke paa en Drøvlklap i Damprøret; Kuglerne sættes da i Reglen simpelthen som en Brøkdel ($\frac{1}{3}$-$\frac{1}{4}$) af Cylinderdiametren; men undertiden skal der overvindes større Modstand, f. Ex. naar den skal indvirke paa Expansionen, eller den — ved Vandhjul — skal virke paa Stigbordet.

I saadanne Tilfælde maa man kjende den Modstand K, reduceret paa Hylstret, som skal overvindes, saavel ved Bevægelse opad som nedad, og det gjælder da om at finde de Grændser ω_1 og ω_2, mellem hvilke Hastigheden kan variere, uden at Regulatoren sætter sig i Bevægelse. Er Ligevægtshastigheden ω bestemt af (115) vil Regulatoren ikke bevæge sig opad, før Hastigheden er voxet til

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g\left[Q\sin\theta + (H+K)\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right]}{Q\cos\theta\,(a + l\sin\theta)}} \quad \ldots\ldots \quad (116)$$

og den vil ikke bevæge sig nedad, før Hastigheden er aftaget til

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g\left[Q\sin\theta + (H-K)\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}\right]}{Q\cos\theta\,(a + l\sin\theta)}} \quad \ldots\ldots \quad (117)$$

Den derved foraarsagede Uregelmæssighed U_k, som alene skyldes Modstanden K, kan udtrykkes ved

$$U_k = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega},$$

men tilnærmende er $\omega = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}$, hvorved U_k kan skrives

$$U_k = \frac{(\omega_2 - \omega_1)}{\omega^2} \cdot \frac{(\omega_2 + \omega_1)}{2} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\omega^2},$$

eller ifølge (115), (116) og (117)

$$U_k = \frac{K\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}{Q\sin\theta + H\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (118)$$

der viser, at U_k voxer med K, hvad man maatte vente, men tillige at den kan formindskes ved at gjøre Q og H store.

Regulatorens Kraft forøges altsaa ikke blot ved at give den store Kugler men ogsaa ved at belaste Hylstret. Dette Middel bruges ikke sjeldent, og en saadan Regulator (Fig. 237) kaldes efter Opfinderen Porters Regulator. Som Figuren viser, anbragte Porter tillige Kuglerne i Skjæringspunktet mellem Armene og Trækstængerne.

Værdien af U_k kan i Almindelighed vælges paa lignende Maade, som n for Svinghjul i samme Tilfælde, men dog bør den tages noget større end for Svinghjulet paa samme Maskine. Det kan nemlig medføre Ulemper, at Regulatoren virker for saadanne Uregelmæssigheder, som Svinghjulet tilsteder under Maskinens normale Gang. Naar saaledes Dampmaskinens Hastighed, som vist Pag. 154 vil variere efter den ved Diagrammet Fig. 226 fremstillede Lov, saa vilde det aabenbart virke forstyrrende paa Maskinens Gang, om Regulatoren ved Krumtapstillingen m vilde indsnævre Dampvejen mere og mere indtil Stillingen n og saa begynde at aabne den igjen mere og mere. Tvertimod maa Regulatoren aldeles ikke sætte sig i Bevægelse for disse Hastighedsforandringer, der skyldes Maskinens hele Virkemaade, men kun naar Middelhastigheden i Løbet af flere Slag stadig vil voxe eller aftage.

Heraf ses tillige, at naar en Maskine ikke gaar med den forønskede Regelmæssighed, er det ikke sagt at denne Fejl hæves ved en mere fintmærkende Regulator, den vil nemlig tvertimod forværres, hvis det er Svinghjulet, som er for lille, hvilket altsaa først maa undersøges.

I den nyere Tid er der opkommet flere Former af Centrifugalregulatoren, som navnlig ere beregnede paa at virke med

stor Kraft uden at antage altfor store Dimensioner. De vigtigste af disse skulle kortelig omtales.

Proells Regulator Fig. 238 har Kuglerne siddende paa Armene *abc*, som udgaa fra Hylstret *H*, medens Styrestængerne *bd* gaae op til et fast Tværstykke paa Axlen. Kuglerne komme her til at beskrive Kurver, som let kunne findes Punkt for Punkt. Til hver Stilling, f. Ex. den i Figuren tegnede, findes Normalen til Banen ved den Betragtning, at da Punktet *a* beskriver en lodret Linie, og *b* en Cirkel om *d*, maa *e* være det øjeblikkelige Drejningspunkt, og *ec* altsaa Banens Normal. Ved at konstruere 2 Normaler for nærliggende Stillinger faaes tilstrækkelig nøjagtigt Krumningsradius for den mellemliggende lille Del af Banen, og paa dette lille Stykke vil Regulatoren altsaa virke som en almindelig Regulator med Ophængningspunkt i *f*. Den forholdsvis lille Proell'ske Regulator kan altsaa erstatte en meget stor Watt'sk. Desuden er der god Plads mellem Arme og Styrestænger til at anbringe en stor Vægt *H* paa Hylstret.

Hastigheden, som svarer til hvert Udslag, kan findes af (115), idet de deri indgaaende Størrelser maales paa en Tegning. Ved at undersøge flere Stillinger og finde de tilsvarende ω maa man overbevise sig om, at ω voxer med Udslagsvinklen, hvorsomhelst paa deres Bane at Kuglerne befinde sig. I modsat Fald vil der paa det tilsvarende Sted af Banen være instabil Ligevægt og Konstruktionen maa da ændres ved at træffe et andet Valg af Dimensioner.

Tegningen viser en Katarakt *K* sat i Forbindelse med denne Regulator forat dæmpe Svingningerne. Den skal senere omtales (Pag. 169), da den ikke er særlig for denne Regulator, men kun exempelvis er tegnet i Forbindelse dermed; den kan ligesaagodt anvendes ved de andre Former af Regulatorer, eller overhovedet ved Apparater, der ere underkastede Svingninger, som man vil dæmpe.

Kosinusregulatoren Fig. 239 har 4 Vægte, *A*, *B*, *A'*, *B'*, der sidde 2 og 2 paa samme Vinkelvægtstang. Hver saadan Vinkelvægtstang bærer tillige en Rulle *r*, der hviler mod den vandrette Overflade af et Stykke, som er kilet fast paa Axlen. Vægtstængernes Omdrejningspunkter *C* ere imidlertid ikke faste, men sidde paa den omtrent kugleformige Vægt, som er i ét med

Hylstret og omslutter Vægtene B og B' og det meste af Vægtstangsforbindelsen. Ved Tappen t og en tilsvarende paa den anden Side tvinges Hylstret til at følge rundt med Axlen. Naar nu Kuglerne gjøre Udslag og dreje sig om C, vil derved Rullen r trykkes imod sin Flade, og da denne er fast, vil baade Hylstret og dermed Kuglernes Omdrejningspunkt C hæves. Kuglernes Bane bliver altsaa bestemt ved, at de dreje sig om Punktet C medens samtidigt dette Punkt bevæger sig paa en lodret Linie. Den skematiske Figur viser bedst Virkningen.

For en lille Vægtdel dq er Centrifugalkraften

$$\frac{\omega^2}{g}(c+\rho\sin\varphi)\,dq,$$

$$\text{og dens Moment} = \frac{\omega^2}{g}(c+\rho\sin\varphi)\rho\cos\varphi\,dq.$$

og for hele Pendulet er Centrifugalkraftens Moment

$$M = \frac{\omega^2}{g}c\int\rho\cos\varphi\,dq + \frac{\omega^2}{g}\int\rho^2\frac{\sin 2\varphi}{2}\,dq.$$

Det første af disse Led er aabenbart det samme, som hvis alle Partiklerne vare forenede i det fælles Tyngdepunkt, og kan altsaa skrives $= \frac{\omega^2}{g}c\,Q s\cos\alpha$. Det andet Led sørger man for at gjøre $= 0$ ved et passende Valg af Kuglernes Størrelse og Beliggenhed, og det er derfor at man har ladet Vægten paa hvert Pendul bestaa af 2 Kugler.

Leddet som skulde falde bort er

$$\int\rho^2\frac{\sin 2\varphi}{2}\,dq,$$

og det for enhver Udslagsvinkel, altsaa ogsaa naar den Udslagsvinkel man er gaaet ud fra faar den vilkaarlige Forøgelse δ. Men derved bliver hver Vægtpartikkels Udslagsvinkel φ forøget til $\varphi+\delta$, og altsaa maa:

$$\int\rho^2\frac{\sin 2(\varphi+\delta)}{2}\,dq = \cos 2\delta\int\frac{\rho^2\sin^2 2\varphi}{2}\,dq + \sin 2\delta\int\frac{\rho^2\cos 2\varphi}{2}\,dq = 0$$

men hertil fordres, at

$$\int\frac{\rho^2\sin 2\varphi}{2}\,dq = 0 \quad\text{og}\quad \int\frac{\rho^2\cos 2\varphi}{2}\,dq = 0.$$

Har man nu for den ene Kugle fundet disse Integraler at være henholdsvis $= X$ og $= Y$, lægges den anden Kugle saaledes, at Integralerne for denne blive henholdsvis $= -X$ og $-Y$.

Naar dette er Tilfældet for en enkelt, vilkaarlig Stilling af Kuglerne, vil det altsaa finde Sted for enhver Stilling deraf og altsaa bliver:

$$M = \frac{\omega^2 c}{g} Qs \cos \alpha,$$

altsaa proportional med Cosinus af Tyngdepunktets Udslagsvinkel α (hvoraf Navnet Kosinusregulator). Kaldes nu Hylstrets Vægt H faaes følgende Kræfter paa Systemet: En Kraft $Q + H$ paa Rullen, opad fra Underlaget; en Kraft H ned ad paa Omdrejningspunktet; en Kraft Q ned ad i Kuglernes fælles Tyngdepunkt og endelig sammesteds en Centrifugalkraft i vandret Retning. Som Ligevægtsbetingelse faaes

$$\frac{\omega^2 c}{g} Qs \cos \alpha + Qs \sin \alpha - (Q + H) d \sin (\gamma + \alpha) = 0,$$

ω kan findes heraf. Man kunde søge Betingelsen for, at denne Regulator bliver astatisk, altsaa ω uafhængig af α. Der haves:

$$\omega = g \frac{Qs \sin \alpha - (Q + H) d (\sin \gamma \cos \alpha + \cos \gamma \sin \alpha)}{cQs \cos \alpha}$$

$$\omega = g \left[\frac{(Qs - (Q + H) d \cos \gamma) \sin \alpha}{cQs \cos \alpha} + \frac{(Q + H) d \sin \gamma}{cQs} \right]$$

der bliver uafhængig af α naar første Led bortfalder, altsaa naar

$$Qs = (Q + H) d \cos \gamma,$$

ω bliver da ens for alle Udslag (ligesom ved den parabolske Regulator).

Ved at flytte Rullen lidt fra den hertil svarende Stilling, kan Regulatoren gjøres saa stabil, som den ønskes.

Regulatorens Kraft kan let undersøges paa lignende Maade, som det skete for den almindelige Regulators Vedkommende, nemlig ved i Formlen for ω svarende til den Udslagsvinkel, man vil undersøge, at erstatte H af henholdsvis $(H+K)$ og $(H—K)$, hvorved faaes Værdierne ω_2 og ω_1 (se Pag. 164).

Buss's Regulator Fig. 240 har ligeledes 4 Vægte 2 og 2 paa en fælles Vinkelvægtstang. Den skematiske Figur viser bedst, hvorledes deres indbyrdes Beliggenhed er. A og B ere Vægtene, C Omdrejningspunktet og h en Tap, som fører Hylstret. A vil væsentlig kun blive paavirket af Centrifugalkraften, medens Tyngden kun virker med et lille Moment derpaa, hvorimod omvendt B paavirkes stærkest af Tyngdekraften og kun med et

ringe Moment af Centrifugalkraften. Hastigheden, hvorved der er Ligevægt i de forskjellige Stillinger, findes uden Vanskelighed. Denne Regulator kan iøvrigt betragtes som det omvendte af Kosinusregulatoren og kan beregnes analogt dermed.

b) Katarakter ere Apparater, der virke ved den Modstand, som fremkommer ved Vands Bevægelse. De kunne bruges som selvstændige Regulatorer, saaledes til Regulering af Tiden, som store Dampmaskiner uden omdrejende Bevægelse (Pumpemaskiner) bruge til hvert Slag. Indretningen er følgende: I en Vandbeholder staar en Cylinder med Stempel, forneden lukket, og forsynet med en indadgaaende Ventil. Desuden findes en Hane, hvorigjennem det indsugede Vand atter kan løbe ud. En Vægt paa en Vægtstang stræber at trykke Stemplet ned, altsaa tømme Cylindren. Tiden til Tømningen vil aabenbart kunne reguleres ved at stille Hanen mer eller mindre aaben, og denne Tid bestemmer Tiden mellem 2 og 2 af Maskinens Slag. Forbindelsen med Maskinen er nemlig saadan, at ved hvert Slag løftes Stemplet samt Vægten, som virker derpaa, hvorefter det faar Lov til at synke ned, idet Pumpen udtømmer sig, og naar det omtrent har naaet sin nederste Stilling, udløser det Dampfordelingsapparatet (Ventilstyring), saa at Maskinen indstilles til at gjøre et nyt Slag.

En anden Anvendelse af Katarakter er til at dæmpe hurtige Bevægelser, uden at frembyde Modstand mod langsomme. Fig. 238 viser en saadan Katarakt K anvendt til at dæmpe en Regulators Bevægelser. En Regulator vil nemlig naar den er kommen i Fart, gaa forbi Ligevægtsstillingen paa Grund af sin i Massen indeholdte levende Kraft, og altsaa gjøre for store Udslag til begge Sider. Dette hindres af Katarakten, thi Regulatoren kan ikke slaa op eller ned uden at Vædsken skal drives fra den ene Side af Stemplet til den anden, mod hvilken Bevægelse den vil frembyde Modstand. Denne Modstand er tilmed af den Beskaffenhed, at den voxer meget stærkt med Hastigheden, altsaa i væsentlig Grad vil dæmpe de hurtige Bevægelser, hvorimod den aftager mod Nul samtidig med Hastigheden, og altsaa slet ikke hindrer Regulatorens Virkning eller gjør denne mindre fintmærkende, naar kun Bevægelsen sker tilstrækkelig langsomt. Herved er dog forudsat, at der ingen Stempel- og Stoppe-

bøssefriktion er, thi disse Modstande aftage ikke til Nul med Hastigheden.

For helt at undgaa disse Modstande har Buss til sin Regulator benyttet Katarakten Fig. 241, bestaaende af en Tromle, som ved Regulatorens Bevægelse drejes frem og tilbage om en vandret Axe. I Tromlen findes et lukket ringformigt Rum med en Vædskemasse forneden, Luft foroven, og i Luftrummet er en Skillevæg hvori en lille Aabning. Ved Tromlens Bevægelse vil selvfølgelig Vædsken stræbe at holde sig paa den nederste Plads med konstant Overflade, men det kan kun ske, naar Luften faar Tid til at slippe gjennem den lille Aabning i Skillevæggen, og Modstanden mod en hurtig Bevægelse derigjennem bevirker, at Vædsken kommer til at staa højere ved den ene Side end ved den anden, og navnlig saaledes, at Vandets Vægt modvirker Bevægelsen.

c) Vandregulatorer. Principet i disse er, at Vand pumpes fra en lavere Beholder til en højere ved en Pumpe, som drives af den Maskine, der skal reguleres.

Fra den øverste Beholder løber det gjennem et Rør med Hane tilbage igjen. En Svømmer paa Vandets Overflade i den øvre Beholder udfører Reguleringen. Virkningen vil let forstaaes: Gaar Maskinen for stærkt, bliver der pumpet mere Vand op, end der i samme Tid løber tilbage, og Vandspejlet med Svømmeren stiger altsaa. Omvendt naar Maskinen gaar for langsomt. Regulatoren er statisk, thi ved høj Vandstand indtræder Ligevægt ved en større Hastighed end ved en lav, fordi det større Tryk paa Udløbsrøret giver en større Vandføring, og Pumpen altsaa ogsaa maa gaa hurtigere. Den bruges til Regulering af Vandhjul.

4) Luftregulatoren bruges hyppigere til Regulering af Vandhjuls Hastighed og er ogsaa anvendt ved Dampmaskiner. Fig. 242 viser Moliniés Konstruktion deraf: Axlen A omdrejes af Vandhjulet, og er ved Krumtappe og Trækstænger bragt til at bevæge Bordet B op og ned. Derved ville Rummene C og D, hvis Sider ere dannede af Læder, virke som Blæsebælge til at indsuge Luft gjennem Sugeventilerne a og b og afgive den gjennem Stigventilerne c og d til Rummet E (Røret r er en bøjelig Slange). Rummet E giver gjennem Ventilen e, der kan stilles ved en Skrue, Luften fri Udstrømning, der foregaar under Trykket,

som det belastede Dæksel F udøver paa E. Dette Dæksels Stigen og Synken overføres til et let bevægeligt Reguleringsstigbord, som Figuren viser. Dette vil altsaa bevæges saalænge, indtil Hastigheden har faaet en saadan Størrelse, at der indpumpes i E ligesaa megen Luft, som der i samme Tid udstrømmer. Da denne Luftmængde kun beror paa Udstrømningsaabningernes Størrelse og Dækslets Belastning, men ikke paa Dækslets Stilling, vil Regulatoren følgelig være astatisk.

e) Vindfang virke paa den Maade, at de, naar Kraften bliver større end Modstanden, forøge denne sidste ved at opvække en Luftmodstand af passende Størrelse, hvorved altsaa den i Overskud udviklede Arbejdsmængde tilintetgjøres. Paa Grund af det uøkonomiske herved bruges de kun i Tilfælde, hvor Arbejdsforbruget er lille og uvæsentligt, saaledes ved Uhrværker.

Lad Fig. 243 forestille en Axel med et Vindfang med 2 Vinger, der tilsammen have et Areal F, og lad Hastigheden midt i Vingerne være v. Luftmodstanden vil da, naar Vingernes Plan er vinkelret paa Bevægelsesretningen, være

$$\zeta\gamma\frac{v^2}{2g}F,$$

er nu den øvrige Modstand (nyttig saavelsom skadelig) reduceret paa Vindfangets Radius Q, faaes hele Modstanden

$$M = Q + \zeta\gamma\frac{v^2}{2g}F.$$

Forandrer Modstanden Q sig, vil Hastigheden ogsaa forandres, indtil M har samme Værdi som før. Men naar F og v ere store, vil en ringe Forandring i v være tilstrækkelig til at bevirke den fornødne Forandring i Luftmodstanden. Jo større altsaa Vingernes Areal og Hastighed gjøres, desto bedre vil Vindfanget regulere. Stilles Vingerne skraat imod den Plan, hvori Bevægelsen foregaar, regnes F som Fladernes Projektion $\perp$ Bevægelsesretningen. Denne Stilling af Vingerne bruges ofte, da man saa er istand til at variere Modstanden ved at indstille Vingerne mer eller mindre skraat og derved forandre paa Hastigheden.

Arbejdsmaskiner.

Af Arbejdsmaskiner skal der her blot behandles saadanne, som tjene til Løftning af faste Legemer, til Løftning af Vand, og til at sammentrykke, fortynde eller bevæge Luft.

Maskiner til Løftning af faste Legemer.

Løftningen kan ske paa mange forskjellige Maader, og der kan hertil bruges lige fra ganske simple Apparater til meget sammensatte Maskiner. I hvert Tilfælde, naar en Byrde Q skal løftes gjennem en given Højde h, svarer dertil en ganske bestemt Arbejdsmængde $= Qh$. Dette kaldes Maskinens Nyttevirkning. Den hele Arbejdsmængde, som skal til for at løfte Byrden, er imidlertid større paa Grund af Maskinens skadelige Modstande, og Forholdet mellem Nyttearbejdet Qh og det hele, af Kraften udviklede Arbejde, kaldes Virkningsgraden.

Af nogle Løftemaskiner fordres det, at selv om Kraften helt ophører, maa Byrden dog ikke ved sin egen Vægt kunne dreje Maskineriet rundt i modsat Retning og saaledes synke ned igjen, og dette skal være opnaaet uden Hjælp af Spærringsapparater men alene ved Konstruktionen af Overføringsmekanismen mellem Kraft og Byrde. Denne Mekanisme siges i saa Tilfælde at være selvspærrende. Et Exempel paa en selvspærrende Mekanisme haves f. Ex. i Skruen uden Ende (Pag. 88). I Almindelighed gjælder det om enhver selvspærrende Indretning, at det er Friktionen, som skal hindre Tilbagegangen.

Kaldes Byrden Q, Friktionen i hele Maskinen, reduceret paa Byrdens Bane, F og Kraften til Ophejsning, reduceret samme Steds hen, K, maa

$$K = Q + F. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (119)$$

Hvis nu Friktionen skal hindre Byrden i at gaa ned, naar Kraften ophører, maa

$$F \gtreqless Q,$$

altsaa

$$K \gtreqless 2Q,$$

og altsaa Virkningsgraden $\eta \lesseqgtr \frac{1}{2}$, hvorved dog er forudsat, at Friktionen under Tilbagegangen er den samme som under Løftningen. Dette er vel ikke ganske Tilfældet, men omtrent, saa at man kan sige:

Naar et Løfteapparat skal være selvspærrende bliver Virkningsgraden i Reglen mindre end $\frac{1}{2}$. Denne Egenskab, der i mange Tilfælde er overordentlig bekvem, naaes altsaa kun paa Kraftens Bekostning.

Kan et Løfteapparat drejes rundt af Byrdens Vægt, saa en Kraft er fornøden forat holde den oppe, kan selvfølgelig Byrden betragtes som bevægende Kraft, og Kraften som den Modstand, der skal overvindes. Man kunde da tale om Virkningsgraden (η) for Tilbagegangen. At et Apparat er selvspærrende vil da simpelthen være udtrykt ved at (η) er negativ. Naar nu et Løfteapparat er sammensat af flere Led: Tandhjulsindgribninger, Tridser, o. s. v. og Virkningsgraden under Tilbagegangen for hvert af disse Led er (η_1), (η_2), $(\eta_3) \ldots (\eta_n)$, saa vil hele Maskinens Virkningsgrad (η) naturligvis faaes som Produktet af disse, altsaa

$$(\eta) = (\eta_1) \cdot (\eta_2) \cdot (\eta_3) \ldots (\eta_n) \ldots \ldots \ldots \quad (120)$$

Skal nu Maskinen være selvspærrende, altsaa (η) negativ, maa en af Størrelserne (η_1), (η_2), være negativ eller: Maskinen bliver kun selvspærrende naar et af dens Led har denne Egenskab, men man kan ikke uden noget saadant selvspærrende Led faa en Maskine selvspærrende, hvormange ikke-selvspærrende Led man end kombinerer. Tillige ses, at Sætningen ovenfor ikke kan vendes om; man tør altsaa ikke sige, at naar Virkningsgraden er under $\frac{1}{2}$ vil Apparatet være selvspærrende, thi ved Kombination af tilstrækkelig mange ikke-selvspærrende Led kan Virkningsgraden synke henimod Nul uden at Selvspærring opnaaes.

1) Tridseværker.

Tridseværker ere dels selvstændige Løfteapparater, og dels udgjøre de Dele af mere sammensatte Løftemaskiner. De virke ved et

Tov eller en Kjæde, som gaar over et System af cirkelrunde Skiver, hvis Omkreds er indrettet til at modtage Tovet eller Kjæden. Skiven kan være fastgjort til Axlen, saa at denne drejer sig med, eller den kan sidde løst paa Axlen. Sidde flere Skiver paa samme Axel, maa de selvfølgelig sidde løse derpaa. Axlen fastgjøres i et Hylster af passende Form, der omslutter Skiverne, og denne Forbindelse kaldes da en Blok.

Tove. Et Tovs Bæreevne afhænger foruden af dets Tværsnit tillige af Maaden, hvorpaa det er forfærdiget, og Materialets Beskaffenhed. Et almindeligt Hampetov til Tridseværker er i Reglen slaaet af 3 eller 4 Dukter, der atter hver især ere slaaede af 6 eller flere Garn. Tovet kan være slaaet fast eller løst; det faste bruges til staaende Tovværk, der tjener til Afstivning, og ikke skal bøjes under Brugen, hvorimod det løse, der har større Bøjelighed, bruges til løbende Tovværk i Tridseværker og lign., og derfor nærmest haves for Øie her. Et løst slaaet Tov kan med Sikkerhed taale 1400 ℔ paa Kvadrattommen. Herefter kan Bæreevnen beregnes. Det er brugeligt at angive Tovets Dimension ved Omkredsen, p; den tilladelige Belastning P findes da

$$P = 1400 . \frac{p^2}{4\pi}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (121)$$

herefter findes for

p i Tommer	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P i Pund	110	450	1000	1780	2790	4010	5460	7130	9020	11140	13480	16040

Skivernes Diameter maa mindst være 8 Gange Tovets Diameter, for ikke at anstrænge Tovet for stærkt ved Bøjningen.

Kjæder. Til Tridseværker bruges oftest Kjæder med ovale Led, undertiden Gall's Kjæde. Dimensionerne bestemmes som omtalt Pag. 92.

Skiverne gives for Kjæder med ovale Led en Diameter = mindst 20—24 Gange Kjædejernets Tykkelse, for ikke at anstrænge Leddet for meget ved den Paavirkning til Bøjning, som det lider ved Opviklingen paa den krumme Skive. Formen af Skivens Omkreds kan enten være som Fig. 244, hvor hvert andet Led ligger i Skivens Plan, og hvert andet staar vinkelret derpaa, eller som Fig. 245, hvor alle Leddene skulle ligge skraat,

hvert andet til den ene, og hvert andet til den anden Side. Ved denne sidste Maade antages Leddene at anstrænges mindre til Bøjning tvers paa deres Plan.

Galles Kjæde føres over Tandhjul med Indgribning paa Kjædeboltene. Ophejsningen sker ved Omdrejning af et af Hjulene. Dette gives da et ringe Antal Tænder, f. Ex. 8 (ved meget store Kræfter dog hellere 9 eller 10); Ledehjul gives 16—30 Tænder.

Galles Kjæde giver ved store Kræfter et simplere Spil end Kjæden med ovale Led, men har den Ubekvemmelighed, at den kun er bøjelig i én Plan.

Krogen til Byrdens Ophængning kan være en enkelt Krog, Fig. 246, eller en dobbelt Krog, Fig. 247. Dimensionerne bestemmes efter Styrkehensynet og, for at ikke Krogen skal blive sværere end nødvendigt, varieres Tværsnittenes Størrelse efter Paavirkningen. Idet Lasten P virker som antydet paa Fig. 247, vil Tværsnittet ab blive stærkest paavirket, idet der dels virker et bøjende Moment $P \cdot a$, hvor a er Afstanden fra P's Retningslinie og til Tværsnittets Tyngdepunkt, og dels en Strækning af P ensformig fordelt over Tværsnittet. Kaldes nu Tværsnittets Areal A, dets Inertimoment I, findes der at virke pr. □″

$$\text{ved } a \text{ et Træk } r = \frac{Pan}{I} + \frac{P}{A},$$

$$\text{og ved } b \text{ et Tryk } r' = \frac{Pan'}{I} - \frac{P}{A},$$

her kan regnes $r = r' = 12000$ ℔, idet man forudsætter godt Materiale og omhyggelig Udførelse.

Tværsnittet ab bliver herved usymetrisk med Hensyn til Neutralaxen, idet man skal have $n' > n$, det kan f. Ex. gjøres som antydet i Fig. 246. Dog gjøres det ofte symetrisk, undertiden cirkelrundt, men dog oftest noget fladtrykt, som de i Fig. 246 antydede forskjellige Tværsnitsformer vise. Ved Dobbeltkrogen Fig. 247 bortfalder Momentet paa Tværsnittet ab.

Halsen d_1 vil, naar Lasten hænger lige ned, kun paavirkes til Strækning af Kraften P. Dog vil P let kunne virke saa meget skjævt, at der kommer et kjendeligt bøjende Moment paa d_1. Da dette Moment dog ikke godt lader sig beregne, nøjes man med at bestemme d_1 efter Trækkekraften P alene, men

regner kun med en Fiberspænding = 3 à 4000 ℔ pr. □″. Er Krogen skrueskaaret ved d_1, regnes naturligvis kun med Arealet indenfor Gængerne.

Fra Fysiken vil det være bekjendt, hvad man forstaar ved faste og løse Tridser, hvorledes de kunne kombineres til Tridseværker, og hvorledes Forholdet mellem Kraft og Byrde kan beregnes, naar der ikke tages Hensyn til Tapfriktionen og Tov- eller Kjædemodstanden. Disse Modstande have imidlertid en betydelig Indflydelse, og navnlig bevirke de, at Spændingen i de 2 Parter af et Tov eller Kjæde, der gaar om en Skive, ikke ere ligestore, men Spændingen er størst i den Part, som løber fra Skiven, mindst i den, der løber paa. Modstanden hidrører som nævnt fra 2 Kilder, 1) Tapfriktionen og 2) Tov- eller Kjædemodstanden.

Tapfriktionen hidrører fra Trykket paa Tappen, der, afset fra Skivens Vægt, kan sættes = Resultanten af Spændingerne P og Q eller, naar Parterne ere ganske eller næsten parallele, $= P + Q$. Friktionen, reduceret paa Skivens Omkreds bliver da

$$\mu_1 \frac{d}{D}(P+Q),$$

hvor μ_1 er Friktionskoefficienten for Tapfriktion (se Formel (16)), d og D henholdsvis Tapdiameter og Skivens Diameter. Da disse Størrelser i Reglen ere ens for alle Skiverne i samme Tridseværk, beregnes $\mu_1 \frac{d}{D}$ bedst engang for alle.

Bøjningsmodstanden kan, naar der bruges et Tov med Diameter δ, med tilstrækkelig Nøjagtighed skrives

$$= C\frac{\delta^2}{D}(P+Q) = C_1(P+Q),$$

hvor C for almindelige Hampetove kan sættes = 0.54. C_1 er ens for Skiver af samme Diameter, og hvorover samme Tov gaar.

For Kjæder faaes Modstanden

$$\mu_1 \frac{\delta}{D}(P+Q) = C_1(P+Q),$$

hvor δ er Kjædejernets Diameter. Ogsaa her er C_1 ens for alle ligestore Skiver, hvorover samme Kjæde gaar.

Nu kan Kraften P findes af Q, nemlig

$$P = Q\left(1 + \mu_1 \frac{d}{D} + C_1\right) + \mu_1 \frac{d}{D} P + C_1 P \ldots \quad (122)$$

som, opløst med Hensyn til P, giver

$$P = \frac{1 + \mu_1 \frac{d}{D} + C_1}{1 - \mu_1 \frac{d}{D} - C_1} \cdot Q. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (123)$$

Oftest kan dog bruges et langt simplere Udtryk, idet man i (122) kan erstatte P ved Q i de to sidste Led paa højre Side, dels fordi disse Led kun ere smaa, saa at en Fejl i dem har ringe Betydning, og dels fordi P ikke er meget forskjellig fra Q. Gjøres dette faaes

$$P = Q\left(1 + 2\mu_1 \frac{d}{D} + 2C_1\right) = (1 + a)Q, \quad \ldots \quad (124)$$

hvor a er en lille ægte Brøk, der kan beregnes en Gang for alle for et Tridseværk, hvis Skiver alle have samme Diameter.

Ved denne Formel (124) vil det være let at beregne den fornødne Kraft for et sammensat Tridseværk. Fig. 248 viser exempelvis et saadant med 2 faste og 2 løse Skiver. Byrden er Q, der spørges om Kraften t_5, som kan ophejse denne Byrde. Byrden hænger i de 4 Parter, følgelig maa, naar disse betragtes som parallele

$$Q = t_1 + t_2 + t_3 + t_4.$$

Desuden maa

$$t_2 = t_1(1 + a)$$
$$t_3 = t_2(1 + a) = t_1(1 + a)^2$$
$$t_4 = t_3(1 + a) = t_1(1 + a)^3$$
$$t_5 = t_4(1 + a) = t_1(1 + a)^4.$$

Dette giver

$$Q = t_1[1 + (1 + a) + (1 + a)^2 + (1 + a)^3] = t_1 \frac{(1 + a)^4 - 1}{a},$$

eller

$$t_1 = \frac{aQ}{(1 + a)^4 - 1},$$

og endelig

$$t_5 = \frac{a(1 + a)^4}{(1 + a)^4 - 1} Q. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (125)$$

Derimod findes den Kraft t'_5, som netop er tilstrækkelig til at hindre Lasten fra at glide ned, ved at bemærke, at i saa Tilfælde er t'_5 den svagest spændte og t'_1 den stærkest spændte Part. Der faaes da

$$Q = t'_1 + t'_2 + t'_3 + t'_4$$
$$t'_4 = t'_5(1+a)$$
$$t'_3 = t'_4(1+a) = t'_5(1+a)^2$$
$$t'_2 = t'_3(1+a) = t'_5(1+a)^3$$
$$t'_1 = t'_2(1+a) = t'_5(1+a)^4$$

hvoraf

$$Q = t'_5(1+a)[1+(1+a)+(1+a)^2+(1+a)^3]$$
$$= t'_5\frac{(1+a)[(1+a)^4-1]}{a},$$

og altsaa

$$t'_5 = \frac{aQ}{(1+a)[(1+a)^4-1]} \quad \ldots\ldots\ldots (126)$$

t'_5 ses at være mindre end t_5 og Forholdet mellem dem er

$$\frac{t'_5}{t_5} = \frac{1}{(1+a)^5}, \quad \ldots\ldots\ldots (127)$$

er f. Ex. $d = 1''$, $D = 9''$, og bruges et almindeligt Hampetov med $\delta = 1''$, faaes naar $\mu_1 = 0.15$

$$a = 0.153$$
$$t_5 = 0.36\,Q$$
$$t'_5 = 0.18\,Q$$
$$\frac{t'_5}{t_5} = \tfrac{1}{2},$$

eller der behøves i dette Exempel kun halv saa stor Kraft til at hindre Byrden i at synke, som til at hejse den op.

Uden Hensyn til Friktionen havde man fundet $t_5 = t'_5 = 0.25Q$.

Et selvspærrende Tridseværk er Westons Differenstridseværk (Fig. 249). Det bestaar af en løs Skive C og 2 faste Skiver A og B, som ere støbte i ét Stykke, saa at de altsaa stadig maa følges ad. Deres Radier ere lidt forskjellige.

Lasten ophænges ved den løse Tridse, og en Kjæde uden Ende gaar om den løse Skive og om de 2 faste, paa hvilke sidste Kjæden hindres i at glide ved fremstaaende Knaster.

Virkningen er følgende: Ved Ophejsning trækkes i Parten 4. De 2 Parter, 1 og 2 hvori Q hænger, ville da henholdsvis løbe paa Skiven B og af Skiven A, men da B har større Diameter end A, vil der opvikles mere end der afvikles, og Lasten løftes et Stykke = Halvdelen af Differensen mellem hvad der er opviklet paa B og afviklet fra A. Da Q løftes langsomt, kan en lille Kraft t_4 holde Ligevægt med en stor Byrde Q.

Betingelsen for Selvspærring kan med tilstrækkelig Nøjagtighed findes saaledes:

Antages Størrelsen a at være ens for alle Skiver, uagtet deres Radier ere lidt forskjellige, og kaldes Radierne i A og B henholdsvis R_2 og R_1, faaes

$$t_1 = (1+a)t_2$$

$$t_4 + \frac{R_2}{R_1}t_2 = (1+a)t_1,$$

samt desuden

$$Q = t_1 + t_2,$$

hvoraf

$$t_2 = \frac{Q}{2+a}, \quad t_1 = \frac{1+a}{2+a}Q,$$

og

$$t_4 = \frac{(1+a)^2 - \frac{R_2}{R_1}}{(2+a)}Q. \quad \ldots\ldots\ldots (128)$$

Skal Byrden netop hindres i at synke, faaes den dertil fornødne Kraft t'_4 af Ligningerne

$$t'_2 = (1+a)t'_1$$

$$(1+a)\left(t'_4 + \frac{R_2}{R_1}t'_2\right) = t'_1,$$

og

$$Q = t'_1 + t'_2,$$

hvoraf

$$t'_4 = \frac{1 - (1+a)^2\frac{R_2}{R_1}}{(2+a)(1+a)}Q. \quad \ldots\ldots\ldots (129)$$

Betingelsen for Selvspærring er nu at $t'_4 \lessgtr 0$, eller at

$$\frac{R_2}{R_1} \gtrless \frac{1}{(1+a)^2}. \quad \ldots\ldots\ldots (130)$$

Da $\frac{1}{(1+a)^2}$ er en ægte Brøk, der ligger temmelig nær ved 1, idet a er lille, maa Skivernes Radier altsaa være endnu nærmere ved 1.

Omkredsen af Skiverne maa være et helt Antal Kjædeleds Længde paa Grund af Knasterne, der skulle passe til Leddene. Omkredsene gjøres ofte henholdsvis 20 og 18 Kjædeled eller 30 og 28, altsaa enten

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{9}{10} \text{ eller } \frac{R_2}{R_1} = \frac{14}{15}.$$

Regnes nu med det mindste af disse Forhold, og sættes Leddets Længde $= 2.6\,\delta$, hvor δ er Kjædejernets Tykkelse, Tapdiametren $= 1.5\,\delta$, Koefficienten for Tapfriktion $\mu = 0.08$ og for Kjædeleddenes Bevægelse paa hinanden $\mu = 0.2$, faaes naar der regnes med den mindste Skive

$$a = 0.06,$$

hvorved $$\frac{1}{(1+a)^2} = 0.89,$$

saa at Betingelsen (129) er opfyldt, og endnu mere vil den selvfølgelig være det for Forholdet $\frac{14}{15}$.

Virkningsgraden bestemmes som Forholdet mellem det Træk i Parten 4, som vilde fordres, hvis der ingen Modstande vare, og som er $= \frac{1}{2} Q \left(1 - \frac{R_2}{R_1}\right)$, og Kraften t_4. Det giver

$$\eta = \frac{(2+a)\left(1-\frac{R_2}{R_1}\right)}{2\left((1+a)^2-\frac{R_2}{R_1}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots (131)$$

Med $\frac{R_2}{R_1} = \frac{9}{10}$ og de øvrige exempelvis anførte Værdier findes

$$\eta = 0.46,$$

altsaa mindre end $\frac{1}{2}$.

For det større Forhold $\frac{14}{15}$ bliver η endnu mindre. Apparatet egner sig derfor ikke til stadigt virkende Løftemaskiner, men derimod er det fortrinligt til Bygningsarbejde, Montering af Maskiner osv., hvor det fortrinsvis kommer an paa Bekvemhed og Sikkerhed, medens Arbejdsforbrugets Størrelse er af underordnet Betydning. Kjæden, som bruges dertil, maa være justeret saaledes, at den passer meget nøjagtigt paa Knasterne. En Ulempe ved Apparatet er, at Kjædeleddene ved Sliddet blive længere og følgelig ikke mere passe saa godt paa Knasterne.

2) Spil eller Vinder.

Disse virke paa den Maade, at Tovet eller Kjæden opvikles paa en Tromle, der drejes rundt ved den virkende Kraft, ofte ved Hjælp af Tandhjulsindgribning.

Fig. 250 viser et simpelt Spil med enkelt Forlag, d. v. s. med kun 1 Tandhjulsindgribning, som det bruges til Bygningsarbejde o. lg. Ved Haandtagene *H* drejes en Axel, som atter ved Tandhjulsindgribning driver Tromleaxlen. En Spærhage i et Spærhjul *s* hindrer Lasten i at synke ned, naar Kraften ophører at virke. Den kan enten indgribe i selve Tandhjulet paa Tromleaxlen, eller som paa Figuren, i et særligt Spærhjul. Dette Spærhjul kunde ogsaa være anbragt paa Haandsvingsaxlen, hvor jo Momentet er mindre, og altsaa Dimensionerne kunde gjøres mindre. Dog bør dette kun ske, naar Haandsvingsaxlen ikke kan sættes ud af Indgribning, da derved samtidig Spærhjulet bliver uvirksomt. Fallen *f* holder Haandsvingsaxlen paa sin Plads; den kan imidlertid løftes og Haandsvingsaxlen forskydes efter Længden, saa at Hjulene komme ud af Indgribning, hvilket bruges, naar man ikke ønsker, at Haandsvingsaxlen skal løbe med, idet Tromlen omdrejes, f. Ex. under Nedfiring af Last ved Bræmsen *B*. Skal Spillet løfte større Byrder, bruges dobbelt Forlag. Der indskydes da en Mellemaxel med et Tandhjul til Indgribning i Haandsvingsaxlens Drev og et Drev til Indgribning i Tromlens Hjul.

Spillets Tromle bør hvor det lader sig gjøre være saa lang, at hele Tovet eller Kjæden kan ligge derpaa i ét Lag. Ved simple Spil, der virke ved Tov, kan Tromlen være af Træ og forsynes med Smedejernstappe, ellers gjøres den af Støbejern, hul, og befæstet til en Smedejernsaxel. Til Tove bør den være aldeles glat, det samme kan ogsaa bruges til Kjæder, som da lægge sig med Leddene skraat, ligesom de ligge paa Skiven i Fig. 245, men man kan ogsaa forsyne Kjædetromler med en inddrejet skrueformig Rille, hvori hvert andet Led stiller sig paa Højkant, medens de andre ligge fladt paa Tromlen ligesom i Fig. 244. Tromlens Diameter maa ikke være mindre end den, der fordres for Skiver til samme Tov eller Kjæde.

Vridning paa Tromleaxlen søger man undertiden undgaaet ved at sætte Tandhjulet paa en Rand paa selve Tromlen og bolte det dertil istedetfor at kile det fast paa Axlen.

Hvor Dampkraft haves til Raadighed, kan der bruges Dampspil, saaledes ombord i Dampskibe til Ladning og Losning osv. Fig. 251 viser et saadant Dampspil til Skibsbrug. Der haves 2

Dampcylindre med Krumtappe under 90° mod hinanden. Svinghjul bruges ikke. Krumtapaxlen driver Tromleaxlen ved Tandhjulsindgribning. Cylindrene kunne svinge om et Par Tapper, eller de kunne være faste som paa Figuren, og virke gjennem Plejlstænger. I alle Tilfælde maa Indretningen være saa simpel som mulig; der bruges kun 1 Glider, og stor Fyldningsgrad, da det ikke kommer an paa et større eller mindre Dampforbrug. Bevægelsen maa kunne foregaa i begge Retninger. Figuren vil iøvrigt let forstaaes: T er Tromlen, C Dampcylindrene og G Gliderkasserne, hvortil Dampen ledes ved Aabning af Ventilen V. Gliderne indstilles ved en Kulissestyring, hvori Klodsen bevæges ved at virke paa Haandtaget H, hvorved Spillet maneureres. Ved dette Haandtag drejes nemlig Axlen b, hvorfra Stængerne S gaa op til Klodserne i Kulissen. De to Haandtag h_1 og h_2 tjene til Ind- og Udrykning af de tilhørende Drev ved at virke paa udløselige Koblinger. Spillet kan iøvrigt ogsaa bevæges ved Haandkraft, idet der sættes Haandsving paa Axlen a. B er en Baandbræmse, som kan strammes til ved med Foden at virke paa et Traad (ikke vist paa Fig.).

Tromlerne t_1 og t_2 paa Axlens frie Ender behøve en nærmere Forklaring. De bruges i Tilfælde, hvor en meget stor Kjædelængde skal vikles paa Tromlen, f. Ex. naar Skibet skal forhales ved Hjælp af et Tov, hvis ene Ende er fastgjort i Land, og som saa opvikles paa Spillet. Tromlen vilde ikke kunde rumme Tovet, hvorfor man blot vikler dette nogle Gange om en af Tromlerne t_1 eller t_2 og lader det løbe derfra igjen. En Mand strammer den afløbende Part og kan saaledes, naar Tovet er viklet et tilstrækkeligt Antal Gange om Tromlen, holde Ligevægt med en meget stor Modstand, medens Spillet drejes af andet Mandskab eller Dampkraft. Kaldes nemlig Mandens Træk p, den hele Modstand P, faaes

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

hvor φ kan gjøres saa stor det skal være ved at vikle Tovet et tilstrækkeligt Antal Gange om Tromlen.

Tovet vil imidlertid under Gangen flytte sig henimod den ene Ende af Tromlen, hvis det ikke forebygges; men hertil tjener netop den særegne Form af disse Tromler. De ere nemlig bredere i den Ende, henimod hvilken Tovet vil vandre;

det kommer da snart til et Sted, hvor Overfladens Tangent danner en større Vinkel med Axen mod Friktionsvinklen og Tovet vil da glide tilbage. Dette sker sædvanlig ikke jevnt, men stødvis. En lignende Form gives Tromlen ved Gangspil, der, som omtalt i Maskinlærens 1ste Del Pag. 18, have en staaende Axel. Tromlens bredeste Ende vender her nedad, saa at Tovet løber paa foroven og fra forneden. En anden Maade at holde Tovet paa korte Tromler, hvorved man tillige undgaar, at det glider stødvis tilbage, hvad der altid er en Ulempe, er vist Fig. 252. Det sker ved at bruge 2 Tromler med Riller og lade Tovet vexelvis gaa over dem. Begge Tromler drejes rundt i samme Retning. Spændingen i den sidst afløbende Part findes som ovenfor, ligesom man ogsaa let kan finde Spændingen i alle de frie Parter mellem Tromlerne. Det vil ses, at hver Axel modtager et Tryk lig Summen af Spændingerne i alle de Parter, der løbe til eller fra den tilhørende Tromle, saa at altsaa disse Axler blive stærkere paavirkede end Tromleaxen i forrige Tilfælde.

3) Kraner.

Herved forstaaes Maskiner, som ikke blot kunne løfte en Byrde men ogsaa transportere den et Stykke i horizontal Retning. Kranernes Form varierer særdeles meget efter Lokaliteterne og efter Arbejdet, der fordres af dem. De kunne inddeles i 3 Hovedklasser, nemlig:

a) Treben eller Mastekraner, som kunne føre Byrden langs en ret Linie.

b) Drejelige Kraner, som kunne føre Byrden til eller fra et hvilketsomhelst Punkt af en Cirkelperiferi, eller af en Cirkelring.

c) Løbekraner, der kunne flytte Byrden i 2 paa hinanden vinkelrette Retninger, og derved beherske et rektangulært Areal.

Blandt hver af disse 3 Slags Kraner er der nogle, som bevæges ved Haandkraft, andre ved Elementarkraft (Dampkraner, hydrauliske Kraner). De 2 første Slags kunde desuden være flyttelige; nemlig 1ste Slags ved at anbringes paa en Pram, svømmende Kraner, og 2den Slags ved at anbringes paa en Vogn, kjørende paa Jernbaneskinner.

a) Treben eller Mastekraner.

De bruges mest til Indsætning af Master, Kjedler og Dampmaskiner osv. i Skibe. Fra Kaimuren anbringes 2 Stivere AB (Fig. 253), hvis nedre Endepunkter A ligge et Stykke fra hinanden, medens Stiverne foroven løbe sammen og forbindes ved B, hvor tillige det 3die Ben BC støder til, og hvor den faste Blok i et Tridseværk er ophængt. Kjæden kan iøvrigt gaa ned over en Fodblok D og derfra vandret til et Spil, drevet ved Haand- eller Dampkraft. Byrdens vandrette Flytning sker enten ved at flytte Punktet C langs CC' eller ved at forkorte BC. Kræfterne, som virke paa de enkelte Dele af Kranen, bestemmes let ved at sammensætte Byrdens Vægt Q og Spændingen i BD til en Resultant, som saa opløses i en Kraft efter BC, og en anden i Planen AB, og endelig denne sidste i 2 Komposanter, en efter hver af Stiverne. I den optegnede Stilling sammentrykkes Stiverne AB, hvorimod BC strækkes. Denne vil derfor kunne erstattes af en Kjæde, hvis Punktet B aldrig kan svinges ind over A. Hvor dette derimod er Tilfældet, maa BC være en Stiver, og faar da sin største Sammentrykning, naar Kranen staar i den Stilling, hvor Byrden er saa langt ind over Land som muligt.

Fig. 254 viser den almindelige Maade, hvorpaa Byrdens vandrette Bevægelse sker. E er en stor horisontal Skrue, hvorpaa findes en Møttrik, der er leddet forbundet med den bageste Stivers nedre Ende. Skruen kan drejes ved Haand- eller Dampkraft, men ikke forskydes efter Længden. Ophejsningen sker ved Spil, der f. Ex. kunne have 2 Tromler, hvorom Kjæden gaar nogle Gange (som paa Fig. 252). Haves Dampkraft til Skruens Bevægelse drives Spillet sædvanlig ogsaa ved samme Dampmaskine.

En Ulempe ved denne Konstruktion er imidlertid den, at Skruen maa være temmelig lang, og da den desuden kun kan understøttes ved Enderne, medens den bøjes af en meget betydelig Kraft, maa den være meget svær. Dette har man paa forskjellig Maade søgt at afhjælpe. Fig. 255 viser Clarkes Konstruktion. Skruen er skraat stillet, noget nær i Retning af den bageste Stiver, hvorved baade opnaaes at Skruen bliver langt kortere for en vis Forflyttelse af Lasten end i forrige Tilfælde,

og dels at det bøjende Moment kun hidrører fra en temmelig lille Komposant af Spændingen i den bageste Stiver. En anden Maade (Valtjens Konstruktion) er at lægge Skruen ganske i Forlængelse af den bageste Stiver (Fig. 256). Den paavirkes da slet ikke til Bøjning. Møttrikken *m* støttes ved en Styrestang, drejelig om et fast Punkt, hvilket er nødvendigt, naar der kan virke Tryk paa den bageste Stiver, altsaa naar Lasten kan svinges ind over Land, forbi Punkterne *A* (Fig. 253). Styrestangens Omdrejningspunkt *o* vælges saaledes, at den Cirkelbue, som Stangens anden Ende beskriver, falder saa nær sammen med *m*'s Bane som muligt, og Afvigelsen raades der saa Bod paa ved at lade Stangen være leddet til Gliderklodser i en Kulissestyring paa *m*.

Kranstiverne til store Kraner af denne Slags dannes oftest ved Sammennitning af Smedejernsplader og Vinkeljern til firkantede eller runde Rør med størst Dimension paa Midten og aftagende jevnt henimod begge Ender. Som nævnt kunne disse Kraner gjøres transportable ved at anbringes paa en Pram.

Naar der med en saadan svømmende Kran, der bruges meget til Havnearbejder o. lgn., løftes en Byrde, vil den nærmeste Ende af Prammen selvfølgelig trykkes ned, medens Bagenden løftes. Prammen bringes da atter til at ligge lige paa Vandet ved Ballast, oftest Vand, indpumpet i dertil bestemte Kasser i Bagenden. Hertil maa der tages Hensyn ved Bestemmelsen af Prammens Bæreevne, der vil være naaet, naar den løftede Last plus den tilhørende Vandballast trykker Prammen saa dybt ned, som man vil tillade.

b) Drejelige Kraner.

Konstruktionen af Kraner, drejelige om en lodret Axe, er væsentlig forskjellig, eftersom Kranen skal opstilles i et lukket Rum i en Bygning (f. Ex. et Støberi), hvor den kan støttes baade forneden ved Gulvet og foroven ved Loftet, eller den skal staa i det Frie, og kun kan støttes nedefra.

α) Kranen, støttes baade foroven og forneden. Kranen gives da en lodret Stamme, hvorfra udgaar en vandret «Udlægger», som støttes af en Skraastiver. Lasten er ophængt til en Vogn, som kan kjøres frem og tilbage paa Udlæggeren. Stammen

har foroven og forneden Tapper, hvorom den kan drejes. Udlæggeren gjøres ofte af 2 parallele Stykker, mellem hvilke Kjæden kan gaa ned. Stiveren deles da paa lignende Maade.

Paavirkningen af Kranens Dele kan let bestemmes. Den bliver saa stor som mulig, naar Lasten er saa langt fra Stammen som mulig. Fig. 257 viser skematisk dette Tilfælde. Kjæden antages at gaa langs Udlæggeren til en Skive I, og derfra langs Stammen til Tromlen K. Ved Bestemmelsen af Spændingerne kan man dog foreløbig tænke sig Kjæden udeladt og Lasten simpelthen ophængt i E, naar man saa sluttelig tilføjer til Kræfterne i Udlægger og i Stammens midterste Del en Sammentrykning = Kjædespændingen, og et bøjende Moment hidrørende fra, at Kjæden ikke følger disse Deles Midtlinie.

Tryk paa Stammens Tapper. Reaktionerne R_a og R_b fra A og B skulle holde Ligevægt med den samlede Vægt $P+Q$ af Kran og Last virkende i det fælles Tyngdepunkt G, følgelig maa Kræfterne $(P+Q)$, R_a og R_b skjære hinanden i et Punkt H, og give en Resultant = 0. R_a er vandret, derved faaes Punktet H og Modsætningen til $P+Q$ opløst efter AH og BH, giver R_a og R_b. R_b ses at have dels en vandret Komposant lig og modsat R_a, og dels en lodret Komposant lig og modsat $P+Q$.

Stiver og Udlægger. Betragtes disse for sig og er Q' Vægten af dem med alle derpaa siddende Dele, og G' det fælles Tyngdepunkt for P og Q', findes let Reaktionerne U og S som Stammen skal udøve med Stiver og Udlægger, idet disse Kræfter skulle holde Ligevægt med $(P+Q')$ virkende i G'. Skjæringspunktet H' for disse 3 Kræfter er bestemt derved, at S nødvendig maa have Retning efter Stiveren, fordi dennes Forbindelse saavel ved D som ved F maa betragtes som leddet, og der foreløbig bortses fra dens Egenvægt. Nu kan $P+Q'$, afsat i modsat Retning af den hvori den virker, opløses i U efter $H'C$ og S efter FH'. Nu ses Paavirkningen at være følgende:

Udlæggeren kan betragtes som understøttet ved C og E, bøjet af den lodrette Komposant af S virkende i D, strakt paa Stykket CD af den vandrette Komposant af U, samt paavirket af Kjædespændingen, dels til Bøjning og dels til Sammentrykning, og endelig bøjet ved sin Egenvægt.

Stiveren sammentrykkes af S (og paavirkes af

sin Egenvægt). Stammen bøjes af de vandrette Komposanter af Kræfterne R_a, R_b, U og S. Endvidere strækkes den af den lodrette Komposant af U paa Stykket FC, trykkes af R_b's lodrette Komposant paa Stykket BF, og trykkes endelig af Kjædespændingen og af Egenvægten.

Details. Disse Kraner bygges ofte af Træ. Stammen gjøres helst af et enkelt Stykke svært firkantet Tømmer og forsynes men Tapper paa den i Fig. 34 viste Maade. Udlæggeren bestaar af 2 parallele Vanger i saa stor Afstand indbyrdes, at Kjæden kan gaa frit ned imellem dem. Stiveren bestaar ligeledes af 2 parallele Stykker, et under hver af Udlæggernes Vanger.

Stykkernes Forbindelse maa være saa solid som mulig. Udlæggerne kunne forbindes med Stammen som Fig. 258 viser. A er Stammen, B Udlæggerens Vanger.

Udlæggeren kan forbindes med Stiveren ved Forsats og Forbindelsen styrkes ved et Jernbeslag, eller den kan ske ved Støbejerns Sko (Fig. 259). Stiveren kan forbindes med Stammen som Fig. 260 viser. Stivernes 2 Dele s, s, ere forbundne med et Mellemstykke D, og derpaa som en Helhed forbundne med Stammen. Stativerne E, hvori Spillets Axler have deres Lejer, og som iøvrigt kunne have højst forskjellig Form, sidde dels paa Stiver, og dels paa Stamme. Denne er derfor forsynet med en Paaforing af Træ F, som fæstes dertil ved Fortanding, og hvis Flade kommer i Plan med Stiverens.

Lastens Transport frem og tilbage paa Vangerne sker, som omtalt ved at kjøre den Vogn, hvorfra Kjæden hænger ned, langs Skinner paa Vangernes Overflade. Maaden, hvorpaa Vognen bevæges er forskjellig, men i alle Tilfælde bør der sørges for, at Lasten ikke hæves og sænkes ved Vognens Bevægelse, thi i saa Tilfælde vilde den have en Bestræbelse til ved den fremkomne Kjædespænding at flytte Vognen i den ene Retning, medens en Bevægelse i den modsatte Retning vilde fordre meget stor Kraft. Fig. 261 viser, hvorledes det opnaaes: Fra Enden af Udlæggeren udgaar Kjæden, hvorved Byrden løftes; den gaar saa om en Skive paa Vognen, derfra ned om en løs Tridse, hvori Lasten hænger, op om en anden Skive paa Vognen, og derpaa langs Vangerne hen til i Nærheden af Stammen, hvor den atter

gaar om en Skive, og endelig ned til Tromlen. At Byrden derved ikke fremkalder nogen Bestræbelse til at flytte Vognen, ses let, og ligeledes, at den Kraft, som behøves til Vognens Flytning, kun skal overvinde Friktion og Bøjningsmodstand.

Skiverne paa Vognen kunne, som det er antydet i Fig. 262, sidde løse paa selve Vognhjulsaxlerne, eller de kunne sidde paa hver sin særlige Axel, som i Fig. 261, eller ved Siden af hinanden paa en fælles Axel, men løse, da de nemlig ikke følges ad.

Apparatet til Vognens Bevægelse er ofte en Kjæde, som er fæstet til Vognen, gaar om en Skive ved Vangernes yderste Ende, derfra om en Skive ved Stammen og tilbage til Vognen, hvor den anden Ende af Kjæden fæstes. Ved at dreje den ene Skive, f. Ex. den nærmest Stammen, kjøres Vognen frem og tilbage. Skiven kan drejes fra Gulvet ved et Sving, hvis Axel gaar op til Skiven og forbindes dermed ved koniske Tandhjul (se Fig. 261), eller ogsaa kan Skivens Axel forlænges udenfor den ene Vange og forsynes med en stor Kjædeskive, hvorfra en Kjæde uden Ende hænger ned. Et Træk i denne Kjæde vil da omdreje Skiven og derved bevæge Vognen. En anden Maade er at lægge en Tandstang langs Vangerne og lade et Tandhjul, hvis Axel har Lejer paa Vognen, gribe ind deri. Axlen maa naturligvis kunne drejes nedefra; det kan ske ved at forsyne den med en tilstrækkelig stor Kjædeskive med Knaster og nedhængende Kjæde uden Ende, ligesom ovenfor omtalt, eller ogsaa som det er vist i Fig. 262. Bevægelsen udgaar her fra et Sving, som sidder paa en lodret Axel, der ved koniske Hjul er forbundet med en vandret firkantet Axel langs den ene Vange. Denne Axel bærer en Skrue *g*, som tages med ved Axlens Drejning, men kan forskydes langs med den. Skruen griber i et Tandhjul *c*, hvis Axel tillige bærer Hjulet, som indgriber i Tandstangen langs Vangerne. For at Skruens Indgribning skal vedblive uagtet Vognens Flytning, har det nærmeste Vognstativ Arme, som gribe om runde Steder paa Skruens Nav, og som tage den med, uden at hindre dens omdrejende Bevægelse. Denne Mekanisme er selvspærrende paa Grund af Skruen uden Ende, og vil altsaa sikkre mod, at Vognen sætter sig i Bevægelse ved et tilfældigt skjævt Træk i Kjæden. Men naturligvis er Friktionen større og

Vognens Bevægelse altsaa langsommere end paa den førstnævnte Maade.

Svingning af Kranen om dens Axe sker ved Haandkraft, uden nogen særlig Mekanisme, idet der enten trækkes i et Tov i Enden af Udlæggeren, eller virkes paa selve Byrden.

Tromlen og Spillet anbringes imellem Støbejernsstativerne *E*. Tandhjulene beregnes som tidligere omtalt, Pag. 82. Højden af dem gjøres ringe, da Sliddet ikke er stort. Paavirkningen tør regnes temmelig stor, da Kraften virker uden stærke Stød. En paastøbt Rand paa Tænderne bruges undertiden, mest ved svære Kraner, og især paa Drevene, men medfører den Ulempe, at Tændernes Rensning og Tilretning efter Støbningen besværliggjøres.

Spærhjul og Spærhage bør findes for at hindre Lastens Tilbagegang. Spærhagen kan man ved mindre Kraner lade indgribe i et af Spillets Hjul, ikke Drev. Dens Form bestemmes herefter, og iøvrigt indrettes den naturligvis til at kunne slaaes ud af Indgribning, naar Byrden skal nedfires.

Bygges Kranen af Jern, modificeres Delenes Form noget. Udlægger og Stiver gjøres dobbelte ligesom før, men oftest gjøres tillige Stammen dobbelt, saa at hele Kranen bestaar af 2 symmetriske Halvdele, der hver for sig nittes sammen af Plader og Vinkeljern til ét Stykke og forbindes ved begge Ender af Stammen med støbte Stykker, hvori Tapperne fæstes; desuden maa de forbindes ved Enden af Vangerne, og fremdeles kan man anbringe andre Forbindelser paa Steder, hvor de ikke ere til Hinder for Ophejsningskjæden. Iøvrigt gjælder væsentligt det samme, som for Trækraner.

Kraner, der kun støttes nedefra. Saadanne Kraner maa være solidt befæstede til et Fundament af en saadan Størrelse, at dets Vægt er tilstrækkelig til at hindre Kæntring. Hvis Fundamentet staar i Grundvandet, f. Ex. hvis Kranen staar ved en Kai, og Fundamentet gaar dybere ned end til Vandspejlet, maa der tages Hensyn til Opdriften.

Disse Kraner kunne enten have Stammen faststaaende, medens de øvrige Dele af Kranen drejes, eller have drejelig Stamme.

1) Kraner med faststaaende Stamme. Stammen maa befæstes saa solidt i Fundamentet, at den kan betragtes som indspændt ved dettes Overflade. Det kan ske paa de i Fig. 263 og 264 viste Maader, idet der enten lægges en enkelt Støbejernsplade ovenpaa Fundamentet, befæstet solidt dertil ved Ankerbolte, og forsynet med et stærkt Nav til at optage Stammen, eller der lægges 2 Plader, den ene ovenpaa, den anden et Stykke nede i Fundamentet, og Stammen gaar ned gjennem dem begge.

Paa den faste Stamme kunne de bevægelige Dele af Kranen ophænges paa forskjellig Maade. Navnlig kan enten hele det lodrette Tryk optages af en Tap i Stammens øverste Ende, eller ogsaa kan en Del af det lodrette Tryk overføres direkte til Fundamentet uden at gaa gjennem Stammen.

Kraner hvor hele det lodrette Tryk overføres til Stammens Top. Stammen er omgivet af et Støbejernsstativ, der hviler paa en Tap ved D (Fig. 265) og støtter imod Stammen ved Halslejet C. Paa dette Stativ er anbragt Udlægger og Trækbaand samt Kjædetromle og Spil.

Udlægger og Baand. I Punktet E virke de 2 Kræfter: Byrden P og Spændingen K i Kjædeparten EF. Disse Kræfter ere bekjendte, de sammensættes til en Resultant, og denne opløses i Komposanterne S og T efter Udlægger og Trækbaand. Til P maa medregnes foruden den givne største Last ogsaa Vægten af Kjæde, Tridser, osv. samt den halve Vægt af Udlægger og Baand.

Trækbaandet beregnes efter Spændingen T, som virker deri. Det vilde bøje sig ved sin egen Vægt, hvis det ikke afstivedes mod Udlæggeren, hvilket imidlertid meget ofte gjøres, og der kan saa bortsees fra Bøjningen ved Egenvægten.

Er der 2 Trækbaand, begge projicerede i BE, maa T opløses efter deres Retninger.

Udlæggeren sammentrykkes af Kraften S og beregnes derefter. Bestaar den af 2 opadtil konvergerende Stivere, opløses S efter deres Retninger.

Stammens Tryk i D og C. Da der skal være Ligevægt mellem de 3 Kræfter: 1) Vægten $(P+Q)$ af største Last + den bevægelige Del af Kranen, virkende i det fælles Tyngdepunkt,

samt 2) Reaktionerne R_1 og 3) R_2, maa disse Kræfters Retninger skjære hinanden i ét Punkt G. Dette er bestemt derved, at R_1 kun kan være vandret, og nu findes let R_1 og R_2 som de Kræfter, hvis Resultant er lig og modsat $P+Q$. R_2 kan altid opløses i en vandret Komposant $= R_1$, som giver Sidetryk paa Stammens Endetap, og en lodret Komposant lig og modsat $P+Q$.

Stammens Paavirkning. I D og C virke Kræfter lig og modsatte de Reaktioner, som Stammen i disse Punkter skal udvikle, Fig. 264. Stammen vil altsaa trykkes af $P+Q$ og bøjes af de 2 vandrette Kræfter R_1 og $\div R_1$ med Angrebspunkter i D og C.

Befæstelsen i Fundamentet maa derfor være saaledes, at den kan 1) optage Trykket $P+Q+$ Stammens Egenvægt, hvilket opnaaes ved et Bryst, hvormed Stammen hviler mod den nederste Fundamentsplade, hvis der er 2 Plader (Fig. 264), eller en konisk afdrejet Del, hvormed den hviler i det tilsvarende Nav i Fundamentspladen, naar der kun er 1 saadan Plade (Fig. 263), og 2) give en Svingkraft, som kan holde Ligevægt med $(R_1, -R_1)$. Er der nu 2 Plader med Nav til Stammens Befæstelse, skal hvert Nav kun give en enkelt vandret Kraft, som ved at virke paa Armen h = Navenes Afstand, giver en Svingkraft med samme Moment som $(R_1, -R_1)$. Er der kun 1 Nav, maa dettes Reaktion være ensgjældende med denne Svingkraft, det maa altsaa paa sin øverste og nederste Del give Tryk i modsatte Retninger. En nøjagtig Beregning af disse Tryk lader sig vanskelig opstille, da Afstanden h mellem deres Angrebspunkter ikke kjendes, men denne Afstand er i hvert Fald noget mindre end Navets Længde, altsaa forholdsvis lille, saa at Kræfterne paa Navet blive store.

Details. Udlægger og Baand. Udlæggeren er ofte af Træ; den kan dannes af en enkelt eller, ved store Kraner, af 2 opadtil konvergerende Stivere af rundt, firkantet, eller ottekantet Tværsnit. Forneden befæstes de i et Støbejernshylster (Fig. 266), hvori de passe nøjagtigt med en Tap. De bør hvile imod Jernet, baade ved b og ved a samtidig. Paa lignende Maade befæstes de foroven i det Støbejernsstykke, som indeholder Leje for Kjædeskiven og hvortil ogsaa Trækbaandene

fæstes. Iøvrigt kan Udlæggeren ogsaa gjøres af Jern, dels Støbejern f. Ex. med korsformigt Tværsnit, dels Smedejern, og i saa Fald hyppigt som et af tynde Plader sammennittet Rør, hvis Diameter er størst paa Midten og aftagende henimod Enderne, hvor det slutter sig til støbte Endestykker.

Baandene afstives helst imod Udlæggeren, f. Ex. ved Smedejernsstænger, som ved Skruer spændes fast om Baandet, der saaledes kan beholde sin cylindriske Form. De samme Stænger som afstive Baandene, kunne ogsaa bruges til at bære Lederuller for Kjæden.

Stammen er af Støbejern, hul og iøvrigt beregnet efter de virkende Tryk. Befæstelsen i Fundamentet sker paa en af de omtalte Maader. Er der en enkelt Plade ovenpaa Fundamentet, maa dennes Nav være langt, ikke mindre end 2 Gange Stammens Tykkelse; noget konisk, stærkt, og forsynet med paastøbte Ribber.

Bruges lang Stamme og 2 Plader, maa der udspares et Rum i Murværket, saa at Stammen i Tilfælde af Reparation kan optages.

Tappen foroven paa Stammen og det tilhørende Leje kan indrettes noget forskjelligt. Der kan enten sættes en Tap paa Stammen, og et omvendt Leje paa Stativet, som det nærmest er tænkt ved Fig. 263—65, eller der kan sættes et Leje paa Stammen og en Tap paa Stativet, hvilende deri. Stammens Kjærneaabning lukkes da bedst med en indpasset Prop, for fuldstændig at understøtte Bunden af Lejet (Fig. 267). Herved opnaaes, at Smørelsen bedre holder sig om Tappen, men samtidig bliver rigtignok det Tværstykke mellem Sidestativerne, som bærer Tappen, anstrængt stærkere til Vridning (ved R_2's vandrette Komposant), medens den Bøjning, som skyldes det lodrette Tryk, er ens i begge Tilfælde, nemlig $= P + Q$.

Halslejet ved C dannes ved nogenlunde store Kraner af Ruller, for at formindske Modstanden mod Kranens Drejning. Der kan f. Ex. anbringes 2 Ruller, som løbe mod en cylindrisk afdrejet Del af Stammen, og som have deres Lejer i den drejelige Del af Kranen, sædvanlig i et Stykke, som tillige tjener til at forbinde Sidestativerne forneden og til at bære Udlæggerne.

Sidestativerne dannes af 2 plane Støbejernsstykker,

styrkede ved Ribber, forsynede med udsparede Huller, hvor det kan lade sig gjøre, og iøvrigt af en saadan Form, at de kunne optage Tapperne for Spillet, Trækbaandene, osv. Som allerede nævnt, forbindes de med Tværstykker foroven ved Tappen D og forneden ved Halslejet C.

Tromlen og Hjuludvexlingerne indrettes som sædvanligt. Ved store Kraner bør Udvexlingsforholdet kunne forandres, saa at en mindre Byrde kan løftes hurtigere end en stor. Bræmse og Spærhjul bør findes.

Ofte bære Sidestativerne en Plade, hvorpaa Mandskabet staar, og altsaa følger med, naar Kranen drejes.

Kranens Svingning om sin Axe kan ved smaa Kraner ske simpelt hen ved at trække i et Tov i Udlæggeren eller i Byrden selv, men ved store Kraner fordres en særlig Mekanisme. Der lægges da gjerne en Tandkrands paa Fundamentspladen, og heri griber et Drev, hvis Axel har sine Lejer paa den bevægelige Del af Kranen. Svingningen foregaar da ved at dreje dette Drevs Axel, og det kan atter ske gjennem Tandhjulsindgribninger, alt efter den til Svingningen fornødne Kraft. Modstanden, der skal overvindes, er selvfølgelig kun Friktionen. Haandsvinget, hvorpaa der virkes, sættes i Reglen bagtil (modsat Byrden), for ikke at være ivejen for Ophejsningen.

En særegen Modifikation af disse Kraner er Fairbairns Kran Fig. 268. Ved denne er Udlægger og Trækbaand erstattede af en krum, rørformig Smedejerns Bjælke, dannet ved Sammennitning af Plader og Vinkeljern. Kjæden føres ned indeni dette Rør over Lederuller, anbragte deri. Den øvrige Del af Kranen, Spillet, Stammen osv., er som ovenfor omtalt. Den ovennævnte Mekanisme til Kranens Svingning om sin Axe er vist i Forbindelse med denne Kran paa Fig. 268. K er Tandkrandsen der ligger fast paa Fundamentet, d er det deri indgribende Drev (indvendig Indgribning), hvis Axel har sine Lejer paa den bevægelige Del af Kranen og drejes ved de antydede koniske Hjul og Haandsvinget h_2. Den krumme Bjælkes Paavirkning findes let ved Snitmethoden. Er mn et vilkaarligt Snit, sammensættes Kræfterne paa det afskaarne Stykke, nemlig 1) Vægten $P+q$ af Lasten og Stykkets Egenvægt, samt 2) Kjædespændingen k i den overskaarne Part, til en Resultant r, som føres ned til

Snittets Plan og opløses i en Kraft r_1 vinkelret derpaa, og en anden r_2 liggende i Snittets Plan. Den første Kraft giver dels Sammentrykning af Snittet, dels Bøjning med Moment $r_1 \alpha$, hvor α er Angrebspunktets Afstand fra Snittets Tyngdepunkt. Den anden Kraft r_2, giver Forskydning. Herefter kan Snittets Dimensioner bestemmes.

Formen af den krumme Bjælke gjøres forskjellig. Den gives enten, som paa Figuren, en temmelig brat Bøjning lidt ovenfor Stammens Top, eller den krummes jevnt paa hele Længden, f. Ex. efter en Cirkelbue, hvorved der bliver mere Plads for Byrder af stort Volumen.

Kraner hvor en Del af Trykket overføres direkte til Fundamentet. Stammen fæstes paa en af de omtalte Maader. Den bevægelige Del af Kranen hviler dels paa en Tap ved D (Fig. 269) og dels paa en eller flere koniske Ruller, som have deres Axler fæstede i det drejelige Stativ, og som støtte mod en Keglefladen, der ligger paa Fundamentet, koncentrisk med Stammen. Keglefladen udøver en Reaktion mod Rullen eller Rullerne, vinkelret paa Frembringerne, og denne Reaktion kan opløses i en vandret og en lodret Kraft, hvilken sidste vil tjene til at formindske Trykket i D.

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 D.

Det kunde da hændes, at dette Tryk blev negativt, ɔ: at der var en Bestræbelse til at løfte Kranen op af Tappen, og altsaa omvælte den. Betingelserne, hvorunder denne Fare fremkommer, maa derfor undersøges.

Trykkene i D og C findes ved at betragte den drejelige Del af Kranen som fri, kun paavirket af 1) $P+Q$ i det fælles Tyngdepunkt, 2) R_1 i $C \perp$ Keglefrembringerne, og 3) R_2 i D. Disse 3 Kræfter maa skjære hinanden i et Punkt G, hvorved R_2's Retning bestemmes, og Værdierne af R_1 og R_2 findes som sædvanligt.

Man ser, at naar G falder lavere end D, vil R_2 faa Retning opad, ɔ: Stammen skal foruden et vandret Tryk, som altid haves, tillige give et lodret Tryk opefter. Da dette er muligt, er Kranen stabil i dette Tilfælde.

Falder G højere end D, f. Ex. i G', faaer R_2 Retningen skraat nedad, der forlanges altsaa, at Stammen i D skal udøve et Træk nedad paa den bevægelige Del, men dette er med de brugelige Konstruktioner umuligt, Kranen vil følgelig ikke være stabil i dette Tilfælde.

Punktet G kan af 2 Grunde komme højt, nemlig 1) ved at der gives Keglen stor Topvinkel, og 2) ved at Lasten forøges, hvilket bringer det fælles Tyngdepunkt til at fjerne sig fra Stammen, hvorved G glider opad CG.

En Kran af denne Slags kan altsaa være stabil for smaa Byrder og blive instabil for store.

Reglen ved disse Kraner bliver da den: Keglens Topvinkel maa være saa lille, at Punktet G, selv ved største Last, ligger lavere end D.

Herved er Retningen af Rullens Axe bestemt. Vil man imidlertid af andre Grunde give Rullen en bestemt Stilling, f. Ex. med sin Plan efter Udlæggerens Retning, saa maa Kranen sikkres ved en 3die Understøtning, f. Ex. ved et Halsleje om Stammen. Der faaes da 3 Reaktioner, R_1, R_2 og R_3, mellem hvilke der vilkaarlig kan opstilles en Betingelse f. Ex. den, at R_2 skal være vandret. De to eneste lodrette Kræfter blive da $P+Q$ og R_1's lodrette Komposant, disse maa da være ligestore og modsatte, hvorved selve R_1 og derefter de andre Reaktioner let bestemmes.

Friktionen er her ladet ude af Betragtning. Den virker til Gunst for Stabiliteten, idet R_1 kan danne en Vinkel = Friktionsvinkelen med Normalen til Frembringerne, hvorved G bringes længere ned. For Sikkerheds Skyld bør dog intet Hensyn tages hertil; Fordelen derved er desuden kun ringe.

Med Hensyn til Details gjælde her væsentlig de samme Regler, som for de øvrige Kraner.

2) Kraner med bevægelig Stamme. AD er Stammen (Fig. 270), hvis nederste Del AB staaer i en Brønd i Fundamentet; den støttes af et Sporleje i A og af et Halsleje i B. Endvidere bærer den Udlæggeren og Trækbaand samt Tromle og Spil, hvis Tapper hvile i Lejer paa Sidestativer, fast forbundne med Stammen.

Udlægger og Baand paavirkes ligesom ved de alt omtalte Kraner.

Stammen paavirkes af Kræfterne S og T fra Udlægger og Trækbaand, og desuden af Kjædespændingen og Reaktionerne fra Lejerne A og B. For at finde disse betragtes Stammen med alle derpaa siddende Dele, Byrden indbefattet, som paavirket af ikkun 3 Kræfter, nemlig 1) Vægten $P+Q$ i det fælles Tyngdepunkt, 2) Halslejets vandrette Reaktion R_1 i B, og 3) Sporlejets Reaktion R_2 i A. Disse 3 Kræfter maa have et fælles Skjæringspunkt G, bestemt ved $P+Q$ og R_1, derved findes Retningen af R_2 og begge Reaktioners Størrelse. Maaden, hvorpaa Kræfterne S og T samt Kjædespændingen overføres til Stammen, beror tildels paa Befæstelsesmaaden. Alm. vil det øverste Stykke af Stammen, DB, strækkes, det øvrige Stykke sammentrykkes. Hertil kommer saa bøjende Kræfter tillige.

Ogsaa til denne Slags Kraner kan det først af Fairbairn benyttede Princip, at danne Udlæggeren som et krummet Rør, benyttes. Stamme og Udlægger gjøres da i ét (Fig. 271), idet det krumme Rør fortsætter sig ned i Fundamentet til det der staaende Sporleje.

Med Hensyn til Details gjælder væsentlig det samme som for Kraner med fast Stamme, med Undtagelse af hvad der vedrører Stammens Understøtning. Den nedre Understøtning sker ved en Tap af Smedejern eller Staal, som passer i et konisk Hul i Enden af den Støbejerns Stamme eller, ved Fairbainske Kraner, i et støbt Stykke, som lukker den rørformige sammennittede Smedejernsstamme forneden. Lejet for Tappen er som almindeligt. Halslejet (Fig. 272) ligger i en Kapsel i Pladen ovenpaa Fundamentet. Om den cylindriske afdrejede Hals paa den Støbejerns Stamme a er anbragt en Krands af Ruller b, mod hvilke Stammen hviler, og som atter forplante Trykket ud til Kapslen c. Rullerne holdes i den rette indbyrdes Afstand ved Tapper, styrede i Huller i de 2 Ringe d, den ene over, den anden under Rullesystemet. Den nederste Ring hviler atter paa Ruller med vandret Axe.

Ved Fairbairns Konstruktion, der navnlig bruges til de større Kraner, skrues Støbejernsstykker af passende Form udenpaa den firkantede Smedejernsstamme paa det Sted, hvor Halslejet

skal være, saaledes at derved dannes en cylindrisk Hals til at hvile mod Rullerne.

Ved mindre Kraner af denne Slags er ofte et særligt Apparat til Kranens Drejning overflødigt; ved større bruges en fastliggende Tandkrands, hvori et paa det bevægelige Kranlegeme siddende Drev indgriber. Ligeledes kan der haves en Plade, hvorpaa Folkene kunne staa.

Fundamentet maa selvfølgelig have en Brønd i Midten, hvori Stammen gaar ned. Den maa være tilgjængelig, for at Sporlejet kan blive renset og smurt.

En særegen Slags Kraner, som navnlig i Frankrig have vundet endel Udbredelse, er Neustadts Kran. Det ejendommelige ved denne ligger i Spillets Konstruktion. Den sædvanlige Kjæde med ovale Led bruges nemlig ikke her, men er erstattet ved en Gall's Kjæde, og Kjædetromlen er samtidig erstattet af et Drev med saa faa Tænder som muligt, og som indgriber paa Kjædeleddenes Bolte. Herved kommer Kjædetrækket til at virke paa en meget lille Radius, og der behøves derfor ogsaa kun ringe Tandhjulsudvexling mellem Kjædedrev og Haandsving, hvorved Spillet simplificeres. Den Del af Kjæden, som ikke bruges, og som jo ved en sædvanlig Kran ligger opviklet paa Tromlen, bliver her, efterat have passeret Kjædedrevet, skudt ind i et Rør, som gaar op langs Trækbaandene og derpaa bøjer om og gaar ned langs Udlæggeren. Dette vilde naturligvis ikke være muligt ved en almindelig Kjæde, da Leddene i denne vilde skyde sig sammen, men det lader sig gjøre ved en Gall's Kjæde paa Grund af dennes større Stivhed.

Dog have disse Kraner ikke vundet synderlig Udbredelse udenfor Frankrig, vistnok for største Delen paa Grund af at Friktionen er temmelig stor, Leddene blive længere ved Sliddet, saa de ikke passe nøjagtigt paa Drevet, og endelig paa Grund af at en Gall's Kjæde er mindre bekvem at bruge end en Kjæde med ovale Led, da den kun er bøjelig i én bestemt Plan.

Hidtil er det forudsat, at Kranerne bevægedes ved Haandkraft. Skulle de drives ved Elementarkraft, medfører dette selvfølgelig nogen Forandring i Konstruktionen, men dog foregaar Beregningen paa ganske lignende Maade som for Kraner til Haandkraft.

Man bruger saaledes hydrauliske Kraner bevægede ved Trykvand, der enten tages fra en Bys Vandledning eller tilvejebringes kunstigt til dette Øjemed. I sidste Tilfælde frembringes Trykket ved at indpumpe Vandet i en saakaldet Accumulator, d. e. en staaende Cylinder med belastet Stempel, der hæver sig, naar der indpumpes mere end der forbruges, og synker i det omvendte Tilfælde. Det kunde synes at være en Omvej istedetfor at lade den foreliggende Dampmaskine (eller anden Motor) direkte bevæge Kranen. Fordelen derved hidrører fra, at man kan nøjes med en mindre Maskine, som gaar uafbrudt, ogsaa i Hviletiden, som Kranen har imellem 2 Løftninger, thi den i Kranens Hviletid udviklede Arbejdsmængde opbevares jo i Accumulatoren, og haves til Raadighed, naar Kranen næste Gang skal arbejde.

Fig. 273 viser en hydraulisk Kran. Stammen A, der er stillestaaende, bærer Udlægger og Trækbaand, hvoraf den første er forbundet med et Halsleje om Stammen tæt over Fundamentet, og de sidste med et Leje ved Toppen af Stammen. Begge disse Lejer ere desuden forbundne ved Jernskinner paa Siderne, og ved dem begge er der Ruller r, som løbe paa Stammen for at formindske Modstanden mod Kranens Drejning. Kjæden gaar ned gjennem den hule Kranstamme, ned i en Udsparing i Fundamentet, derpaa om en Rulle og endelig hen til et Dykkerstempel i en hydraulisk Præsse C. Hvis det imidlertid befæstedes direkte paa dette Stempel, vilde der behøves en Cylinder, hvis Længde var lig Byrdens Løftehøjde; Kjæden er derfor ført paa saadan Maade om et sammensat Tridseværk med 2 Skiver paa Stemplet og 1 Skive paa Cylindren, at Byrden løftes 4 Gange saa meget, som Stemplet gaar frem.

Til Kranens Svingning haves 2 smaa Vandtrykscylindre c_1 og c_2 (enkeltvirkende og med Dykkerstempler), hvis Stempelstænger have fat i en Kjæde, som gaar om en Kjædeskive k paa den bevægelige Del af Kranen tæt nedenfor Halslejet. Naar nu det ene af disse Stempler gaar ud ved Vandtrykket, medens der gives Vandet fra den anden Cylinder frit Afløb, vil dennes Stempel drives ind, samtidig med at Kranen svinges. Svingningen den modsatte Vej sker paa lignende Maade, idet nu den anden

Cylinder faar Trykvand og den første tømmes. (Rørene ere udeladte paa Figuren.)

Styringen af Kranen sker ved at dreje paa Haandtag, hvorved Glidere af lignende Form som Dampmaskinens alm. Skuffeglider skrues hen til forskjellige Stillinger. Stød i Rørene undgaaes ved Ventiler, som dels aabne sig saaledes, at de lade lidt Vand strømme ind, naar der vil danne sig lufttomt Rum, og dels aabne sig ind mod Trykledningen, og sende lidt Vand tilbage til Accumulatoren, naar Trykket i Rørene vil blive for stort.

Transportable Kraner. Drejelige Kraner bruges ofte som transportable, idet Kranstammen er anbragt paa en lav Vogn, som kan kjøres langs et Jernbanespor. Selve Kranens Indretning er, naar den drives ved Haandkraft, ganske som omtalt ved faststaaende Kraner, kun giver Stabilitetshensynet her større Vanskelighed, da man mangler det faste Fundament. Der maa da anbringes en Modvægt modsat Udlæggeren og saaledes afpasset, at Tyngdepunktet falder indenfor de 4 Hjul, hvorpaa Kranen hviler, saavel naar Kranen er ubelastet, som naar største Last er ophængt deri. Modvægten maa selvfølgelig sidde paa den bevægelige Del af Kranen. Undertiden gjøres Modvægten flyttelig, saa at den kan nærmes til eller fjernes fra Stammen, eftersom Kranen er tom eller belastet. Denne Bevægelse af Modvægten har man endog ladet ske automatisk, idet den ene Ende af Ophejsningskjæden er befæstet til Modvægten, der hviler paa Hjul og kan kjøre frem og tilbage langs en Bane af passende Form (Fig. 274). Dog bruges denne Konstruktion sjeldnere, da der er flere Ubekvemmeligheder derved, navnlig at Ophalingskjæden bliver lang, og at Byrden hænger mindre bestemt, thi en Forflyttelse af Modvægten bringer Byrden til at gaa op eller ned.

Naar der kun skal løftes Last, medens Udlæggeren staar langs Sporet, kan man forøge Stabiliteten ved at hage Vognen fast til Skinnerne.

Drives den transportale Kran med Dampkraft, stilles Kjedlen som den tungeste Del længst bagtil, for at tjene som Modvægt. Sædvanlig lader man saa Dampen virke i 2 Dampcylindre med Krumtappe under 90° og derved drive Spillet. Ved Kulissestyring kan stilles til Forlænds- eller Baglændsgang.

Kranens Bevægelse langs Sporet kan ogsaa ske ved Dampkraften, idet Spillet udløses, og Krumtapaxlen sættes i Forbindelse med en Kjædeskive, hvorfra en Kjæde uden Ende gaar ned om en af Vognhjulsaxlerne. Sædvanlig kan dette kun ske naar Udlæggeren staar langs Sporet.

Man har ogsaa indrettet Dampkraner som direkte virkende, idet Ophejsningskjæden gaar om et Tridseværk dannet af 2 Sæt Kjædeskiver, hvoraf det ene Sæt sidder fast, og det andet bæres af et Tværstykke paa Stempelstængerne i et Par staaende Dampcylindre saaledes, at naar der slippes Damp ind i disse, gaar Stemplerne og derved det ene Sæt Kjædeskiver i Vejret, og Lasten løftes et saamange Gange større Stykke, som Antallet af Kjædeskiver bestemmer.

Saaledes bruges 3 faste og 3 løse Skiver, hvorved Lasten løftes 6 Gange saa højt som Stemplerne. For at hindre Lasten i at synke ned i Utide, hvad der vilde ske, saa snart Dampen fortættedes, haves et Par Dykkerstempler, som sidde paa Tværstykket og løftes med dette og derved indsuge Vand gjennem Sugeventiler i de Cylindre, hvori de gaa; dette Vand vil da hindre Lastens Nedsynken, indtil man aabner for Vandets Udstrømning.

c) Løbekraner.

Herved forstaaes Kraner, som beherske et rektangulært Areal, idet de foruden den lodrette Løftning af Byrden have 2 paa hinanden vinkelrette retliniede Bevægelser.

Det opnaaes ved at lade Ophalingskjæden bæres af en Vogn, som kjører paa et højtliggende Spor, hvis Underlag selv hviler paa Hjul paa et andet Spor vinkelret paa det første. Det andet Spor kan ved Kraner, som staa i det Frie, lægges paa Jorden; Sidestativerne, der kunne være af Træ eller Jern, kjøre da frem og tilbage med den øvrige Del af Kranen, og denne betjenes nedefra. Fig. 275 viser en saadan Kran bygget af Jern. Der er Spil paa begge Stativer, og Kjæderne fra disse have begge fat i Krogen, hvori Byrden hænger. Man kan da løfte Byrden lodret op ved at ophejse lige hurtigt i begge Spil, eller føre den vandret hen ved at løfte ligesaa hurtigt i det ene Spil, som der firES paa det andet, eller føre den skraat opad eller nedad ved

at virke forskjelligt paa de 2 Spil. Bevægelsen langs Skinnerne sker paa Fig. 275 ved Haandtaget h, der virker paa et Tandhjul S ved Hjælp af en Pal. Der maa naturligvis være et saadant paa hvert Stativ, og der maa virkes lige hurtigt paa dem begge.

Skal Kranen anbringes i et lukket Rum i en Bygning, saasom i et Støberi, Værksted og lign., foretrækkes det at lægge det andet Spor paa en Afsats paa Muren (Fig. 276). Spillets Betjening, saavel Løftningen som Transporten af Byrden, sker i dette Tilfælde i Reglen ovenfra, idet Folkene staa paa et Gulv, som bæres af Spilstativerne og altsaa følger med Spillet, naar dette bevæges. Herfra skulde Folkene da kunne udføre baade Ophejsning af Byrden, Bevægelse af Spillet langs Vangerne og Bevægelse af Vangerne, med alt hvad derpaa findes, vinkelret paa deres Længderetning. Denne sidste Bevægelse lader man dog undertiden ske ved at virke paa Haandsving ved Enderne af Vangerne, altsaa ikke fra selve Spillet. Endelig kan man ogsaa lade alle Bevægelserne ske nedefra ved Hjælp af Kjæder uden Ende, som hænge ned fra Kjædeskiver. I alle Tilfælde bør der dog lægges en Axel langs Vangerne til Forbindelse mellem Hjulværkerne ved begge Ender deraf for at sikkre, at begge Ender følges ad, da ellers Vangerne kunde komme til at staa skjævt og klemme sig fast. Paa Fig. 276 er Haandsvingsaxlen H_1 bestemt til Byrdens Løftning, H_2 til Transporten langs Vangerne ved Omdrejning af den ene af Spilvognens Hjulaxler, og H_3 til Transporten af Spil + Vanger langs Sporet paa Murene, ved Omdrejning af de paa dette hvilende Hjul. Hertil tjener den lange Axel a, som modtager sin Bevægelse fra det koniske Hjul h. Dette Hjul skal baade kunne omdreje Axlen a og tillige glide langs ad den, da det skal følge med Spillet, hvorfor Axlen enten er rund og forsynet med en Not eller firkantet, og Hjulets Nav har da en tilsvarende Form. Hvis Axlen paa Grund af sin Længde maa understøttes andre Steder end ved Enderne, gjøres disse Understøtninger bevægelige, saa at de kunne skydes til Side af Skjærmen omkring Hjulet h, medens Spillet passerer der forbi. Paa saadanne Steder maa Axlen naturligvis være rund; hvis den iøvrigt er firkantet maa der drejes ned deri, og Hjulet h maa da have saa langt et Nav,

at det ikke har sluppet den firkantede Del paa den ene Side af Neddrejningen, før det har taget fat paa den anden Side deraf.

Dampkraft kan ogsaa bruges til Løbekraner. Det kan ske ved at indrette Spillet paa Vangerne som Dampspil med tilhørende Kjedel, hvilket imidlertid giver en betydelig Forøgelse af den hele Vægt, som Vangerne skulle bære. Derfor har man ogsaa indrettet Løbekraner til at bevæges fra en fastliggende Dampmaskine, hvorfra Bevægelsen ved Tove (af Bomuld, Hamp eller Jerntraad) forplantes til Kranen. Der lægges da i Reglen en Skive ved hver Ende af Sporet paa den ene Mur, og Skiver paa den bevægelige Del af Kranen. Tovet føres fra Skiven paa Maskinens Axel til den ene af Skiverne paa Muren, omkring denne Skive, langs Muren hen til Vangerne, frem og tilbage langs med disse gaaende om Skiver dels paa Vangerne dels paa Spillet, videre langs Muren indtil den anden Ende af Sporet, om Skiven som sidder der, og endelig tilbage til Maskinen. De fornødne Bæreruller maa naturligvis anbringes, hvor Tovet ligger frit paa saa store Længder, at det ellers vilde hænge i en Bugt. Ligesaa maa der sørges for at holde en passende Spænding i Tovet ved en Vægt virkende paa en af Skiverne, som hviler i bevægelige Lejer. Tovet løber uafbrudt saalænge der arbejdes, Skiverne ligesaa, og denne Bevægelse kan efter Behag overføres til Mekanismerne, der tjene til Løftning, Nedfiring eller Transport af Byrden i den ene eller den anden Retning. Tovet lader man løbe med en meget stor Hastighed, f. Ex. 70' pr. Sec.; Skiverne gjøres store for at formindske Bøjningsmodstand og Slid paa Tovet.

4) Donkrafte.

Herved forstaaes Apparater, der løfte Byrden ved at udøve et Tryk nedenfra derimod, og ikke som Kranerne et Træk deri. Det er kun smaa Højder, hvortil der kan løftes paa denne Maade, hvorimod der kan udøves en betydelig Kraft.

Fig. 277 viser en Donkraft med Tandhjul, og navnlig med «dobbelt Forlag» d. v. s. med 2 Tandhjulsudvexlinger. Der kan løftes Byrder baade ved *a* og ved *b*. Byrdens Tilbagegang, naar Haandtaget slippes, hvilket sker for hver halve Omdrejning, hindres ved et Spærhjul, som sidder paa Haandsvingsaxlen, men som ikke er vist paa Figuren, og hvori en Spærhage indgriber.

Tandantallet paa Drevene er altid meget ringe, paa Fig. 277 er angivet 6 Tænder, undertiden bruges kun fem. Stativet er tænkt af Træ med Jernbeslag.

Skruedonkrafte have en Skrue istedetfor Tandstangen, og ere altsaa selvspærrende, da Skruen har denne Egenskab, hvorfor der ingen anden Spærreindretning behøves. Disse Donkrafte gjøres i Reglen helt af Jern. Fig. 278 viser en Skruedonkraft, ved hvilken Møtrikken, som er Nav i et konisk Tandhjul, drejes rundt, medens Skruen er hindret i at dreje sig. Man kan ogsaa have Møtrikken fast i Stativet og omdreje Skruen, Kløerne paa Enden af denne maa i saa Tilfælde ikke sidde fast derpaa, men saaledes, at de kunne staa stille, medens Skruen drejes rundt.

Istedetfor det koniske Tandhjulspar paa Fig. 278 kan ogsaa bruges Skrue uden Ende. Skruedonkrafte ere ofte bekvemme at bruge, da de kunne løfte meget store Byrder med ringe Kraft, kun tage ringe Plads op og derfor bekvemt lade sig anbringe, og endelig give fuldstændig Sikkerhed mod Byrdens Nedsynken, da de ere selvspærrende. Derimod give de kun ringe Virkningsgrad, navnlig naar 2 Skrueforbindelser bruges, saa at man let kommer til at anvende 8 à 12 Gange saa stor Kraft, som hvis der ingen Friktion var.

Hydrauliske Donkrafte bestaa af en hydraulisk Præsse med tilhørende Pumpe og en Vædske (sædvanlig Olie eller Glycerin), alt samlet i et Stykke. Det gjælder herved om at træffe en saadan Konstruktion, at Apparatet hverken bliver for tungt eller voluminøst, samt at de arbejdende Dele ligge beskyttede mod Overlast, men dog nogenlunde let tilgængelige. Fig. 279 viser Tangyes Konstruktion, set udvendigfra. *a* er den faststaaende Stamme, hvorom en Cylinder *b* kan glide, tættet mod *a* ved en Læderkrave. Den øverste Ende *c*, af denne Cylinder danner et lukket Rum, der indeholder Olie, og ved Vægtstangen *d*, som driver en lille Trykpumpe inde i Oliekammeret, kan Olie nedpumpes i selve Cylindren. Ved Skruen *e* kan en Ventil aabnes, gjennem hvilken Olien bringes tilbage til Oliekamret, naar Trykket skal ophøre. Der kan løftes Last baade ved Kløerne foroven paa *c* og forneden paa *b*.

Maskiner til Løftning af Vand.

Først skal nævnes nogle simple Haandredskaber, som ofte finde Anvendelse.

Spande. Forat en Mand kan virke fordelagtigt ved at øse med en Spand, maa Løftehøjden ikke være over 3 à 4', saa at han kan blive staaende paa samme Sted under Arbejdet. Skal Vandet løftes højere ved Hjælp af Spande, maa der helst stilles flere Arbejdere over hinanden, og Spandene langes da fra Mand til Mand. Spandene maa højst rumme 20 ℔. En Mand kan udrette ca. 300,000 ℔' pr. Dag.

Skovle til at kaste Vandet ivejret. Der kan bruges en Skovl af Træ eller Jernblik, som føres paa fri Haand. Vandet kastes kun til en ringe Højde, f. Ex. over en Dæmning. En Mands Dagarbejde er omtrent som med Spande.

Der bruges ogsaa en større Skovl, Svingskovlen, som er ophængt i Tove og kan svinges frem og tilbage som et Pendul. Den hænger i en saadan Højde, at den i sin laveste Stilling dykker ned i Vandet og fylder sig, hvorefter den i fyldt Tilstand svinges hen i den ene Yderstilling, i hvilken den udtømmer sit Indhold i Afløbsrenden.

Den betjenes af 3 Mand, hvoraf den ene virker paa et Skaft, de 2 andre trække i Tove. En Mauds Dagsarbejde ved dette Apparat er kun lidt større end ved Øsning med Spande.

De til Vandløftning anvendte egentlige Maskiner indrettes efter forskjellige Principer alt efter de forskjellige Omstændigheder. Der haves saaledes:

1) Stempelpumper, der virke ved en Cylinder med et frem- og tilbagegaaende Stempel, som trykker paa Vandet enten direkte eller ved Hjælp af Atmosfærens Tryk.

2) Kapselpumper, som ved et Legeme, der omdrejes i et Hylster eller Kapsel, bevirker Vandets Bevægelse.

3) Øsemaskiner, som have forskjellige Beholdere eller afdelte Rum der i deres nederste Stilling indtage Vand og løfte sig med dette til den øverste Stilling, hvor Vandet udtømmes. Hertil regnes Øsehjul og Spandkjæder, samt endvidere Kjædepumper og Vandskruer.

4) Kastehjul, som ved at virke paa Vandet med hurtigt omløbende Skovler slynge det i Vejret.

5) Centrifugalpumper, hvori Vandet sættes i Rotation, hvilket fremkalder en Centrifugalkraft, som giver det fornødne Tryk til Vandets Løftning.

6) Apparater med direkte Dampvirkning, hvori Damp bringes til at virke umiddelbart paa Vandet, der skal løftes. Hertil høre Pulsometre og Injektorer.

1) Stempelpumper.

Til en Pumpe hører Cylinder, Stempel og Rørledning, samt 2 Sæt Ventiler, Suge- og Stigventiler. Stigeventilerne kunne sidde i Stemplet, som da er gjennembrudt, eller de kunne sidde fast paa selve Pumpen, og Stemplet er da ikke gjennembrudt. Fig. 280—286 vise skematisk de vigtigste Former af Pumper. 280, 281 og 282 have gjennembrudt Stempel; 280 er en Sugepumpe, 281 en Løftepumpe, 282 en Suge- og Løftepumpe. 283 og 284 have ugjennembrudt Stempel; 283 er en Trykpumpe, 284 en Suge- og Trykpumpe. Alle disse Pumper ere enkeltvirkende, d. e. de løfte kun Vand for hvert andet Stempelslag. Derimod er 285, der ligeledes har ugjennembrudt Stempel, en dobbeltvirkende Suge- og Trykpumpe, og endelig er 286, som har gjennembrudt Stempel, en enkelt sugende men dobbelt trykkende Pumpe.

Sugehøjden. Ved alle de Pumper, der virke sugende, bliver der at bestemme, hvor stor Sugehøjden tør gjøres, altsaa hvor højt Pumpen tør lægges over det nedre Vandspejl. Tænkes Pumpen saavelsom Rørene fyldte med Vand, og tages ikke Hensyn til Ventilernes Vægt og Modstanden mod deres Bevægelse, antages Vandet luftfrit, saa at det ikke under formindsket Tryk kan udskille Luft, og bortsees fra Vanddampenes Tryk ved den stedfindende Temperatur, saa vil Vandet kunne suges op til en Højde lig den Vandsøjle, der svarer til Atmosfærens Tryk.

I Virkeligheden ville derimod de Omstændigheder, som ovenfor ere ladte ude af Betragtning, medføre, at Sugehøjden ikke kan faaes fuldt saa stor, og hertil kommer endnu, at der fordres af en Sugepumpe, at den skal kunne suge Vandet op, selv om Pumpen og Rørene ved Igangsætningen ere fyldte med Luft. Pumpen vil da i Begyndelsen virke som Luftpumpe, og under denne Virkning vil det skadelige Rum gjøre sig gjældende d. v. s. det Rum, der er tilbage mellem Stemplet og Sugeventilen, naar Stemplet er saa nær ved denne som mulig. For under dette Hensyn at bestemme den største Sugehøjde betragtes f. Ex. Pumpen Fig. 280. Det antages, at Vandet er suget op til Højden h, Sugerøret tænkes lodret, af Længde $= l$ over Vandspejlet, dets Tværsnit $= a$; det Rumfang, som Stemplet beskriver i ét Slag $= E$ og det skadelige Rums Volumen $= e$; fremdeles betegner b Højden af den til Atmosfærens Tryk svarende Vandsøjle.

Der haves da indesluttet under Stemplet i Pumpen et Luftvolumen e af Atmosfærens Tryk samt i Røret et Volumen $a(l-h)$, som, reduceret til Atmosfærens Tryk, bliver

$$a(l-h)\frac{b-h}{b},$$

ialt en Luftmængde, som ved Atmosfærens Tryk har Volumen

$$e + a(l-h)\frac{b-h}{b}.$$

Udføres nu et Stempelslag, vil almindeligvis Vandet i Sugerøret stige, antages det da, efterat Stempelslaget er sket, at staa i Højden h_1 over det nedre Vandspejl, faaes ialt et Luftvolumen under Stemplet

$$= e + E + a(l-h_1).$$

Trykket er samtidig blevet ens over hele Rummet, da Sugeventilen under dette Slag har været aaben. Trykket er $b-h_1$, altsaa vil Luftmængden ved Atmosfærens Tryk have Volumen

$$= [e + E + a(l-h_1)]\frac{b-h_1}{b},$$

og da det er samme Luftmængde nu som før, haves Ligningen

$$e + a(l-h)\frac{b-h}{b} = [e + E + a(l-h_1)]\frac{b-h_1}{b}, \quad \ldots \quad (132)$$

hvoraf h_1 kan findes. Hvad der imidlertid skulde bestemmes, var Grændsen for Sugehøjden, og Kjendetegnet paa at denne er naaet vil være, at Vandet, uagtet der pumpes, ikke stiger højere i Røret, at der altsaa faaes $h_1 = h$. Indsættes dette i Ligning (132) faaes Grændsen for Sugehøjden

$$h_{\max.} = \frac{E}{e+E} b, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (133)$$

hvoraf ses, at $h_{\max.}$ altid er mindre end b og desto mindre, jo større det skadelige Rum er i Forhold til E. Hertil kommer yderligere Formindskelser i Trykhøjden paa Grund af Ventilernes Modstand mod Aabning og Lukning, Utætheder, Vandets Luftholdighed, o. fl. Man gjør derfor ikke Sugehøjden større end 20′ og helst betydelig mindre.

Trykpumper, som Fig. 283—286 have, naar der er Vand i Stigrørene, som føre fra Pumpen, større Tryk paa Stigventilen end Atmosfærens, og kunne derfor ikke suge til saa stor en Højde; muligvis kunne de slet ikke suge. Dette kan dog afhjælpes ved at forsyne Pumpen med en lille Ventil, som aabner sig udad mod den ydre Luft, og hvorigjennem Pumpen kan slippe Luften bort, indtil den har fyldt sig med Vand, hvorefter Ventilen maa holdes lukket, f. Ex. ved at trykke den til med en Skrue.

Arbejdet, som Pumpen fordrer, kan i alle Tilfælde deles i Nyttearbejdet, som er lig den løftede Vandmængdes Vægt Gange Løftehøjden, og det tabte Arbejde. Dette sidste forbruges dels af Friktionen ved Pumpens Dele (Stempel, Stoppebøsse, o. s. v.), og dels af de hydrauliske Modstande, navnlig Modstanden mod Bevægelsen gjennem Rør og Ventiler, hvortil kommer Arbejdstab paa Grund af Stødvirkning, naar en bevæget Vandsøjle skal standses pludseligt.

Hvor stor Kraft, der behøves til Stemplets Bevægelse, og hvorledes denne Kraft varierer i Løbet af hvert Slag, er det vanskeligt og vidtløftigt at bestemme, naar alle de ovennævnte Modstandes Indflydelse tages med. For Simpelheds Skyld skal her foreløbig disse Modstande lades ude af Betragtning, saavelsom den Indflydelse Vandet udøver ved sin Masse, der afvexlende skal accellereres og retarderes, der bliver da sluttelig at

undersøge, hvorledes Resultatet modificeres paa Grund af disse Omstændigheder.

Suge- og Løftepumperne (Fig. 280-282) ville ikke fordre nogen Kraft under Stemplets Nedgang, hvorimod de under Opgangen fordre en Kraft $= \gamma AH$, hvor H er den hele Højde, A Stempelarealet og γ Vandets Vægt pr. Cubikenhed. Der haves nemlig, naar Stemplet under Opgangen staar et vilkaarligt Stykke x over det nedre Vandspejl:

Tryk ovenfra $= \gamma(b + H - x)A$ (imod Bevægelsen),

Tryk nedenfra $= \gamma(b - x)A$ (med Bevægelsen),

altsaa Differenstryk $= \gamma HA$.

Vil man ved saadanne Pumper have lige Modstand under Opgangen og under Nedgangen, kan det ske ved Modvægt, som løftes, naar Stemplet gaar ned, og omvendt.

Enkeltvirkende Trykpumper (Fig. 283 og 284), suge under Opgangen, og have i den vilkaarlige Stilling en Modstand $= \gamma Ax$, som altsaa varierer med x, altsaa forandres noget med Stemplets Stilling, dog sædvanlig ikke meget, da nemlig Pumpeslaget i Reglen er kort i Forhold til Afstanden fra Vandspejlet til Pumpen, hvorfor man godt kan regne denne Modstand konstant og maale x til Stemplets Midtstilling.

Under Stemplets Nedgang faaes en Modstand $= \gamma(H - x)A$, der ligeledes varierer med Stempelstillingen, men godt kan regnes konstant, naar x maales til Stemplets Midtstilling.

Sammenholdes Udtrykkene for Modstanden under Opgangen og under Nedgangen, ses, at man vil kunne opstille Pumpen i en saadan Højde, at der bliver lige Modstand mod Bevægelse i begge Retninger, altsaa at

$$\gamma(H - x)A = \gamma xA,$$

hvilket fordrer at

$$x = \tfrac{1}{2}H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (134)$$

eller Pumpen skal stilles midt imellem øvre og nedre Vandspejl. Der er her ikke taget Hensyn til Vægten af Stempel, Stempelstang og andre medfølgende Dele. Kaldes denne Vægt P, bliver Betingelsen for lige Modstand under Op- og Nedgangen

$$\gamma(H - x)A - P = \gamma xA + P,$$

$$x = \frac{\gamma HA - 2P}{2\gamma A}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (134\,a)$$

der er mindre end $\frac{1}{2}H$.

Kan Pumpen ikke opstilles i den derved bestemte Højde, og vil man desuagtet have lige Modstand under Op- og Nedgangen, kan der ogsaa her bruges en Modvægt, hvis Størrelse let bestemmes.

Dobbeltvirkende Suge- og Trykpumper (Fig. 285), give samme Modstand mod Stemplets Opgang og mod dets Nedgang, naar Vægten af de bevægede Dele lades ude af Betragtning saavelsom den Omstændighed, at Stempelarealet paa Oversiden er saameget mindre end paa Undersiden, som Stempelstangens Tværsnitsareal udgjør.

Enkelt sugende og dobbelt trykkende Pumper (Fig. 286), ville, naar det skiveformige Stempels Areal kaldes A_1, Dykkerstemplets A_2, have en Modstand under Opgangen hvoraf en Del skriver sig fra Sugehøjden og er

$$= \gamma A_1 x,$$

(x regnet fra Midtstillingen af Stemplet), medens en anden Del hidrører fra Trykhøjden og er

$$= \gamma (A_1 - A_2)(H - x),$$

altsaa tilsammen

$$\gamma [A_2 x + (A_1 - A_2) H],$$

medens Modstanden under Nedgangen alene hidrører fra Trykhøjden og er

$$= \gamma A_2 (H - x).$$

Er nu den Vægt, der skal løftes og sænkes med Stemplet, P, faaes som Betingelse for lige Modstand under Bevægelsen begge Veje

$$\gamma A_2 (H - x) - P = \gamma [A_2 x + (A_1 - A_2) H] + P. \quad \ldots \quad (135)$$

Denne Betingelse vil i Almindeligled let kunne fyldestgjøres, da der indgaar adskillige Størrelser i Ligningen, som der vil kunne disponeres over, om de end for en Del blive bestemte af de lokale Forhold.

Der bliver nu at undersøge, hvad Indflydelse de ved Bevægelsen frembragte Modstande udøve, saavelsom det bevægede Vands Masse.

Friktionen ved Stempel og Stoppebøsser vedkommer kun for saavidt Pumpens Virkning, som de bevirke et ligefremt Tillæg i Kraft til dens Bevægelse.

Ledningsmodstandene i Suge- og Stigrørene kunne beregnes efter Vandets Hastighed i disse Rør, og virke væsentlig som en Forøgelse af henholdsvis Suge- og Trykhøjden.

Vandets Masse maa der særlig tages Hensyn til. Den skal nemlig ved hvert Slag sættes i Gang og atter standses, hvilket medfører, at der foruden det Tryk, som afhænger af Løftehøjden, kommer til at virke et særligt Tryk paa Stemplet, snart imod og snart i Retning af dettes Bevægelse, alt eftersom Vandsøjlens Hastighed er i Begreb med at tiltage eller aftage. Ligeledes fremkommer der særlige Tryk imod Rørvæggene. Under ugunstige Forhold kan der endog fremkomme stærke Stød og Slag imellem Vandmassen og Stemplet, det kan nemlig hænde, at Vandet ved Slagets Begyndelse ikke kan strømme saa hurtigt til, som Stemplet bevæger sig; Stemplet løber da fra Vandet, efterladende et lufttomt Rum, men siden indhentes det igjen af Vandet, og der foregaar da et Stød.

Lignende Stød kunne foregaa i Rørene, idet en Del af Vandmassen løber fra det øvrige Vand, efterladende et tomt Rum, som saa atter udfyldes med et Stød. Alle disse Virkninger ere skadelige for Pumpens Gang, de kunde endog helt forstyrre Virkningen eller sprænge Rørene, hvorfor de maa reduceres til det mindst mulige, og navnlig bør Stød i Pumpen eller i Rørene under alle Omstændigheder undgaaes.

Rigtignok kunne undertiden Stødene forøge Pumpens Vandføring ud over, hvad der kan beregnes efter det af Stemplet beskrevne Volumen, idet Ventilerne blive slaaede op ved det af Stødet foraarsagede Tryk, og lade den bevægede Vandmasse fare igjennem, men, selv uden Hensyn til Stødenes ødelæggende Virkning paa Ventilerne og de øvrige Dele af Pumpen, er denne Virkning meget uøkonomisk, idet Stødene bevirke et Tab i levende Kraft, og altsaa et Arbejdsforbrug, der langt overskrider, hvad der svarer til Forøgelsen i den løftede Vandmængde.

De Forhold, der betinge Stødenes Fremkomst, maa altsaa nærmere undersøges. Der kan gaaes ud fra, at Loven for Stemplets Bevægelse er den, som faaes ved en Krumtap med Plejlstang, thi i de allerfleste Tilfælde bevæges Stemplet mer eller mindre direkte ved en Krumtap.

For en ved Krumtap frembragt retliniet Bevægelse gjælde

Formlerne (80) Pag. 98 idet Plejlstangens Længde antages meget stor, altsaa

$$\text{Stemplets Vej} = x = r\,(1 - \cos\alpha).$$

$$\text{Stemplets Hastighed } c = v \sin\alpha.$$

$$\text{Stemplets Accelleration } \frac{dc}{dt} = \frac{v^2}{r}\cos\alpha.$$

Sugerørene. I disse Rør er det ikke Stemplet, som trykker paa Vandet, men det er den atmosfæriske Lufts Tryk, som driver Vandet gjennem Rørene. Dette Tryk maa følgelig kunne bringe Vandet til at følge tilstrækkelig hurtig med Stemplet, da der i modsat Fald vil danne sig et tomt Rum og fremkomme et Stød. Kaldes nu Stemplets Areal A, Rørenes a, Sugerørets hele Længde l_1 og Sugehøjden h_1, og har Stemplet i det vilkaarlige Øjeblik Hastigheden c, maa Vandet i Rørene have Hastigheden

$$c_1 = c\,\frac{A}{a},$$

og Accellerationen

$$\frac{dc_1}{dt} = \frac{A}{a}\frac{dc}{dt} = \frac{A}{a}\frac{v^2}{r}\cos\alpha,$$

Vandmassen i Rørene er $\frac{\gamma a l_1}{g}$, den derpaa virkende Kraft skal altsaa være

$$\frac{\gamma a l_1}{g} \cdot \frac{A}{a}\frac{v^2}{r}\cos\alpha,$$

hvilket svarer til Trykket af en Vandsøjle, virkende paa Rørets Tværsnitsareal og af Højde

$$= \frac{l_1}{g}\frac{A}{a}\frac{v^2}{r}\cos\alpha.$$

Tillige skal Vandet, der strømmer ind i Rørets nedre Ende, meddeles Hastigheden

$$c_1 = \frac{cA}{a},$$

hvortil svarer en Trykhøjde

$$= \frac{c^2A^2}{2ga^2} = \frac{v^2\sin^2\alpha A^2}{2ga^2}.$$

Vandets Bevægelse gjennem Sugerørene fordrer altsaa et Tryk svarende til en Vandsøjle af Højde

$$= \frac{l_1}{g}\frac{A}{a}\frac{v^2}{r}\cos\alpha + \frac{v^2A^2}{2ga^2}\sin^2\alpha.$$

Er den til Lufttrykket svarende Vandsøjle b, haves Trykhøjden til Vandets Bevægelse $= b - h_1$, altsaa maa i hvert Øjeblik følgende Betingelse være opfyldt

$$b - h_1 \geqq \frac{l_1}{g}\frac{A}{a}\frac{v^2}{r}\cos\alpha + \frac{v^2 A^2}{2ga^2}\sin^2\alpha. \quad \ldots \quad (136)$$

Det farligste Tilfælde indtræffer for den Værdi af α, som gjør højre Side saa stor som mulig. Søges Maximum ved Variation af α faaes

$$\cos\alpha = \frac{l_1 a}{rA}.$$

I alle forekommende Tilfælde er imidlertid l_1 saa stor, at $\frac{l_1 a}{rA} > 1$, der gives da ikke nogen saadan Maximumsværdi, men Ligningens højre Side bliver saa stor som mulig, naar $\cos\alpha$ faar sin største Værdi, altsaa $\alpha = 0$. Heraf følger:

Naar en Pumpe drives ved Krumtap, kan Stemplet ikke løbe fra Vandet, medmindre det sker ved Slagets Begyndelse. Betingelsen (136) kan da simplificeres ved at sætte $\alpha = 0$. Den kan altsaa skrives

$$\frac{b - h_1}{l_1} g \geqq \frac{v^2}{r}\frac{A}{a}, \quad \ldots \quad (137)$$

hvoraf sees, at forat undgaa Stød maa Slaglængden og Rørenes Tværsnit være store, Hastigheden, Rørlængden og Sugehøjden smaa.

Der er ved denne Udvikling forudsat, at Sugeventilen har samme Tværsnitsareal som Rørene, hvilket ogsaa maa iagttages ved Konstruktionen. Formlen (137) gjælder baade for enkeltvirkende og for dobbeltvirkende Pumper. Da imidlertid en dobbeltvirkende Pumpe med samme Vandføring som en enkeltvirkende faar mindre Dimensioner, saa vil ogsaa Rørarealet a vise sig at kunne tages mindre, naar der bruges en dobbeltvirkende end naar der bruges en enkeltvirkende Pumpe. Er f. Ex. v og r ens for de 2 Pumper, bliver A kun halv saa stor ved den dobbeltvirkende, og a følgelig ogsaa.

Ved at bruge 2 dobbeltvirkende Pumper med Krumtappe under 90° med hinanden og med fælles Sugerør, kan dettes Tværsnit yderligere formindskes, fordi hver Pumpes Areal A bliver mindre. Formel (137) gjælder dog ikke, men der haves, at i det vilkaarlige Øjeblik er Hastigheden i Rørene $c =$ Summen

af de Hastigheder, der skyldes hver af Pumperne for sig, og det samme gjælder om Accellerationen, altsaa bliver (136) erstattet af

$$b - h_1 \geqq \frac{l_1}{g}\frac{A}{a}\frac{v^2}{r}(\cos\alpha + \cos\alpha_1) + \frac{v^2A^2}{2ga^2}(\sin^2\alpha + \sin^2\alpha_1),$$

eller da $\alpha_1 = 90° + \alpha$

$$b - h_1 \geqq \frac{l_1}{g}\frac{A}{a}\frac{v^2}{r}(\cos\alpha - \sin\alpha) + \frac{v^2A^2}{2ga^2},$$

og for $\alpha = 0$

$$b - h_1 \geqq \frac{l_1}{g}\frac{A}{a}\frac{v^2}{r} + \frac{v^2A^2}{2ga^2}, \quad \ldots\ldots \quad (137a)$$

der i dette Tilfælde erstatter (137).

Iøvrigt bør man i alle Tilfælde, hvor det lader sig gjøre, formindske Længden af Sugerørene til det mindst mulige.

Fig. 287 viser et Exempel paa, hvorledes man ofte ved et Pumpeværks Anlæg kan opnaa dette. Pumpen A skal suge Vandet fra Beholderen B. Der kunde da lægges et Sugerør, som naaede fra Pumpen til Beholderen, men det blev et meget langt Rør, hvori Vandet skulde standses og sættes i Gang for hvert Slag, hvorfor en saadan Konstruktion maatte betragtes som fejlagtig. Det undgaaes, som Figuren viser, ved at lade Sugerøret gaa lige ned i en Brønd, hvortil Vandet føres gjennem en Rørledning. Sugerøret bliver da saa kort som muligt. Vandstanden i Brønden vil variere lidt ved hvert Slag, men gjennemsnitlig staa saameget lavere end i B, som behøves for at drive Vandet gjennem den vandrette Ledning. Gjennem denne gaar der da en jevn Strøm.

I Tilfælde, hvor lange Sugerør ere nødvendige, kunne Stødene undgaaes ved at bruge Vindkjedel. Herved forstaaes en Beholder med en indesluttet Luftmasse, som er i Forbindelse med Rørene. Vindkjedlen bør i Almindelighed sættes saa tæt ved Pumpen som muligt, og Virkningen af en saadan Sugevindkjedel er følgende: Vindkjedlen er fra først af fyldt dels med Luft af en Spænding $= b - h_1$, og dels med Vand. Naar nu Pumpen arbejder, vil den tage Vand fra Vindkjedlen, Luften deri antager følgelig en mindre Spænding, og som Følge deraf vil Vandet fra Sugerørene drives op deri ved Atmosfærens Tryk. Tænkes nu Vindkjedlens Rumfang at være meget stort, vil Trykket deri, naar Ligevægt under Bevægelsen er indtraadt,

være konstant, og saameget mindre end $b - h_1$, som behøves forat drive Vandet gjennem Sugerørene. Gjennem disse gaar der en konstant Strøm, og den Del af Sugerørene, hvori der kunde befrygtes Stød, er følgelig kun Stykket fra Vindkjedlen til Pumpen, men i dette korte Stykke kan Stød let undgaaes. Kraften, som haves til at drive Vandet gjennem dette Rørstykke, er aabenbart Spændingen af Luften i Vindkjedlen. Nu er rigtignok Vindkjedlen ikke saa stor som forudsat, og der vil derfor ske en kjendelig Variation af Trykket, eftersom Pumpen just tager Vand derfra eller ej; men naar blot Vindkjedlen er saa stor, at Luftens Spænding ikke synker mere i Løbet af hvert Pumpeslag, end at den dog er tilstrækkelig til at meddele Vandet den fornødne Accelleration, vil der ikke kunne fremkomme Stød.

En Beregning af disse Forhold er vidtløftig, men i Almindelighed vil en Sugevindkjedel af Størrelse = Pumpens Volumen være tilstrækkelig. Selvfølgelig sættes der kun Sugevindkjedel naar det er nødvendigt, hvilket forholdsvis er sjældent. Undertiden kunne Stød, der vise sig at fremkomme i Sugerørene, hæves uden at sætte Vindkjedel paa, blot ved en Lufthane eller et lille fint Hul i Rørene. Herigjennem vil der da indsuges Luft, der som Bobler følger med Vandet, og ved sin Elasticitet virker til at hindre Stødene.

Stigrørene. I disse er det Stemplets direkte Tryk, som bevæger Vandet, og følgelig kan der ikke være Tale om nogen Adskillelse af Vandet fra Stemplet ved Slagets Begyndelse, men saasnart Stemplet har naaet Midten af sin Bane, og dets Hastighed aftager, vil Vandmassen i Rørene, som er i Fart, stræbe at fortsætte sin Bevægelse, forsaavidt det ikke standses ved sin egen Vægt og ved Luftens Tryk derpaa ved den øvre Rørmunding. Hvis disse Kræfter kunne standse Vandet mindst ligesaa hurtigt, som Stemplet standser, vil der ikke ske noget Stød; men er dette ikke Tilfældet, vil hele Vandsøjlen i Stigrørene eller en Del deraf løbe forud efterladende et lufttomt Rum, som saa siden udfyldes med et Stød.

Lad (Fig. 288) A forestille Pumpen og L Stigrøret, som først er tænkt ført et vandret Stykke hen, og derpaa skraat

opad. Kraften, der virker til at standse Vandet, er da, naar Rørarealet er a

$$\gamma a (b + h_2),$$

der virker paa Vandmassen

$$\frac{\gamma a l_2}{g},$$

hvor l_2 er den hele løbende Længde af Stigrøret.

Paa Masseenheden virker altsaa Kraften

$$\frac{g(b + h_2)}{l_2}.$$

Dette skal være $\frac{A}{a}$ gange den numerisk største negative Værdi af Stemplets Accellaration. Denne Accelleration er $\frac{v^2}{r}\cos\alpha$, og bliver Maximum ved Slagets Slutning, hvor $\alpha = \pi$. Der faaes da Betingelsen for at Stød undgaaes paa det Sted, hvor Stigrørene udgaa fra Pumpen

$$\frac{A}{a}\frac{v^2}{r} \leqq g\frac{b + h_2}{l_2}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (138)$$

nu kunde det tænkes, at der ved α' var endnu større Fare for Adskillelse. For dette Punkt faaes Betingelsen

$$\frac{A}{a}\frac{v^2}{r} \leqq g\frac{b + h_2}{l'_2},$$

der altid vil være tilfredsstillet, naar (138) er det. Hvis Rørene altsaa ordnes som i Fig. 288, er der ingen Fare for Stød undtagen tæt ved Pumpen.

Er derimod Rørene ordnede som i Fig. 289, vil endnu Betingelsen (138) sikkre mod Stød ved Pumpen, men i Punktet α' vil der blive større Fare for Stød. I dette Punkt haves nemlig kun Atmosfærens Tryk til at standse Vandet, altsaa bliver Betingelsen for Sikkerhed mod Stød paa dette Sted

$$\frac{A}{a}\frac{v^2}{r} \leqq g\frac{b}{l'_2}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (139)$$

som, naar l'_2 er stor, ikke nødvendigvis er opfyldt fordi (138) er det. Ved at ordne Rørene som i Fig. 289 indfører man altsaa et Punkt α', hvori Faren for Stød kan blive større end den, som haves ved Pumpen. Ordningen Fig. 288 maa derfor foretrækkes, hvor der haves Valget.

Ved Pumper hvor Vandet samtidig er i Bevægelse i Sugerør og i Stigrør, saaledes som i Fig. 285 og 286 kan det ske,

at Ventilerne aabne sig og lade Vand strømme fra Sugerør til Stigrør, hvorved, som tidligere omtalt, Vandføringen forøges, men paa Virkningsgradens Bekostning. Betingelsen for at dette undgaaes faaes paa samme Maade som (138), kun at der indføres $h_2 + h_1$ istedetfor $b + h_2$, og $l_1 + l_2$ istedetfor l_2, idet nemlig den hele Vandsøjle i Suge- og Stigrør tilsammen er i Bevægelse, og Atmosfærens Tryk b bortfalder, da det virker baade med Bevægelsen forneden ved Sugerørenes Munding, og mod Bevægelsen foroven ved Stigrørenes. Betingelsen bliver da

$$\frac{A}{a}\frac{v^2}{r} \leqq g\frac{h_2 + h_1}{l_2 + l_1}, \quad \ldots\ldots\ldots (140)$$

som man ved en saadan Pumpe maa sørge for at faa tilfredsstillet.

Ogsaa ved Stigrørene kan en Vindkjedel forebygge Stødene. En saadan Vindkjedel har dog ved Siden heraf endnu en anden Betydning, nemlig den, at hindre Trykket paa Stemplet i at blive altfor stort, hvilket sidste Hensyn i Reglen er det bestemmende med Hensyn til Vindkjedlens Størrelse.

Trykket paa Stemplet kan, naar Stigrørene ere lange, blive meget betydeligt, og navnlig langt større, end hvad der svarer til Stighøjden h_2. Størst bliver det ved Slagets Begyndelse. Det kan beregnes paa følgende Maade:

Accellerationen paa Stemplet er i første Øjeblik af Slaget $= \frac{v^2}{r}$, og paa Vandet i Røret $\frac{v^2}{r}\frac{A}{a}$,

Vandvolumen i Røret er $= a \,.\, l_2$, Massen $= \frac{\gamma a l_2}{g}$,

altsaa Trykket, som skal udøves derpaa $= \frac{\gamma v^2 A l_2}{rg}$,

der virker paa Arealet a, altsaa svarer til en Trykhøjde

$$= \frac{v^2 A l_2}{rga}.$$

Desforuden haves Trykhøjden h_2 at overvinde, altsaa bliver den hele Trykhøjde, der i første Øjeblik virker paa Stemplet

$$= \frac{v^2 l_2}{rg}\frac{A}{a} + h_2,$$

hvilket ved lange Ledninger kan blive betydeligt, navnlig naar Hastigheden er stor, og Rørarealet lille.

Forat formindske denne store Modstand, samt, som omtalt, forat hindre Stød i Rørene, og forat bringe en regelmæsssig Bevægelse i disse tilveje, bruges Trykvindkjedler. En Trykvindkjedel er en Beholder med sammentrykket Luft, som staar i Forbindelse med Stigrørene. Tænkes denne Vindkjedel meget stor, vil Vandet i Stigrørene bevæge sig med konstant Hastighed saaledes, at i den Periode af Slaget, hvor Pumpen giver mere Vand, end Rørledningen fører med den deriværende Hastighed, modtager Vindkjedlen Overskuddet, for atter at sende det ind i Rørledningen i den Periode, hvori Pumpen giver mindre Vand end Rørledningen fører. Spændingen af Luften i en saadan Vindkjedel vilde, hvis denne var uendelig stor, være konstant og netop være istand til at drive Vandet gjennem Stigrørene, altsaa svare til en Trykhøjde

$$h' = b + h_2 + \frac{c^2}{2g} + h_m, \ldots\ldots\ldots (141)$$

hvor c er Hastigheden i Rørene, og h_m den til Ledningsmodstanden svarende Trykhøjde. Det er da kun paa det korte Rørstykke mellem Pumpen og Vindkjedlen, at Hastigheden er variabel.

I Virkeligheden er Vindkjedlen ikke saa stor, at Luftens Spænding deri kan betragtes som konstant, men der vil ske en kjendelig Forøgelse og Formindskelse af Trykket, eftersom Vindkjedlen modtager mere Vand fra Pumpen, end den afgiver til Rørene, eller omvendt. Dog vil selv en forholdsvis lille Vindkjedel kunne hindre Stød i Rørene og bevirke, at Pumpens Modstand i første Øjeblik bliver betydelig mindre, end det ellers vilde være.

Vindkjedlens Størrelse vælges iøvrigt forskjellig efter Omstændighederne, dels efter den Regelmæssighed, hvormed Pumpen eller Pumperne afgive Vandet dertil, og dels efter de Fordringer, der stilles. Forat opfylde samme Fordringer vil saaledes en enkeltvirkende Pumpe behøve større Vindkjedel end en dobbeltvirkende, og denne atter større Vindkjedel end 2 dobbeltvirkende Pumper, der have Krumtappene under 90°, og sende Vandet til samme Vindkjedel. Omvendt maa der paa samme Pumpeværk sættes større Vindkjedel, naar der forlanges en saavidt mulig konstant Hastighed paa Vandet i Rørene,

(f. Ex. ved Sprøjter), end naar der kun tilsigtes at undgaa Stød og uforholdsmæssigt stort Begyndelsestryk paa Pumpestemplet. Herefter skal nu Vindkjedlens Størrelse bestemmes.

Det er da nødvendigt, først at bestemme hvormeget Vand der i hvert Tilfælde træder ud og ind i Vindkjedlen ved hvert Slag, den saakaldte fluktuerende Vandmængde. Lad Slagets Volumen være q, den fluktuerende Vandmængde $= \frac{1}{n} q$. Det gjælder da om at bestemme n. Dette vil imidlertid være vidtløftigt, naar der tages Hensyn til den variable Hastighed i Stigrørene, men Bestemmelsen af n behøver ikke at være meget nøjagtig, og det kan derfor tillades, at betragte Hastigheden i Stigrørene som konstant, hvilket ogsaa skal gjøres i det Følgende. De fundne Værdier af n kunne da godt anvendes paa de i Praxis brugelige Vindkjedler.

1) 1 enkeltvirkende Pumpe. Staar Krumtappen under Vinklen α, er det siden Dødpunktsstillingen bekrevne Volumen $= A \,.\, r\,(1 - \cos \alpha)$. Stigrørene, som under 1 Omdrejning bortføre et Vandvolumen $2rA$, have under Drejningen α bortført $2rA \,.\, \frac{\alpha}{2\pi}$ og Vindkjedlen har altsaa modtaget

$$Ar\left(1 - \cos \alpha - \frac{\alpha}{\pi}\right),$$

$\alpha = 161°25'$ giver Maximum $= 1.05\, Ar$, $\alpha = 18°35'$ giver Minimum $= -0.05\, Ar$, hvorved den flukterende Vandmængde $= 1.1\, Ar = 0.55\, q$, eller lidt over Halvdelen af Slagets Volumen.

2) 1 dobbeltvirkende Pumpe, eller 2 enkeltvirkende, der pumpe vexelvis.

Rørene føre her dobbelt saameget Vand i samme Tid som før, hvorved faaes, at Vindkjedlen i det vilkaarlige Øjeblik har modtaget

$$Ar\left(1 - \cos \alpha - \frac{2\alpha}{\pi}\right).$$

Maximum for $\alpha = 140°25'$, Minimum for $\alpha = 39°25'$ ere henholdsvis $= \pm 0.21\, Ar$, altsaa den fluktuerende Vandmængde $= 0.42\, Ar = 0.21\, q$.

3) 1 enkelt sugende, dobbelt trykkende Pumpe. Her er Forholdet som ved en halv saa stor dobbeltvirkende Pumpe, altsaa den fluktuerende Vandmængde $= 0.105\,q$.

4) 2 dobbeltvirkende Pumper med Krumtappe under rette Vinkler.

Den ene har givet Volumen $Ar(1 - \cos\alpha)$,
den anden $Ar\sin\alpha$,
tilsammen $Ar(1 - \cos\alpha + \sin\alpha)$,

medens Rørene under Drejningen 2π føre $8Ar$ altsaa under Drejningen α føre $\frac{4Ar\alpha}{\pi}$, altsaa Vindkjedlens Vandtilførsel

$$= Ar\left(1 - \cos\alpha + \sin\alpha - \frac{4\alpha}{\pi}\right).$$

Dette Udtryk bliver Max. og Min. for henholdsvis $\alpha = 70°50'$, og $\alpha = 19°10'$, nemlig $= \pm 0.042\,Ar$, altsaa den fluktuerende Vandmængde $= 0.042\,q$.

Den fluktuerende Vandmængde kan altsaa tilstrækkelig nøjagtig ansættes saaledes:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{for 1 enkeltvirkende Pumpe} \ldots\ldots & \frac{1}{n}q = 0.55\,q \\ \text{— 1 dobbeltvirkende} \ldots\ldots\ldots & = 0.21\,q \\ \text{— 1 enkelt sugende, dobbelt trykkende} & = 0.105\,q \\ \text{— 2 dobbeltvirkende Pumper, forsatte } \frac{1}{2} \text{ Slag for hinanden} \ldots\ldots\ldots & = 0.042\,q \end{array}\right\} \quad (142)$$

Nu kan Vindkjedlens Størrelse bestemmes under Hensyn til de Fordringer, der stilles:

1. Vindkjedlen skal hindre Stød i Rørene. Sæt at der er Fare for Adskillelse af Vandsøjlen i et Punkt α (Fig. 290) i Højde h'_2 over Vindkjedlen, og at Rørlængden fra Vindkjedlen til dette Punkt er l'_2, medens hele Rørlængden er l_2 og Højden h_2, saa vil Vandsøjlen mellem α og Rørets øvre Munding retarderes af

$$g\frac{b + (h_2 - h'_2)}{l_2 - l'_2}.$$

Hvis der nu enten sker en Adskillelse af Vandet ved α, eller hvis denne Adskillelse netop er hindret, vil Trykket i α være $= 0$, og den nedenfor værende Vandmasse vil da, naar Spændingen i Vindkjedlen er h_3, retarderes af

$$g\frac{h'_2 - h_3}{l'_2},$$

og naar Stødet netop skal undgaaes, maa disse 2 Kræfter være ligestore, altsaa

$$\frac{b + h_2 - h'_2}{l_2 - l'_2} = \frac{h'_2 - h_3}{l'_2},$$

eller den mindste Spænding i Vindkjedlen maa være

$$h_3 = \frac{h'_2 l_2 - (b + h_2) l'_2}{l_2 - l'_2} \quad \ldots\ldots\ldots (143)$$

Største Spænding, $h_{max.}$ er herved bestemt.

Da nemlig et konstant Tryk $= h'$ (141) i Vindkjedlen vilde give Vandet konstant Hastighed i Rørene, saa vil et Tryk $> h'$ give Vandet voxende Hastighed og et Tryk $< h'$ give Vandet aftagende Hastighed. Under et Slag gaar nu Trykket fra $h_{max.}$ til h_3. Saalænge det er større end h' voxer Vandets Hastighed, og derefter aftager den, men Arbejdet, der er meddelt Vindkjedlens Luft i den første Periode, maa være $=$ det, som er berøvet denne Luft i den sidste Periode. Men Arbejdet ved at Luften gaar fra $h_{max.}$ til h' er (if. techn. Mech.), idet Temperaturen antages konstant

$$A_1 = C \cdot l\left(\frac{h_{max.}}{h'}\right),$$

og Arbejdet ved at Spændingen gaar fra h' til h_3

$$A_2 = C \cdot l\left(\frac{h'}{h_3}\right),$$

og da $A_1 = A_2$ maa

$$h_{max.} = \frac{h'^2}{h_3}.$$

Idet nu den fluktuerende Vandmængde er $\frac{1}{n} q$ og det til h_3 svarende Volumen er V_3 (største Luftvolumen), vil det mindste Luftvolumen blive $V_3 - \frac{1}{n} q$ hvorved

$$\frac{V_3}{V_3 - \frac{1}{n} q} = \frac{h_{max.}}{h_3} = \frac{h'^2}{h_3^2},$$

eller Vindkjedlens theoretisk nødvendige Luftrumfang

$$V_3 = \frac{\frac{1}{n} q h'^2}{(h'^2 - h_3^2)}, \quad \ldots\ldots\ldots (144)$$

Imidlertid bør Vindkjedlens Indhold gjøres større end herefter. Dels kan nemlig Luften absorberes og dels kan der, ved

pludselig Standsning ske endnu større Udvidelse af Luften, og hvis da Vindkjedlens Volumen ikke er større end V_3, vil en Del af Luften slippe ind i Stigrøret og gaa bort med Vandet. Man bør helst tage Vindkjedlens Volumen $= 2V_3$, regnet til Overkant af Aabningen af Stigrøret.

For en enkeltvirkende Pumpes Vindkjedel vilde man herefter faa Volumen V af Vindkjedlen ved i (144) at sætte $\frac{1}{n} =$ ca. $\frac{1}{2}$

$$V = 2\,V_3 = \frac{q\,h'^2}{h'^2 - h_3^2}, \quad \ldots\ldots\ldots (145)$$

og samme Formel foreslaar Fink ogsaa at bruge for en dobbeltvirkende Pumpe.

2. Vindkjedlen skal hindre, at Trykket paa Stemplet i første Øjeblik bliver for stort. Naar Pumpeværket sættes igang vil Vandmassen i Rørene først lidt efter lidt komme i Bevægelse, og Vandet, som pumpes, gaar for største Delen ind i Vindkjedlen, hvis Luft sammentrykkes og Spændingen forøges derved. Det gjælder om at finde, hvormeget den kan voxe.

For Simpelheds Skyld tænkes Pumpeværket at afgive Vandet med konstant Hastighed c til Vindkjedlen. Da denne Igangsætning af Vandet i Rørene nemlig som oftest vil medtage mere end 1 Pumpeslag, vil man regne nøjagtig nok ved for c at tage Middelhastigheden, hvormed Pumpen afgiver Vandet til Vindkjedlen. I Tiden t vil der da være afgivet en Vandmængde $= act$, medens Rørene have taget en Vandmængde $= as$, hvor s er den Vej, som Vandet har tilbagelagt i Rørene i den betragtede Tid. Vindkjedlen har altsaa modtaget Volumen $= a(ct - s)$ og dens Luftvolumen er formindsket fra V' til $V' - a(ct - s)$, medens Trykket er steget fra h' til

$$h_x = \frac{h'\,V'}{V' - a(ct - s)},$$

men dette giver

$$a(ct - s) = V'\frac{h_x - h'}{h_x},$$

hvoraf ved Differentiation, idet den variable Hastighed i Stigrørene $= c_x$

$$a(c - c_x)\,dt = V'\frac{h'\,dh_x}{h_x^2},$$

men Accellerationen $\frac{dc_x}{dt}$ paa Vandet i Rørene skyldes Overtrykket $h_x - h'$ i Vindkjedlen virkende paa Arealet a, medens Vandmassen er $\frac{\gamma a l_2}{g}$, altsaa

$$\frac{dc_x}{dt} = \frac{(h_x - h')g}{l_2},$$

som i Forbindelse med den ovenfor udviklede Ligning giver

$$a(c - c_x)\,dc_x = V'g\frac{h'}{l_2}\frac{(h_x - h')}{{h_x}^2}\,dh_x,$$

der ved Integration fra 0 til c_x giver

$$\int_0^{c_x} a(c - c_x)\,dc_x = \int_{h'}^{h_x} V'g\frac{h'}{l_2}\frac{h_x - h'}{{h_x}^2}\,dh_x,$$

hvoraf

$$a(c_x c - \tfrac{1}{2}c_x^2) = g\frac{V'h'}{l_2}\left(\frac{h'}{h_x} - 1 + l\left(\frac{h_x}{h'}\right)\right),$$

h_x vil aabenbart voxe indtil Rørene bortføre Vandet ligesaa hurtigt, som Pumpen (eller Pumperne) levere det, altsaa indtil $c_x = c$, der altsaa giver $h_{\max.}$, følgelig faaes

$$a\frac{c^2}{2} = gV'\frac{h'}{l_2}\left(\frac{h'}{h_{\max.}} - 1 + l\frac{h_{\max.}}{h'}\right),$$

hvoraf

$$V' = \frac{ac^2 l_2}{2gh'\left(\frac{h'}{h_{\max.}} - 1 + l\frac{h_{\max.}}{h'}\right)},$$

eller, idet $Q = 60 . a . c$ er det pumpede Vandvolumen pr. Minut

$$V' = \frac{Qcl_2}{120gh'\left(\frac{h'}{h_{\max.}} - 1 + l\frac{h_{\max.}}{h'}\right)}, \quad \ldots . \quad (146)$$

hvoraf ses, at naar $\frac{h_{\max.}}{h'}$ er fastsat, altsaa Forholdet mellem største Tryk paa Stemplet og Middeltrykket, vil der kræves et desto større Luftvolumen i Vindkjedlen, 1) jo større den hele Vandmængde pr. Minut er, 2) jo større Middelhastigheden c i Rørene er, og 3) jo større den hele Længde l_2 af Stigrørene er. Derimod aftager V', naar Højden h' voxer. Formel (146)

kan skrives simplere ved for $l\frac{h_{max.}}{h'}$ at sætte første Led af Rækkeudviklingen, hvorved man faar

$$V' = \frac{Qcl_2}{120g}\frac{h_{max.}(h_{max.}+h')}{h'(h_{max.}-h')^2} \quad \ldots\ldots (147)$$

Imidlertid er det dog ikke nok, at have dette Volumen over Stigrørsmundingen, thi ved pludselig Standsning vil Vandet i Stigrørene, paa Grund af sin levende Kraft, fortsætte Bevægelsen og derved udvide Luften i Vindkjedlen, og hvis denne da ikke har større Volumen end V' over Stigrørsmundingen, vil Luften undvige gjennem denne, og der er da for lidt Luft tilbage, naar der atter skal sættes igang. En Beregning herefter har (if. Fink) givet Vindkjedlens Volumen $V = 3V'$, altsaa

$$V = \frac{Qcl_2 h_{max.}(h_{max.}+h')}{40gh'(h_{max.}-h')^2}.$$

I Almindelighed kan man antage som tilladt $h_{max.} = 2h'$ og altsaa beregne Stempelstang og de øvrige Dele af Pumpen efter det dobbelte af det hydrostatiske Tryk. I saa Tilfælde maa man have

$$V = \frac{0.3\,Qcl_2}{2gh'} \quad \ldots\ldots\ldots (148)$$

Endelig kan det hænde, at en Pumpe bliver sat igang med større Hastighed, end den er beregnet for. I saa Tilfælde vil baade Q og c voxe, altsaa V voxe med Kvadratet paa Hastigheden, hvormed Pumpen gaar. I saadanne Tilfælde bør V gjøres større, f. Ex. dobbelt saa stor som efter (148), altsaa

$$V = \frac{0.6\,Qcl_2}{2gh'} \quad \ldots\ldots\ldots (149)$$

3. Vindkjedlen skal frembringe en jevn Hastighed gjennem Stigrørene. Til Grund for Beregningen under dette Hensyn maa lægges Værdierne (142) af den fluktuerende Vandmængde, og Vindkjedlens Volumen gjøres stort i Sammenligning dermed. Fink foreslaar som mindste Volumen for

1 enkeltvirkende Pumpe	$V = 4q$	(150)
1 dobbeltvirkende Pumpe	$V = 1.6q$	
1 enkelt sugende, dobbelt trykkende Pumpe	$V = 0.4q$	
2 dobbeltvirkende Pumper	$V = 0.8q$	

forudsat, at Vindkjedlen kan holdes fyldt med sammentrykket Luft, ogsaa naar Pumpen standser. Er derimod Forholdet saaledes som ved Sprøjter, hvor Luften, naar Pumpen standses, kan udvide sig indtil den kun har Atmosfærens Tryk b, maa Rumfanget forøges til Værdien

$$W = V\frac{b+h_2}{b}, \quad \ldots\ldots\ldots (151)$$

hvor V tages af (150).

Rør og Ventiler. Som almindelig Regel gjælder, at Ventilerne skulle, saavidt muligt, frembyde samme Gjennemgangsareal for Vandet, som Rørene, saa at der ikke fordres nogen forøget Hastighed ved Gjennemgangen. Hastigheden i Rørene kan tages mellem Grændserne 1.5′ og 3′ pr. Sekund.

Ventilerne kunne have mange forskjellige Former, navnlig skjælnes mellem 1) Klapper, der dreje sig om et Hængsel, og 2) Ventiler med Parallelbevægelse, der løftes parallelt med sig selv.

1. Klapper. Fig. 291 viser en Læderklap. Den er dannet af en Læderplade, som passer over Aabningen, og slutter tæt mod dennes plane Rand. Ved Plader paa Over- og Undersiden er den fornødne Stivhed frembragt, Hængslet dannes af Læderet selv.

Fig. 292 viser en Metalklap, drejelig om et Hængsel og sluttende med sin plant afrettede Rand mod Rørets Rand. Ved et Anslag hindres Ventilen i at løfte sig for høit, forat Lukningen kan ske saa hurtigt som muligt. Anlægsfladens Plan er paa Fig. 292 stillet skraat, fordi der saa behøves en mindre Vinkeldrejning af Ventilen til et vist Gjennemgangsareal. Tænkes f. Ex. Ventilen rektangulær, vil Gjennemgangsarealet forbi selve Klappen komme til at bestaa af en Rektangel og 2 Trekanter. Summen af disse bør være større end Rørtværsnittet, fordi Vandet ikke overalt passerer dem vinkelret paa deres Plan.

Tillige maa der sørges for, at der er Plads for Vandet, efter at det har passeret Ventilen, thi hvis f. Ex. en rektangulær Ventil har for ringe Afstand fra Siderne af Ventilkassen, faaes ingen Nytte af de trekantede Arealer.

Fig. 293 viser et Luftpumpestempel med Metalklapper, der ligeledes ere stillede skraat forat give stort Gjennemgangsareal med ringe Vinkeldrejning.

Metalklapper belægges undertiden med Læder paa den Flade, som skal slutte mod Anlæget, og er i saa Tilfælde nærmest at betragte som Læderventiler med Metalhængsel.

Kautschukventiler dannes af en bøjelig Kautschukplade, som slutter mod en plan Anlægsflade. Aabningen maa, forat Ventilen ikke skal trykkes ned derigjennem, deles i flere mindre ved Sprosser, som støtte Ventilen.

Fig. 294 viser den almindeligste Form, Ventilen er en cirkelrund Skive, som er fastholdt i Midten. Dens Udslag er begrændset af den kugleformige Skaal derover. Denne Skaal er gjennembrudt, forat byde Vandet saa lidt Modstand som mulig, naar Ventilen løftes. Ved Beregning af Aabningsarealet, som denne Ventil giver, tør man dog ikke gaa ud fra, at Pladen antager Kugleform, naar den aabnes, men kun gjøre Regning paa, at den bøjer sig cylindrisk.

Ventilens Diameter maa, naar den sidder i et Rør, ikke overstige 0.7 à 0.75 Gange Rørdiametren. Skal en saadan Ventil være meget stor, kan man erstatte den af flere mindre Ventiler af samme Form, eller man kan anbringe en Ventil som Fig. 294, og udenom den, koncentrisk dermed, en anden Ventil med en ringformig Kautschukplade, fastholdt ved sin indre Rand, hvilende paa en ringformig Rist, og med ringformigt Anslag. Fig. 295 viser et Luftpumpestempel med en saadan Kautschukventil.

Undertiden bruges ogsaa Kautschukventiler af rektangulær Form, fastholdt langs den ene Rand. En saadan Ventil maa naturligvis ogsaa have Aabningen delt ved Sprosser, og have et Anslag til at begrændse Bevægelsen.

2. Ventiler med Parallelbevægelse. Den simpleste Form af disse er vist i Fig. 296. Den lægger an paa en konisk eller plan Flade, og styres ved et 3- eller 4-fliget Kryds. Ventilen er i Reglen af Bronce, og det samme er Tilfældet med Ventilhuset. Da nu Ventilhuset i Reglen er af Støbejern, bliver der heri indsat en Metalforing, som indeholder Ventilsæde og Styring for Fligene.

Med Hensyn til Dimensionerne mærkes, at det frie Areal, som fremkommer ved Ventilens Aabning, intetsteds maa være mindre end Rørarealet. Herved er saavel Ventilens Diameter som dens Løftehøjde bestemt, samt Afstanden mellem Ventilens

Rand og Ventilhusets Vægge. Ligesom ved Klapventiler begrændses Ventilens Vandring ved et Anslag, forat Lukningen ikke skal tage for lang Tid. Endelig mærkes, at Ventilen bør ligge saaledes, at det Tryk, som Vandet, naar det stræber at gaa tilbage, udøver paa Ventilen, befordrer Lukningen, eller i altfald ikke modvirker denne. Ellers kan det hænde, at Ventilen bliver staaende aaben, og Pumpen saaledes er uvirksom. Det vilde f. Ex. være urigtigt, om Ventilen i Fig. 296 i løftet Tilstand laa som vist punkteret.

Flersædede Ventiler. Hensigten med disse er at opnaa stort Gjennemgangsareal med ringe Løftning af Ventilen. Til de flersædede Ventiler høre Differensventilerne og Kronventilerne, som ere omtalte i Maskinlærens 1ste Del i den Skikkelse, hvori de bruges som Dampfordelingsapparater. Ganske lignende Former bruges ogsaa til Pumpeventiler, dog med den Forandring, at de 2 Gjennemgangsaabningers Tværsnit gjøres saameget forskjellige, at Vandet tilstrækkelig let kan aabne Ventilen. Fig. 297 viser saaledes en Kronventil til en Pumpe.

En anden Form af Ventil med ringformige Gjennemgangsaabninger viser Fig. 298. V er Ventilen, S Ventilsædet. Ved Beregningen af Dimensionerne af denne Ventil, kan man gaa ud fra en vis Løftehøjde af Ventilen, og fordele Aabningerne saaledes, at der overalt bliver saa god Plads som muligt for det gjennemstrømmende Vand, f. Ex. saaledes, at naar a, b, c, d, e betegne Arealerne af de respektive ringformige Aabninger, og ligeledes f, g, h og i betegne Arealerne af de med disse Bogstaver mærkede cylindriske Gjennemgangsaabninger, sættes $a = f$, $d = g + f$, $b = g + h$, $e = i + h$, og $c = i$. Fig. 298 viser Ventilsædet fastholdt ved en Kant af Støbejernet, som griber ind derover forat hindre det i at løfte sig ved Vandets Tryk.

Vægten af en Ventil i Forhold til den Kraft, hvormed Vandet stræber at aabne den eller holde den aaben, har væsentlig Betydning. Kraften, som stræber aabne Ventilen, er Forskjellen mellem Trykket paa de to Sider af den, hvilken Trykforskjel altsaa svarer til et Tab, som lides ved Gjennemgangen gjennem Ventilen. Saasnart Trykforskjellen bliver større end Vægten af Ventilen, vil denne hæve sig, indtil den standses af den Stopper, som skal begrændse dens Bevægelse. Bliver Tryk-

forskjellen siden igjen mindre end Ventilens Vægt, lukker den sig atter. Heraf vil det fremgaa, at en tung Ventil fordrer større Trykforskjel forat aabne sig end en let Ventil, og giver altsaa ogsaa større Tab i Arbejde, men paa den anden Side vil den hurtigere lukke sig, naar Trykket henimod Slagets Slutning aftager, hvorimod den lettere Ventil først senere lukker sig, nemlig naar Vandets Tryk efter Slagets Slutning skifter Retning, hvorved den da før Lukningen lader en vis Vandmængde slippe bort, og desuden lukker sig med et Stød, fremkaldt ved Trykket af hele Vandmassen, der stræber at gaa tilbage. Tabet i Vandmængde vil let kunne blive betydeligt, ligesom ogsaa Stødet kan blive stærkt, navnlig ved hurtiggaaende Pumper, hvorfor man hellere maa bruge en tung Ventil, og finde sig i det dermed forbundne Arbejdstab.

Fink foreslaar at gjøre dem saa tunge, at de ved største Stempelhastighed, altsaa midt i Slaget, netop kunne bæres af Vandstrømmens Tryk. Dette Tryk antager han endvidere at kunne regne $= 1\frac{1}{2}$ Gange Trykket af den Vandsøjle, der svarer til største Gjennemstrømningshastighed. Ved at gaa ud herfra findes følgende Talstørrelser:

Vandets Middelhastighed i Fod	2	3	4	5	6
Ventilens Vægt i Pund pr. □″	0.10	0.23	0.40	0.64	0.93
Modstandshøjde i Fod	0.24	0.54	0.96	1.5	2.16

Beregner man en Ventils Tykkelse herefter, f. Ex. for en Ringventil, saa vil man, naar Vandets Hastighed er stor, let komme til en uforholdsmæssig stor Metaltykkelse, forat faa den tung nok. Dette fører til Anvendelse af Kronventiler og Differensventiler i saadanne Tilfælde, da man ved disse kan give Ventilen saa stor Gjennemgangsaabning, det skal være, og dog sørge for at det Tryk, hvormed Vandet virker løftende derpaa, ikke bliver større, end hvad der efter Ovenstaaende svarer til Ventilens Vægt.

Det Tab, som lides ved, at noget Vand gaar tilbage gjennem Ventilerne for hvert Slag, før disse lukke sig, maa der tages Hensyn til ved Pumpens Konstruktion. Skal der f. Ex. løftes et Vandvolumen Q pr. Sekund, beregnes Pumpens Volumen efter et større Vandvolumen $= \frac{Q}{\mu}$, hvor μ er Fyldningsgraden, en

ægte Brøk, som er desto større, jo mindre Vandmængde der tabes. Det vil let forstaaes, at under iøvrigt lige Omstændigheder vil Fyldningsgraden blive størst, naar Ventilerne have en passende Vægt, end naar de ere for lette. Ligeledes indses, at det er fordelagtigt at have langt Stempelslag, og altsaa lade Stemplet gjøre et ringe Antal Slag pr. Minut, fremfor at lade det gjøre mange korte Slag, thi det er jo kun efter hvert Slag, at der tabes Vand gjennem Ventilerne.

Værdien af μ kan ved Pumper af god Konstruktion variere fra $\mu = 0.9$ til $\mu = 0.8$. Sættes $\mu = 0.85$, og skal der løftes en Vandmængde Q pr. Minut maa Pumpen altsaa beregnes for Vandmængden $\frac{Q}{0.85} = 1.18\,Q$.

Virkningsgraden af Pumpen kan ved fortrinligt udførte, store Pumpeværker voxe til $\eta = 0.8$, men er sædvanlig betydelig mindre, saasom $\mu = 0.70$ eller $\mu = 0.65$. Heri er indbefattet Tabet i Rørledningen, forudsat at Rørene ere saa vide, at Vandet deri ikke faar større Hastighed end 2 à $2\frac{1}{2}'$, og at Rørlængden ikke er meget større, end hvad der svarer til den hele Løftehøjde, samt at Ventilernes Gjennemgangsaabninger ikke ere for smaa. Hvis der haves lange Rørledninger, og hvis disse tilmed ere snævre, saa at Vandets Hastighed bliver stor, og hvis der endvidere findes flere Knæk og Ombøjninger paa Ledningerne, kan Modstanden i disse stige betydeligt, der maa da særlig tages Hensyn hertil, idet Modstanden regnes efter de i den tekniske Mekanik angivne Formler. Hastigheden i Rørene kan indføres i Beregningen med en Middelværdi.

2) Kapselpumper.

Af disse haves en stor Mængde Former, som alle have det tilfælles, at der i et Hylster, Kapslen, findes et eller flere Legemer, som meddeles en roterende Bevægelse, saaledes at der imellem disse Legemer og Kapslen indsluttes Rum, som afvexlende forstørres og formindskes, medens de afvexlende ere i Forbindelse med henholdsvis Sugerør og Trykrør. Det er for største Delen de samme Former, der gjenfindes som roterende Dampmaskiner. Haves der kun 1 roterende Legeme i Kapslen, maa der tillige findes Skydere eller lignende Dele, som kunne

danne Afspærring mellem Indstrømnings- og Udstrømningsaabningen. Dette undgaaes ved at bruge 2 roterende Legemer, som dels slutte tæt mod Kapslen og dels mod hinanden indbyrdes. Formen af disse roterende Legemer kan varieres overordentlig meget. Fig. 299 og 300 viser nogle faa Exempler paa de mest anvendte af denne Slags Kapselpumper. Fig. 299 er Repsolds Pumpe. K er Kapslen, A og B de 2 roterende Legemer, der bevæge sig i Pilens Retning. Vandet kommer ind ved C og gaar bort ved D.

Under Omdrejningen vil Cirklerne a og b berøre hinanden, derefter Fladerne a_2 og b_2, saa Cirklerne a_3 og b_3, og endelig Fladerne a_4 og b_4. Kurverne a_2 og b_2 saavelsom a_4 og b_4, skulle altsaa glide paa hinanden, medens de 2 Legemer A og B dreje sig med konstant Hastighed i modsatte Retninger; de maa følgelig være formede som et Par indgribende Tandhjulstænder, saaat man kan opfatte A og B som et Par Tandhjul med kun 1 Tand hver. Naturligvis kunne A og B ikke drive hinanden, men deres Axler maa være forbundne ved et Par lige store Tandhjul udenfor Kapslen. Fig. 300 er Roots Pumpe, der iøvrigt bruges mere som Blæser (altsaa Luftpumpe) end som Vandpumpe. Bogstavernes Betydning er som ovenfor; A og B maa her nærmest betragtes som Tandhjul med 2 Tænder hver.

Man vil se, at Konstruktionen forholdsvis er simpel, men det er en Ulempe, at man vanskelig opnaar en saa tæt Tilslutning mellem de roterende Legemer og Kapslens Sider, saavel ved Endefladerne som ved den krumme Overflade, at ikke en stor Del af den løftede Vædske gaar tilbage gjennem Spillerummet paa disse Steder.

3) Øsemaskiner.

Øsehjul. Fig. 301 viser et saadant Hjul, der paa Omkredsen bærer Spande, som ved hver Omdrejning fylde sig med Vand og udtømme sig foroven. Spandenes Sider ere koniske, og Hjulet dykker saa dykt ned i det nedre Vand, at Spandene ved Udtrædelsen hælde ligesaa meget, som hvor de foroven begynde at udtømme Vand i Afløbsrenden. Man kan ogsaa gjøre Spandene bevægelige i Forhold til Hjulet, drejelige om Boltene, ved hvilken de ere ophængte. De indtage da, efterat have fyldt

sig med Vand, en opret Stilling, indtil de foroven støde mod Kanten af Afløbsrenden, og derved hældes tilstrækkeligt til at udtømme deres Indhold i denne.

Naar Øsehjul bruges, drives de ofte ved Vandkraft fra selve det Vandløb, hvis Vand de skulle løfte, og sættes da i Reglen paa Siden af Vandhjulet.

Fig. 302 viser et Øsehjul med Spiralgange, konstrueret af Peronnet. Hjulet har 2 plane Sideflader og derimellem spiralformede Skovler. Hjulet indtager Vandet ved sin ydre Omkreds og afgiver det inde ved Centrum. Virkningsgraden kan, med passende Dimensioner og ringe Hastighed, blive betydelig, da der ikke spildes Vand, ikke løftes højere end til Afløbsrenden, og ikke sker noget Stød ved Skovlernes Fyldning. Derimod faar Hjulet en meget betydelig Diameter i Forhold til Løftehøjden, saaat det bliver et stort og kostbart Apparat.

Fig. 303 viser en Spandkjæde, saakaldt Noria, af simpel Indretning. Den har imidlertid den Mangel, at Spandene trykke en Del Luft ned under det nedre Vandspejl; de forbruge derved Arbejde til Unytte, og fylde sig desuden vanskeligere, naar Maskinen ikke gaar meget langsomt. Foroven vil Vandet for en Del hæves ikke saa lidt over det øvre Vandspejl, hvilket ogsaa er spildt Arbejde, og endelig vil det vanskelig undgaaes, at en Del Vand spildes og falder tilbage, naar Spandene tømme sig. Fig. 304 viser en af Gateau konstrueret Noria, hvor der er bødet paa disse Ulemper; Spandene, der ere af Blik, have en Ventil i Bunden, forat lette Luftens Udgang, og Kjæden gaar foroven om 2 Skiver, hvoraf den ene tjener til at føre den nedgaaende Part af Kjæden med derpaa siddende Spande saa langt tilside, at Afløbsrenden kan sættes tæt ind under de Spande, som afgive Vand.

Ved alle Norier er det egentlig kun foroven og forneden at der lides Arbejdstab, men derimod i forsvindende Grad ved de mellemliggende Parter af Spandkjæden. Som Følge deraf er Virkningsgraden af en Spandkjæde — alt iøvrigt lige — desto større, jo større Løftehøjden er. Morin har saaledes ved Gateaus Noria fundet, at Virkningsgraden varierede fra 0.48—0.70, naar Løftehøjden forøgedes fra 1 til 6 Meter.

Kjædepumper. Fig. 305 viser en liggende Kjædepumpe,

saaledes som den ikke sjeldent bruges til Bortfjernelse af Vand fra Moser o. lgn. *A* er et skraatliggende Rør af firkantet Tværsnit og dannet af Planker, herigjennem gaar en Kjæde *k*, som midt paa hvert Led bærer en Træbrik, der passer nogenlunde i Røret, dog saaledes, at der bliver det fornødne Spillerum til, at Brikkerne kunne bevæge sig let gjennem Røret. Bevægelsen af Kjæden sker i Pilens Retning, idet Kjæden gaar om en Skive S_1 ved den nedre Ende og en Skive S_2 ved den øvre. S_2 omdrejes, f. Ex. ved en Hestegang. *B* er en Rende til at bære den nedgaaende Kjædepart. Som Figuren viser, kan Apparatets nedre Ende være ophængt ved et Spil, saaledes at den bekvemt kan sænkes, efterhaanden som Vandspejlet synker. Pumpens Hældning gjøres fra 10—30 Grader. Denne ringe Hældning bevirker, at den ikke kan løfte til store Højder uden at blive uhensigtsmæssig lang. Hastigheden, hvormed Kjæden bevæges, maa ikke være for lille, da der saa tabes en betydelig Del af Vandmængden gjennem Spillerummet mellem Klapperne og Røret.

Fig. 306 viser en staaende Kjædepumpe. Her findes et lodretstaaende Rør, hvorigjennem Kjæden med Brikkerne gaar; Brikkerne ere imidlertid her dannede af Læderskiver, som ere styrkede ved paaskruede Jernskiver af mindre Diameter. De gjøres runde, og der sørges for, at de passe tæt i Røret, dog behøve de ikke at slutte deri paa dettes hele Længde, men kun paa den nederste Del deraf; Røret bliver derfor forsynet forneden med en udboret Foring af Jern eller Metal, hvis Længde er lidt større end Afstanden mellem 2 og 2 af Kjædens Brikker. Den nederste Skive gjøres oftest saa lille som mulig forat kunne bringe Rørets nedre Munding saa nær til Bunden, som det lader sig gjøre, den øverste, hvorpaa Bevægkraften virker, gjøres større. Saadanne Pumper bruges f. Ex. ombord i Skibe; med omhyggelig Udførelse kunne de give en meget stor Virkningsgrad.

Den arkimediske Skrue. Fig. 307 viser den almindeligste Konstruktion deraf, som tillige er den ældste. Den har en skraatliggende, tyk Spindel, udenom denne en eller flere Vindelflader (paa Figuren 3), og yderst en cylindrisk Kappe. Som oftest er den helt af Træ eller dog Spindel og Kappe af Træ, Vindelfladerne af Blik, og Kappen samlet med Jernbaand.

Ved Omdrejning af denne Skrue i Pilens Retning, vil den optage en vis Vandmængde i hver Gænge, og efterhaanden løfte disse Vandmængder op mod den øverste Munding. Paa Figuren er det vist saaledes, at den nedre Munding kun delvis er neddykket i Vandet, saa at Luften altsaa ad denne Vej kan faa Adgang til Gængerne. Dette er vel ikke nogen absolut Betingelse for, at Skruen skal virke, især naar den drejes langsomt rundt, thi den Luft, der skal adskille Vandmængderne, som de enkelte Gænger indeholde, kan nok komme ind alligevel, men Luftens Indtrædelse lettes derved, og Skruens Virkningsgrad viser sig derfor ogsaa at være større, naar den nedre Munding dykker delvis op af Vandet, end naar dette ikke finder Sted.

For at undersøge, hvor højt Vandspejlet i hver Gænge kan staa, betragtes først en Skrue, dannet af et ganske tyndt Rør, viklet i Skruegang om en skraatliggende Cylinder Fig. 308. Lægges en vandret Tangentplan til Skruen med Røringspunktet A, og iøvrigt skjærende Skruen i B, vil den betragtede Gænge kunne indeholde Vand i det Stykke af Røret, som ligger imellem A og B. Dette Stykke aftager, naar Skruens Stigningsvinkel β voxer, og naar Skrueaxens Hældningsvinkel α mod den vandrette voxer. Grændsetilfældet, hvor Skruen netop ikke kan tage Vand, svarer til $\alpha + \beta = 90°$ (Fig. 309). Anvendes dette paa Skruen Fig. 307, saa ses, at af de forskjellige Skruelinier, der kunne tegnes paa Vindelfladen, vil den inderste, Skjæringslinien med Spindlen, have størst Stigningsvinkel, følgelig vil Vandet lettest løbe over ved denne, og Vandspejlet i Gængerne blive altsaa en vandret Tangentplan til den inderste Skruelinie. Har denne ingen vandret Tangent, vil Vandspejlet ikke kunne naa ind til Spindelen, men bestemmes som den vandrette Plan, der indeholder Vindelfladens vandrette Frembringer for den betragtede Gænge. Vandmængden, som Gængen kan indeholde er i saa Tilfælde bestemt ved den Del af dens Rumfang, som ligger under denne Plan. Saalænge der blot findes et saadant Rumfang, vil Skruen kunne løfte Vand; Grændsestillingen, for hvilken Gængens Vandføring netop bliver $= 0$, faaes for $\beta_1 + \alpha = 90°$, hvor β_1 er Stigningsvinklen for den yderste Skruelinie, Skjæringslinien med Kappen. Sædvanlig gjøres Axens Hældning $\alpha = 30$ à $35°$, Stig-

ningsvinklen ved den ydre Omkreds $\beta_1 = 10—30°$, den ydre Diameter = $1\frac{1}{2}$ à 3 Fod og Spindeldiametren ca. $\frac{1}{3}$ heraf.

Det ses nu let, at en Forøgelse af Spindeldiametren vilde virke paa dobbelt Maade, dels vilde den bringe Overfladen til at stige, hvorved Vandføringen forøgedes, men dels vilde selve den tykkere Spindel udfylde en Del af Gængens Volumen, og derved formindske Vandføringen. Hvilken af disse Virkninger, der er størst, vil bero paa Omstændighederne, saa at en Forøgelse i Spindlens Tykkelse snart kan formindske og snart forøge Vandføringen. Der maa følgelig i givet Tilfælde kunne findes en vis Spindeldiameter, der giver Maximum af Vandføring. Med de ovenanførte Talværdier er Spindeldiametren mindre end den, der svarer til Maximumsvandføringen, og en større Spindeldiameter vilde altsaa forøge Vandføringen. Forsaavidt man bruger en massiv Træspindel, vil man dog ikke tage den tykkere end anført, da derved Skruens Vægt og altsaa Trykket, Sliddet og Friktionen paa Tapperne vil blive væsentlig forøget.

Skruen gjøres ofte flerløbet, saaledes at Afstanden mellem Vindingerne ikke bliver større end 6—8 Tommer. Skruen kommer herved til at tage mere Vand, end om den kun var enløbet, og giver tillige en jevn Tilstrømning og Bortstrømning af Vandet; er den f. Ex. treløbet, vil den 3 Gange under hver Omdrejning indtage og afgive Vand. Fig. 307 viser en treløbet Skrue. Virkningsgraden er ret betydelig, naar Skruen bevæges langsomt rundt, den kan under gunstige Forhold stige til 0.70 à 0.75.

En Modifikation af Vandsneglen er den hollandske Skrue Fig. 310. Skruen har her ingen Kappe, men dens nedre Del omgives i Stedet derfor af en Slutrende, Kummen, hvori Gængernes Rand passer temmelig nøje, kun paa et lille Spillerum nær (1 à 2 Linier). Saadanne Skruer bruges mest til større Vandløftningsarbejder (Udtørring af inddæmmede Arealer o. lgn.), og faar altsaa tilsvarende store Dimensioner, Kummen opføres af Murværk, medens Skruen selv, baade Spindel og Gænger gjøres af Jern, hvorved den kan faaes baade lettere, stivere og nøjagtigere, end naar Træ benyttes. Selvfølgelig bortfalder den Betingelse, at Skruens nedre Munding skal dykke op over Vandspejlet. Den hollandske Skrue har ganske Karakteren af et

permanent Anlæg, medens den almindelige Vandsnegl med Lethed kan flyttes og opstilles uden videre Forberedelser.

Hvis Kummen ikke omfattede mere end en halv Cylinder, vilde denne Skrues Gænger, naar der fyldtes Vand deri, udtømme dette Vand ved den ydre Omkreds, og Vandspeilet vilde altsaa bestemmes ved Skjæringen mellem Gængernes frie Rand og Kummens Overkant. Man lader imidlertid Kummen gaa lidt højere op, saaledes at der til Halvcylindren slutter sig plane Sidevægge. Vandet vil da først løbe over ved den indre Omkreds, og Vandspejlets Stilling i Gængerne bestemmes ligesom for den almindelige Vandsnegl. Rigtignok vil Spillerummet mellem Skrue og Kumme blive bredere og bredere ovenfor Midten, men dog voxer det i Begyndelsen kun lidt, og da nu Vandet ikke staar meget højere end Midten, og tilmed et stort Spillerum bedst kan taales ved Overfladen, hvor Trykket er mindst, saa finder man sig deri, uden at gjøre noget for åt formindske det, om der end har været foreslaaet, at danne det Stykke af Kummen, der ligger over Centrum og paa den Side, hvor Vandet staar højst, af en drejelig, cylinderkrummet Skjærm, der kunde slaaes tilside, naar Skruen skulde lægges ned eller tages op, og som ellers kunde slutte ligesaa tæt til Skruen som den murede Kumme.

Ligesom ved Vandsneglen med lukket Kappe, vil ogsaa her Spindeldiametren faa Indflydelse paa Vandføringen, og der er her sædvanlig intet til Hinder for at bruge den Dimension, som svarer til Maximum af Vandføring. Riche angiver denne Spindeldiameter til 0.55 à 0.60 af Skruens største Diameter.

Udmaalingen af Vandmængden, som en Gænge kan indeholde, er noget vidtløftig paa Grund af Vandlegemets indviklede Form, men er iøvrigt ikke vanskelig. Der lægges en Række Snit igjennem Vandlegemet i lige store indbyrdes Afstande, disse Snits Arealer findes, og nu kan let, f. Ex. ved Simpsons Formel, Volumen af Vandlegemet bestemmes. Fig. 311 viser den simpleste Fremgangsmaade. Skruen er treløbet. Snittene, som bruges, I, II, III, IIII, V og VI, ere Planer, vinkelrette paa Skruens Axe, disse ville nemlig skjære Fladerne i de simplest mulige Kurver, idet Spindlen skjæres i en Cirkel, Mantelen (eller Kummen ved den hollandske Skrue) ligeledes i

en Cirkel, Vandspejlet i en ret Linie og Vindelfladerne ligeledes i rette Linier. Snittene II og IV ere udtegnede, Cirklerne s og m ere Skjæringslinierne med henholdsvis Spindlen og Mantlen, de rette Linier v_1, v_2 og v_3 Skjæringslinierne med Vindelfladerne og o Skjæringslinien med Vandspejlet. De skraverede Arealer ere de beskyllede Dele af Snittene. I II har Vandet ikke naaet den overliggende Gænge v_3, det er derimod Tilfældet med Snit IV, hvor den beskyllede Del af Arealet derfor begrændses af v_1, o, s, v_3 og m. Paa lignende Maade kunne de øvrige Snits beskyllede Arealer findes. Iøvrigt haves ogsaa forskjellige Formler til en tilnærmelsesvis Bestemmelse af Vandføringen.

Hastigheden, hvormed en Skrue omdrejes, maa ikke være for stor, da Virkningsgraden aftager meget stærkt, naar Hastigheden overskrider en vis Værdi, dels paa Grund af den større Ledningsmodstand mod Vandets Bevægelse, og dels paa Grund af Centrifugalkraften. Paa den anden Side vil en for langsom Gang ogsaa forringe Virkningsgraden, navnlig ved den hollandske Skrue, hvor Tabet gjennem Spillerummet vil gjøre sig gjældende. Hastigheden kan f. Ex. tages saa stor, at Vandet føres i Skruens Længderetning med en Hastighed af ca. 3—4 Fod pr. Sekund, men iøvrigt kan Skruen taale temmelig betydelig Variation i Hastighed, hvorfor den er et af de Vandløftningsredskaber, der bedst lader sig bruge i Forbindelse med en saa ustadig Bevægkraft som Vindkraft.

4) Kastehjul.

Ved disse kunne store Vandmasser transporteres, men kun til en forholdsvis ringe Løftehøjde, f. Ex. 3 à 4'. Fig. 312 viser et Kastehjul. Det har Skovler omtrent som et Brysthjul, dog have Skovlerne en Hældning i Forhold til Radius, der er modsat den Hældning, man vilde give et Brysthjuls Skovler. Hjulet omdrejes i Pilens Retning. Saadanne Hjul bruges mest i Holland til Tørlægningsarbejder o. lgn., og bevæges ofte ved Vindkraft.

Fig. 313 er Royens Pumpehjul, en nyere Form ligeledes af hollandsk Oprindelse. Det er ligesom det ældre Kastehjul skikket til at transportere store Vandmasser, men kun med ringe

Løftehøjde. Det har 6—12 krummede Skovler og bevæger sig i en Slutrende, der kun er lidt længere end Afstanden mellem 2 og 2 Skovler. Ved Siderne slutter det naturligvis mod Væggene med saa lille Spillerum som muligt. Naar det udføres med Omhu, Hjulet af Jern og Slutrenden af Beton, kan det give en meget god Virkningsgrad, navnlig naar Breden af Hjulet er stor, thi derved faar Tabet gjennem Spillerummet forholdsvis mindre at betyde. Hjulet kan bruges indtil en Maximums Løftehøjde af ca. 8′, Periferihastigheden tages gjerne = 3 à 4′. En væsentlig Fordel ved Hjulet er, at Vandstanden udenfor kan variere betydeligt, uden at dette hindrer Pumpens Virkning.

5) Centrifugalpumper.

Centrifugalpumperne virke paa Vandet ved Skovler, anbragte paa et Hjul, som drejes hurtigt rundt om sin Axe. Vandet tilledes inde ved Axen, passerer imellem Skovlerne og drives saavel ved Centrifugalkraften som ved det Tryk, Skovlerne paa Grund af deres Form udøve paa Vandet, ud i et ringformigt Rum, som omgiver Hjulet, og hvorfra Vandet atter gaar op gjennem Stigrøret.

Den ældste Form af Centrifugalpumper, som gav en tilfredsstillende høj Virkningsgrad, var Appolds Pumpe (Fig. 314), opfunden henimod Midten af dette Aarhundrede. Den havde et Hjul med jevnt krumme Skovler, og et stort spiralformigt Rum uden om Hjulet, hvori Vandet lededes jevnt til Stigrøret. Noget senere er Gwynnes Pumpe (Fig. 315), med Skovlerne radiale paa største Delen af deres Længde, og stærkt krummede i den yderste Ende. Rummet udenom Hjulet var snævert, og ikke spiralformigt. Gwynnes Pumpe staar i Henseende til Virkningsgrad langt tilbage for Appolds; efter Forsøg af Morin giver Appolds en Virkningsgrad af ca. 0.65—0.70, medens Gwynnes Pumpe kun giver 0.30, hvilket maa tilskrives de Tab i Arbejde, som ved denne Pumpe lides paa Grund af Vandets Stødvirkning mod Skovlerne og de pludselige Hastighedsforandringer af Vandstrømmen. De nu brugelige Former af Centrifugalpumper bør derfor have de jevnt krummede Skovler og det spiralformede Rum fælles med Appolds Pumpe, hvilket Beregningen ogsaa fører til.

Fig. 316 viser en Centrifugalpumpe med Indløb fra begge Sider. Vandets Bevægelsesretning er angivet ved Pilene. S_1 er Sugerøret, S_2 Stigrøret. Sugerøret er paa Figuren delt i 2 Grene, 1 paa hver Side af Hjulet. Dette bestaar, i Overensstemmelse hermed, af en Skive, der paa begge Sider bærer Skovler af en krummet Form. Fig. 317 viser en Centrifugalpumpe, der kun modtager Vandet fra den ene Side.

Vandets Virkning paa en Centrifugalpumpe kan nærmest sammenstilles med Virkningen, som foregaar i Turbinerne, eller rettere sagt, det kan betragtes som Modstykke dertil. Haves nemlig en Turbine med udvendigt Tilløb, som, naar Vandet virker derpaa som bevægende Kraft, vil drejes rundt i en vis Retning med en vis Hastighed, (nemlig den ved hvilken Vandet træder ind paa Hjulet med den relative Hastighed efter Hjulets Tangent,) saa kan man tænke sig denne Turbine forandret til Centrifugalpumpe ved blot at dreje den rundt (f. Ex. ved en Dampmaskine) i modsat Retning af den, hvori den selv gik, men med samme Hastighed. Vandet vil da ogsaa bevæge sig den modsatte Vej derigjennem, idet Centrifugalkraften vil sætte det igang, og der vil kunne indtræde regelmæssige Forhold igjen under Bevægelsen, naar Vandet omsider har antaget netop samme Hastigheder paa de forskjellige Punkter i Hjulet, som det havde før, men i modsat Retning. De samme Relationer mellem Hastigheder og Vinkler, som gjælde for Turbinerne, ville da ogsaa gjælde her, kun at alle Hastigheder indføres med negative Fortegn, men netop da de alle skulle regnes negative, kan man ligesaagodt vedblive at regne dem positive, da der ikke kan tages Feil af deres Retning.

Det kunde maaske synes, at der ligeoverfor de øvrige Hovedgrupper af Turbiner, nemlig Axialturbiner og Radialturbiner med indvendigt Tilløb lod sig anvende samme Betragtning, saa at de kunde give hver sin tilsvarende Form af Centrifugalpumpe, men Grunden til, at dette ikke lader sig gjøre, eller ialtfald ikke giver nogen praktisk brugbar Pumpe, er den, at man ved Pumpen nødvendigvis maa have Centrifugalkraften virkende med Bevægelsen, for at faa denne indledet.

Ved Sammenstillingen ovenfor mellem en Radialturbine med udvendigt Tilløb og en Centrifugalpumpe, er der dog ikke

taget Hensyn til de skadelige Modstande, Ledningsmodstande, uundgaaelige Stødvirkninger og lignende. Disse Modstande bevirkede, at Turbinerne beregnedes for en mindre Højde h end Afstanden H mellem Vandspejlene, hvorimod de ved Centrifugalpumperne bevirke, at disse maa beregnes efter en Løftehøjde h, der er større end den virkelige Afstand mellem øvre og nedre Vandspejl.

Desuden toges der ved Formlerne for Turbinernes Beregning intet Hensyn til Hastigheden i Tilløbsrørene, idet Hastigheden af det tilløbende Vand enten var saa lille, at den kunde lades ude af Betragtning, eller, forsaavidt den var større, toges i Betragtning ved at formindske den i Formlerne indførte Værdi af h med den til Hastigheden svarende Trykhøjde. Ved Centrifugalpumpernes Beregning er det derimod bedre at tage Hensyn til Rørhastigheden i selve Formlerne.

Lad Fig. 318 forestille Centrifugalpumpens Hjul, S en Skovle, r_1 og r_2 henholdsvis ydre og indre Radius, v_1 og v_2 Hastighederne paa disse Radier, β og δ Skovlens Vinkler med henholdsvis ydre og indre Hjulperiferi, ω Vandets absolute Indtrædelseshastighed, der er $\perp$ Hjulperiferien, c_2 Vandets relative Hastighed, der har Retning efter Skovlens Tangent, c_1 Vandets relative Udtrædelseshastighed efter Skovletangenten, c Vandets absolute Indtrædelseshastighed, og α dennes Vinkel med Hjultangenten. Alle disse Betegnelser ere i Overenstemmelse med de ved Turbinetheorien brugte. Kaldes endvidere Sugehøjden h_1, Trykhøjden h_2, Atmosfærens Tryk maalt i Vandsøjle b og Hastigheden i Stigrørene ω_2, saa haves efter lignende Betragtning som den, der anvendtes ved Turbineformlernes Udledelse:

Trykket, som Vandet er underkastet ved Indtrædelsen i Hjulet, er, naar der ikke tages Hensyn til Rørmodstanden i Sugerøret

$$b - h_1 - \frac{\omega^2}{2g},$$

men naar h_y betegner Tryktabet ved Ledningsmodstande i Sugerøret, faaes kun Trykket

$$b - h_1 - h_y - \frac{\omega^2}{2g}.$$

Ved Vandets Bevægelse gjennem Hjulet virker Centrifugalkraften derpaa og forøger Trykket med en Vandsøjle

$$= \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g},$$

hvorfra dog maa drages Tryktabet h_z, som lides ved Ledningsmodstandene i Hjulet, saa at Forøgelsen kun bliver

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - h_z .$$

Hele Trykket, som Vandet vilde være underkastet ved Udgangen af Hjulet paa dettes ydre Periferi, hvis det ikke havde undergaaet nogen Hastighedsforandring, vilde være

$$b - h_1 - h_y - \frac{\omega^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - h_z ,$$

men nu er Hastigheden forøget fra c_2 til c_1, hvortil er medgaaet en Trykhøjde

$$= \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g},$$

og altsaa er det virkelige Tryk, som Vandet er underkastet ved Udtrædelsen af Hjulet

$$= b - h_1 - h_y - \frac{\omega^2}{2g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - h_z - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g},$$

eller

$$= b - h_1 - h_y - h_z - \frac{\omega^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_2^2}{2g}.$$

Dette Tryk skal overvinde Atmosfærens Tryk + Trykket af Vandsøjlen i Stigrøret h_2, samt Ledningsmodstandene i Stigrøret, hvortil svarer Vandsøjlen h_x. Hvis altsaa Vandets Hastighed gjennem Stigrøret var den samme som ved Udgangen fra Hjulet, nemlig c, vilde man have

$$b - h_1 - h_y - h_z - \frac{\omega^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_2^2}{2g} = h_2 + h_x + b,$$

men nu er Vandets Hastighed ω_2 i Rørene sædvanlig betydelig mindre end Hastigheden c. Idet Vandets Hastighed formindskes til denne Værdi, skulde der vindes en Trykhøjde

$$= \frac{c^2 - \omega_2^2}{2g}.$$

Imidlertid vindes der ikke fuldt saa meget, fordi der ved Overgangen fra en stor til en lille Hastighed altid tabes en Del

levende Kraft ved uundgaaelige Stødvirkninger, der vindes altsaa kun $(1-m)\frac{c^2-\omega_2^2}{2g}$, hvor m er en ægte Brøk, der er Maal for Tabet, som lides. Derved faaes altsaa omsider Relationen

$$b-h_1-h_y-h_z-\frac{\omega^2}{2g}+\frac{v_1^2}{2g}-\frac{v_2^2}{2g}-\frac{c_1^2}{2g}+\frac{c_2^2}{2g}+(1-m)\frac{c^2-\omega_2^2}{2g} = h_2+h_x+b,$$

eller

$$h_1+h_2+h_y+h_x+h_z+m\frac{c^2-\omega_2^2}{2g},$$

$$=\frac{v_1^2}{2g}-\frac{\omega^2}{2g}-\frac{v_2^2}{2g}-\frac{c_1^2}{2g}+\frac{c_2^2}{2g}+\frac{c^2}{2g}-\frac{\omega_2^2}{2g}, \quad \ldots (152)$$

men nu er

$$\omega^2 = c_2^2 - v_2^2$$

og

$c_1^2 = v_1^2 + c^2 - 2cv_1\cos\alpha$, altsaa $v_1^2 + c^2 - c_1^2 = 2cv_1\cos\alpha$,

samt

$$c = \frac{v_1 \sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}$$

som indsat giver, naar tillige sættes $h_1+h_2 = H$

$$H+h_x+h_y+h_z+m\left(\frac{c^2-\omega_2^2}{2g}\right)+\frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{v_1^2}{g}\frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)},$$

og altsaa

$$v_1 = \sqrt{g\left[H+\left(h_x+h_y+h_z+m\frac{c^2-\omega_2^2}{2g}\right)+\frac{\omega_2^2}{2g}\right]\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}}. \quad (153)$$

Størrelsen $h_x+h_y+h_z+m\frac{c^2-\omega_2^2}{2g}$ fremstiller det hele Tab, som lides ved Stød og Ledningsmodstande. Rørmodstandene h_x og h_y kunne beregnes efter de sædvanlige Formler for Rørmodstand, heri indbefattet Modstandene ved Indløbet til Sugerøret, m kan regnes $= 0.25$ à 0.50, eftersom Overgangen fra Hastigheden c til ω_2 sker ved gradevis Udvidelse af Tværsnittet eller pludseligt. h_z kan tages $= \zeta_z\frac{c_1^2+c_2^2}{4g}$ hvor ζ_z tages $= 0.20-0.10$, altsaa noget større end for Turbinerne.

Hele Tabet $\left(h_x+h_y+h_z+m\frac{c^2-\omega_2^2}{2g}\right)$ kan iøvrigt erfaringsmæssigt sættes til ca. $0.42\,H$. Hastigheden ω_2 kan bestemmes ved at tage $\frac{\omega_2^2}{2g} = 0.03\,H$. Herved bliver

$$v_1 = \sqrt{1.45 g H . \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta \cos\alpha}} = \sqrt{1.45 g H (1 - \cot\beta \operatorname{tg}\alpha)}. \quad (154)$$

Grove foreslaaer at tage

$$\operatorname{tg}\alpha = 0.5, \quad \operatorname{tg}(180 - \beta) = 0.3,$$

hvorved

$$v_1 = 1.4\sqrt{2gH}. \quad \ldots\ldots\ldots (154a)$$

Med disse Værdier bliver altsaa Periferihastigheden 1.4 Gange saa stor, som den til hele Løftehøjden svarende Hastighed.

Efterat v_2 er bestemt, haves til Bestemmelse af de øvrige Hastigheder ved den ydre Periferi

$$\frac{c}{\sin\beta} = \frac{c_1}{\sin\alpha} = \frac{v_1}{\sin(\beta - \alpha)}, \quad \ldots\ldots (155)$$

og til Bestemmelsen af Hastigheden ved den indre Periferi samt Vinklen δ

$$v_2 = \frac{r_2}{r_1} v_1, \quad \ldots\ldots\ldots (156)$$

$$\omega^2 = c_2^2 - v_2^2, \quad \ldots\ldots\ldots (157)$$

og $$v_2 = c_2 \cos\delta. \quad \ldots\ldots\ldots (158)$$

Fastsættes heri en Værdi af $\frac{r_2}{r_1}$ behøves endnu en Ligning for at kunne bestemme

$$v_2,\ c_2,\ \omega \text{ og } \delta.$$

Sædvanlig tages $\frac{r_2}{r_1}$ mellem Grændserne $\frac{2}{5}$ og $\frac{2}{3}$, ofte $\frac{r_2}{r_1} = \frac{1}{2}$.

Som den anden Ligning foreslaar Grove at tage Vandets Hastighed efter Radius konstant, altsaa

$$\omega = c \sin\alpha. \quad \ldots\ldots\ldots (159)$$

Antallet af Skovler er sædvanligvis langt ringere end ved Turbiner, oftest 4—10, men man gjør da hver Skovle saa lang, at der alligevel faaes en god Ledning for Vandets Bevægelse. Formen kan enten dannes af en enkelt Cirkelbue, eller sammensættes af flere Cirkelbuer, saaledes at Skovlerne ere stærkest krummede ved Indløbet, svagest ved den ydre Omkreds.

Undertiden er der et større Antal Skovler ved den ydre end ved den indre Omkreds, idet ikke alle Skovler gaa helt ind. Dog er dette sjeldnere og kun ved store Hjul. Hjulets Bredde b_2 ved Indløbet, bestemmes efter Formlen

$$Q = b_2 \omega \left(2\pi r_2 - \frac{n_2 s_2}{\sin \delta} \right)$$

altsaa

$$b_2 = \frac{Q}{\omega \left(2\pi r_2 - \frac{n_2 s_2}{\sin \delta} \right)}, \quad \ldots\ldots\ldots (160)$$

medens Bredden b_1 ved Udløbet er bestemt ved

$$Q = b_1 c \left(2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \beta} \right) \sin \alpha ,$$

eller

$$b_1 = \frac{Q}{c \sin \alpha \left(2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \beta} \right)}, \quad \ldots\ldots\ldots (161)$$

hvor n_2 og n_1 er Skovleantallet ved henholdsvis indre og ydre Omkreds, og s_2 og s_1 ere Skovletykkelserne paa disse Steder.

Uden om Hjulet lægges i Reglen et Hylster, som danner et spiralformigt Rum, der modtager Vandet, efter at det har passeret Hjulet, og hvoraf Stigrøret er en umiddelbar Fortsættelse. Paa et enkelt Sted slutter Spiralrummet tæt til Løbehjulet, og dets Tværsnit varierer iøvrigt saaledes, at det paa hvert Sted kan føre den Vandmængde, som skal passere det, med Hastigheden c. Denne Hastighed lader man derefter jevnt gaa over til Værdien ω_2 ved en tragtformig Udvidelse, indtil det egentlige Stigrør er naaet.

Ved store Centrifugalpumper bruges undertiden en anden Indretning, idet Hjulet faar lodret Axe og omgives af et System af Ledeskovler, hvori Hastigheden c efterhaanden formindskes til Værdien ω_2, samtidig med at dens Retning nærmes mere til at være vinkelret paa Hjulomkredsen, saa at Anlægget ganske kommer til at ligne Francis's Turbine (1. Del Fig. 36).

Den hydrauliske Virkningsgrad er bestemt, naar Hastigheden ω_2 og Tryktabene $h_x + h_y + h_z + m \frac{c^2 - \omega_2^2}{2g}$ kjendes. Er $\frac{\omega_2^2}{2g} = 0.03 H$ og Summen af Tryktabene $0.42 H$ faaes ialt et Tab $= 0.45$, o: Pumpen vilde kunde løfte til Højden $H + 0.45 H$, hvis der ingen Modstande var og Vandet gik bort med Hastighed $= 0$.

Den hydrauliske Virkningsgrad er følgelig $= \frac{H}{H(1+0.45)}$ $= 0.69$. Nu lides der imidlertid andre Tab paa Grund af Tapfriktion, og andre Modstande i Bevægelsesorganerne, hvortil endnu ofte kommer Tab ved Rystelser, som let fremkomme ved den hurtige Bevægelse. Den sande Virkningsgrad vil derfor blive noget mindre, sjeldent mere end 0.60—0.65 pCt., selv ved god Konstruktion; kun undtagelsesvis kan den naa Værdien 0.68; medens den ved mindre god Konstruktion kan synke til 0.35 og derunder, f. Ex. naar Remmen, der driver Hjulet, glider paa Skiven, hvad der let kan ske paa Grund af den store Omdrejningshastighed.

Ved Opstillingen af Centrifugalpumper bemærkes, at Sugehøjden bør gjøres saa ringe som muligt. En Pumpe med lodret Axe lægges bedst under det laveste Vandspejl. Det samme lader sig i Almindelighed ikke gjøre ved Konstruktionen Fig. 316—317, der altsaa i Reglen faar en Sugehøjde. Pumpen kan imidlertid ikke ved at arbejde i Luften, suge Vandet op til sig, og kan derfor ikke sættes i Virksomhed, før den er fyldt med Vand, af hvilken Grund det er nødvendigt at have en Ventil i den nedre Ende af Sugerøret. Denne Ventil vil staa aaben, saalænge Pumpen arbejder, men lukke sig, saasnart den standser, og derved hindre Pumpen og Røret i at tømme sig.

Desforuden maa man være istand til at fylde Pumpen og Sugerøret med Vand, naar de af en eller anden Grund ere blevne tømte; hertil kan haves en Tud paa Pumpehylstret, lukket med en Hane eller en Prop.

6) Apparater med direkte Dampvirkning.

Hertil skal regnes Pulsometre og Injektorer. Pulsometrene virke ved, at Dampen trykker direkte paa Vandet, der skal løftes, Injektorerne ved at en Dampstraale med sin Fart river Vandet med sig.

Pulsometret, opfundet af Hall, er vist i Fig. 319. Det bestaar af 2 Kamre A og B, hvortil der kan ledes Damp gjennem Røret d, medens s_1 er Sugerøret og s_2 Mundingen af Stigrøret, hvorpaa der sidder en Vindkjedel V bagved Kamrene A og B. Rørmundingerne lukkes ved Ventiler, hvoraf den, der lukker for

Damprøret, oftest er en Kugle, der afvexlende kan afpsærre for A eller B, medens det andet af disse Kamre faar Damp. Endelig have hver af Kamrene en lille Luftventil, Snøfteventilen, hvorigjennem der kan indsuges Luft. Desuden bør der være en tredie Snøfteventil paa Vindkjedlen. Virkningen er følgende:

Dampen, som i Figuren er vist indstrømmende i B, trykker paa Vandoverfladen, og presser derved Vandet op gjennem Stigrøret, medens forholdsvis lidt af Dampen fortættes, da den paa Grund af Kamrets Form kun berører en lille Vædskeoverflade, hvorfra den endda er adskilt ved et Luftlag, der bør nemlig være nogen Luft tilstede i Kamret. Saasnart imidlertid Vandspejlet er sunken til Aabningen s_2, kommer der Bevægelse i Vandspejlet, og Luftlaget, som nu er udbredt over den store Overflade, kan ikke længer holde Damp og Vand adskilte, hvorfor Dampen strax fortættes, og ved det derved frembragte Vakuum, flytter Kugleventilen ved d sig hen og lukker for Adgangen til B. Nu sker der i Kammeret A det samme, som nys omtalt for B, medens B suger sig fuld af Vand og samtidig gjennem Snøfteventilen indsuger lidt Luft, som i næste Slag skal holde Vand og Damp adskilte. Derefter skifte Ventilerne atter Stilling, og saa fremdeles.

Spændingen af den Damp, som tilledes, maa være større, end hvad der svarer til Løftehøjden, men heller ikke meget større, thi derved vil blot bevirkes, at det Dampvolumen, som forbruges pr. Slag, kommer til at indeholde en unødvendig større Vægt af Damp, uden at der løftes mere Vand pr. Slag.

Sugehøjden maa tages saa stor, som det er muligt at gjøre den, uden at fremkalde Ulempe, thi det er jo kun ved Sugehøjden, at man faar Nytte af det ved Dampens Fortætning frembragte Vakuum. Det viser sig imidlertid, at naar den forøges over en vis Grændse, forringes Antallet af Slag, saaledes at der neppe kan haves synderlig større Sugehøjde end 15 Fod, medens 12 Fod omtrent er den fordelagtigste Sugehøjde.

Dampforbruget, i Forhold til den løftede Vandmængde, er mange Gange større, end hvad der bruges ved store, vel indrettede, permanente Pumpeanlæg, hvorfor Apparatet heller ikke kan ventes brugt i saadanne Tilfælde. Derimod kan det ofte have Fortrinet for andre Pumpeapparater ved interimistiske

Anlæg, hvor man dog i intet Tilfælde kan vente nogen økonomisk Benyttelse af Dampen, og hvor Pulsometret udmærker sig ved at være let at anbringe uden store Forberedelser, og ved ikke at behøve nogetsomhelst andet Maskineri til sin Drift, men kun et Damprør, hvorigjennem Damp af den fornødne Spænding kan tilledes.

Injektorer ere allerede omtalte i 1. Del af Maskinlæren som Vandforsyningsapparater til Dampkjedler. Det er vel den hyppigste Anvendelse deraf, dog har man ogsaa indrettet dem som Vandløftningsredskaber. Fig. 320 viser Halls Injektor. Dampen tilledes gjennem *a*, det kolde Vand gjennem *b*, og den samlede Straale af fortættet Damp og Vand gaar bort gjennem *c*, hvortil Stigrøret kan skrues. Mundingerne kunne indstilles ved at nærme og fjerne Rørstykket *a*. *d* er en Ventil til at udlade Luften af Apparatet ved Igangsætningen; der bør intet Vand spildes derigjennem under Brugen, naar Indstillingen er rigtig efter Løftehøjden.

Apparatet bruger langt mere Damp end Pulsometrene, og vil derfor kun være fordelagtigt i Tilfælde, hvor det løftede Vand ønskes opvarmet; i saa Fald vil man faa det løftet omtrent gratis, idet al Dampens Varme indeholdes i det løftede Vand, forsaavidt den ikke er omdannet til det Arbejde, der er udført ved Vandets Løftning.

Maskiner til at sammentrykke, fortynde eller bevæge Luft.

Disse Maskiner kaldes som oftest Blæsere, naar de skulle frembringe en Sammentrykning af Luften, Ventilatorer, naar de fortynde den. Blæsere bruges hyppigst til at frembringe en kraftig Luftstrøm, f. Ex. til Indblæsning i Smelteovne o. lgn., eller til at frembringe sammentrykket Luft til Bevægkraft for visse Arbejdsmaskiner. I sidste Tilfælde skulle Blæserne i Reglen frembringe en meget betydelig Spænding, og kaldes da Luftkompressorer.

Ventilatorerne tjene oftest til Luftfornyelse, f. Ex. til Udsugning af Luft fra beboede Lokaler, Bjærgværksgruber, Tørrestuer o. s. v., og arbejde i Reglen med ringe Differenstryk.

Konstruktionen kan være højst forskjellig. Den retter sig ikke saa meget efter, om det er Fortætning eller Fortynding af Luften, der sker, men væsentligst efter den Luftmængde og den Trykdifferens, der skal frembringes.

De herhen hørende Maskiner kunne have meget forskjellig Konstruktion. En stor Del af disse Former skal imidlertid her forbigaaes, da de omtales i Technologien. Her skal omtales fire Hovedformer, nemlig:

Cylinderblæsere, der simpelthen ere dobbeltvirkende Luftpumper, arbejdende med et Stempel i en Cylinder. De kunne bruges baade til Fortynding og til Sammentrykning af Luften, dog i Reglen i sidste Øjemed, og navnlig bruges de altid, naar der skal meddeles Luften en betydelig Spænding. Kompressorerne ere derfor af denne Konstruktion.

Kapselblæsere eller Kapselventilatorer virke paa lignende Maade, som Kapselpumperne.

Centrifugalblæsere eller Centrifugalventilatorer svare paa samme Maade til Centrifugalpumperne.

Apparater med direkte Dampvirkning, Dampstraaleblæsere eller Dampstraaleventilatorer svare til Injektorerne, idet en Dampstraale ved direkte Berøring river Luften med sig.

1) Cylinderblæsere

ere store dobbeltvirkende Luftpumper. De kunne drives enten ved Vandkraft eller ved Dampkraft. I sidste Tilfælde kan der enten bruges Balancemaskine, og Blæserens Stempelstang ophænges da i Balancen, eller ogsaa lægges Dampcylinder og Blæsecylinder i Flugt og faa fælles Stempelstang. Blæseren kan i sidste Tilfælde saavel være staaende som liggende. Endelig kan den ogsaa drives fra en Hovedaxel ved Hjælp af Krumtap og Plejlstang.

Balancemaskine kan kun bruges, naar der arbejdes med ringe Hastighed. Fig. 321 viser en stor staaende Blæser (Diameter 5'10", Højde 8'8"), som drives nedefra. V_1 ere Sugeventilerne, hvoraf der findes 6 paa hver Side, 2 og 2 anbragte i en særlig Ventilkasse. V_2 ere Trykventilerne, der føre Luften ind i Ledningen L.

Fig. 322 viser en liggende Blæser, ligeledes af meget betydelige Dimensioner. Ventilerne, der ogsaa her ere Klapventiler, ere anbragte i de lodrette Endeflader af Cylindren. Der bruges iøvrigt ogsaa andre Former af Ventiler, saasom runde Gummiplader fastholdte i Midten og sluttende mod en Rist eller Ventiler med Parallelbevægelse.

Skal Blæseren gaa hurtigt, bør Ventilerne ogsaa hurtigt kunne aabne og lukke sig, da der ellers tabes for megen Luft i hvert Slag. Dette betinger imidlertid, at deres Bevægelse er lille, hvoraf igjen følger, at Ventilen selv skal være lille, navnlig for Klapventilens Vedkommende, saameget mere, som Klapventilen, idet den svinger som et Pendul, faar desto kortere Svingningstid, jo kortere dens Pendullængde er. Dette fører til at bruge mange smaa Ventiler istedetfor enkelte større. Selve det samlede Ventilareal bør desuden være desto større, jo hurtigere Blæseren gaar, for ikke at faa for stor Indstrømningshastighed.

For end yderligere at sikkre sig Aabning og Lukning af Kanalerne i rette Øjeblik, har man undertiden erstattet Ventilerne ved Glidere og lignende Fordelingsapparater, der bevæges af Maskinen selv. Man har i visse Tilfælde faaet særdeles gode Resultater herved, men ikke desto mindre ere Ventilklapper dog hyppigst anvendte.

Stemplet kan tættes med Læderkraver paa lignende Maade, som et Pumpestempel. Ved stor Stempelhastighed, hvor Læderkraver vilde slides for hurtigt, bruges Hampepakning, eller andre Materialier, saaledes Træ eller Lærred lagt i mange Lag oven paa hinanden og presset sammen. Metalpakning bruges ligeledes.

Stempelhastigheden overskrider i Reglen ikke 3 Fod i Sekundet. Hastigheden i Rørene kan ved korte Rørledninger og stort Differenstryk tages = 60—75 Fod pr. Sekund, men ved lange Ledninger med mange Ombøjninger tages den betydelig ringere, saasom 30—35 Fod, eller endnu mindre, for at Tabet paa Grund af Rørmodstanden ikke skal blive for stort. Navnlig gjælder dette, naar Differenstrykket er lille, da i saa Tilfælde et vist Tryktab vil betyde forholdsvis mere, end naar Differenstrykket er stort.

Spændingen, som skal frembringes, er i Reglen, selv ved Jernhøjovne ikke større end 2—8 Fod Vandtryk, og kun ved Bessemerprosessen overskrider Differenstrykket 1 Atmosfære.

Blæsernes Arbejdsforbrug kan beregnes efter Formlerne for Luftens Tilstandsforandring, hvorved findes det til Luftens Sammentrykning og Indblæsning i Ledningen fornødne Arbejde, men dertil maa endnu føjes det Arbejde, som konsumeres af Stempelfriktion, Modstand ved Ventilerne o. lgn. Under Sammentrykningen i Blæseren vil der aabenbart ikke i nogen væsentlig Grad kunne bortføres Varme derfra, og altsaa vil der ske en Temperaturforhøjelse under Sammentrykningen. Imidlertid kan man, naar Differenstrykket er lille, f. Ex. mindre end $\frac{1}{20}$ Atmosfære, se bort fra Temperaturforandringen og altsaa regne, som om Sammentrykningen skete ved konstant Temperatur. I saa Fald foregaar Trykforøgelsen efter Mariottes Lov, og Arbejdsforbruget pr. Slag ved Sammentrykningen fra Spændingen p og Volumen v til p_1 og v_1 er da

$$A = pvl\frac{p_1}{p} = pFsl\left(\frac{p_1}{p}\right),$$

hvor l betyder den naturlige Logarithme.

Ønskes A udtrykt i Pundfod, sættes pF = Atmosfærens Tryk paa hele Stemplets Areal, udtrykt i Pund, og s = Slaglængden i Fod.

Forholdet $\frac{p_1}{p}$ kan sættes $= \frac{b+h}{b}$, hvor b er Atmosfærens Tryk, maalt f. Ex. i Vandsøjle, og h Differenstrykket, maalt paa samme Maade. Der faaes altsaa

$$A_1 = pFsl\left(\frac{b+h}{b}\right), \ldots\ldots\ldots (162)$$

som det Arbejde, der er medgaaet til Luftens Sammentrykning. Denne er udført, naar Luftens Volumen er aftaget fra Fs til $Fs\frac{b}{b+h}$, altsaa naar der er gjennemløbet et Stykke $s_1 = s\left(1-\frac{b}{b+h}\right)$. Under den øvrige Del af Stempelslaget $s - s_1 = s\frac{b}{b+h}$ skal den sammentrykkede Luft inddrives i Luftledningen, Trykket er herved konstant $= p_1 = p\frac{b+h}{b}$, altsaa medgaar dertil Arbejdet

$$A_2 = \left(p.\frac{b+h}{b}\right).F.\left(s\frac{b}{b+h}\right) = p.Fs.$$

Ialt forbruges altsaa Arbejdet

$$A_1 + A_2 = pFsl\left(\frac{b+h}{b}\right) + pFs,$$

men samtidig virker Atmosfærens Tryk bag paa Stemplet under hele Stempelslaget, og udvikler derved Arbejdet $A_3 = p.Fs$, saa at det hele Arbejdsforbrug bliver

$$A = A_1 + A_2 - A_3 = pFsl\left(\frac{b+h}{b}\right), \ldots . (163)$$

eller netop det samme, som medgaar til selve Sammentrykningen. Inddrivningen i Ledningen fordrer altsaa intet særligt Arbejdsforbrug.

Formel (163) kan simplificeres. Da den kun gjælder for smaa Trykdifferenser, saa kan man udvikle $l\frac{b+h}{b}$ i Række efter Potenser af $\frac{b}{h}$ og bortkaste de højere Potenser af denne Størrelse. Man finder

$$l\left(\frac{b+h}{b}\right) = l\left(l+\frac{h}{b}\right) = \frac{h}{b} - \frac{1}{2}\left(\frac{h}{b}\right)^2 + \frac{1}{3}\left(\frac{h}{b}\right)^3 - \frac{1}{4}\left(\frac{h}{b}\right)^4 \ldots,$$

bortkastes her 4de og højere Potenser, faaes ved Indsætning i (163)

$$A = pFs\left[\frac{h}{b} - \frac{1}{2}\left(\frac{h}{b}\right)^2 + \frac{1}{3}\left(\frac{h}{b}\right)^3\right],$$

og naar $p = \gamma b$ hvor γ er Vandets Vægt pr. Kubikfod

$$A = \gamma hFs\left[1 - \frac{1}{2}\frac{h}{b} + \frac{1}{3}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]. \quad \ldots \quad (163)$$

er $\frac{h}{b}$ meget lille, saa at baade 2den og 1ste Potens deraf kan bortkastes i Sammenligning med 1, faaes $A = \gamma hFs$ eller samme Arbejde som for at indpumpe Vand under et Tryk $= h$.

Ved større Trykdifferenser maa der imidlertid tages Hensyn til Temperaturstigningen. Sammentrykningen uden Tilførsel eller Bortførsel af Varme sker efter Loven $pv^k = p_1 v_1{}^k = C$. Hvoraf følger Arbejdet til Sammentrykning

$$A_1 = \frac{pv}{k-1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right).$$

Derefter skal den sammentrykkede Luft inddrives i Ledningen, hvilket fordrer Arbejdet

$$A_2 = p_1 v_1 = p_1 v\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = pv\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}-1} = pv\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

medens Luftens Tryk paa Stemplets Bagside udvikler Arbejdet

$$A_3 = pv,$$

altsaa haves Arbejdet pr. Slag

$$A = A_1 + A_2 - A_3 = \frac{k}{k-1}pv\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right),$$

eller idet $v = Fs$

$$A = \frac{k}{k-1}pFs\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right). \quad \ldots \ldots \quad (164)$$

Naar altsaa en Blæser pr. Minut gjør n Slag, vil den, naar der abstraheres fra alle skadelige Modstande, saasom Ledningsmodstand, Friktion o. s. v., saavelsom fra ethvert Tab af Luft gjennem Ventiler og Utætheder, forbruge en Arbejdsmængde

$= nA$ og befordre et Luftvolumen $= nFs$, maalt ved Atmosfærens Spænding. Imidlertid vil der forbruges mere Arbejde paa Grund af de nævnte skadelige Modstande, og der vil befordres et ringere Luftkvantum, baade fordi der tabes Luft gjennem Utætheder, og fordi Ventilerne ikke strax lukke sig, naar Bevægelsen skifter, samt endelig paa Grund af det skadelige Rum. At dette sidste kan bevirke en Formindskelse i Luftmængden hidrører fra, at det ved Slagets Slutning indeholder sammentrykket Luft, som ved næste Slag udvider sig under den første Del af Stempelslaget, indtil det har antaget Atmosfærens Tryk, først da begynder Indsugningen af Luft, og det indtil da beskrevne Volumen er altsaa gjort uvirksomt ved Luften i det skadelige Rum.

Det sees let, at denne Virkning af det skadelige Rum ikke blot voxer med dette Rums Størrelse, men tillige med den Spænding, hvormed Luften indblæses i Ledningen, thi denne samme Spænding har ogsaa Luften i det skadelige Rum, og jo større den er, desto mere kan Luften udvide sig, før den har antaget Atmosfærens Tryk, ɔ: desto større Del af Stempelslaget kan den gjøre uvirksom. Derfor er det af desto større Vigtighed at formindske det skadelige Rum, jo større Spænding der arbejdes med, af samme Grund kunne almindelige Læderbælge o. lgn., der kun arbejde med ganske ringe Tryk, have meget store skadelige Rum, uden at det i synderlig Grad skader Virkningen.

Sædvanlig er Fyldningsgraden kun 0.60 à 0.75, altsaa, naar Q er den virkelig indblæste Luftmængde pr. Slag

$$\frac{Q}{Fs} = 0.60 \text{ à } 0.75.$$

Tillige er omtrent, naar det virkelig forbrugte Arbejde $= A_1$

$$\frac{A}{A_1} = 0.80 \text{ à } 0.85,$$

hvorefter Virkningsgraden vilde falde mellem Grændserne 0.48 og 0.64.

Luftstrømmen fra Blæseren ønskes ofte saa jevn som mulig. Det kan ske ved at bruge 2 Blæsere med Krumtappe under 90° med hinanden, og fremdeles ved at indskyde en Vindregulator i Ledningen. Denne kan være en stor Luftbeholder (Regulator

med konstant Volumen), der virker som Vindkjedel, eller den kan være en Cylinder med et Stempel, hvis Belastning svarer til Spændingen.

Luftkompressorer. Disse Maskiner finde i den nyere Tid ofte Anvendelse, idet der ved flere Lejligheder er Brug for fortættet Luft, f. Ex. til undersøiske Funderingsarbejder, eller til Bevægkraft for Arbejdsmaskiner, navnlig til Stenboremaskiner ved Tunnelarbejder eller i lignende Tilfælde, hvor den er saa godt som den eneste mekaniske Bevægkraft, der kan bruges. Sædvanlig bruges 5 à 6 Atmosfærers Differenstryk, undtagelsesvis langt mere. (Til Drivkraft i Torpedoer bruges indtil 100 Atmosfærer.)

Ved den stærke Sammentrykning af Luften vilde der finde en meget betydelig Temperaturstigning Sted, naar der ikke sørgedes for Afkjøling. Temperaturen vilde altsaa være bestemt ved

$$\frac{T_1}{T} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}},$$

hvor $T = 273 + t$, og t er den indsugede Lufts Temperatur, medens $T_1 = 273 + t_1$, hvor t_1 er den sammentrykkede Lufts Temperatur. Sættes f. Ex. $t = 20°$, $\frac{p_1}{p} = 6$ og $k = 1.41$, faaes $T = 293$ og $T_1 = 494$,

altsaa $t_1 = 221° C$,

og med en stærkere Sammentrykning vilde følge en endnu stærkere Temperaturforøgelse.

Denne Temperaturstigning vil ikke blot skade Pakninger og Ventiler og vanskeliggjøre Anvendelsen af Smørelse, men vil tillige kræve et betydeligt Arbejdsforbrug, thi i Løbet af hvert Stempelslag stiger Spændingen meget raskere under Sammentrykningen, end hvis der ingen Opvarming fand Sted, Spændingen p_1 fremkommer altsaa snart, og en uforholdsmæssig stor Del af Stempelslaget gjennemløbes under dette store Tryk. Man bruger derfor saa godt som altid Afkjøling af Cylindren med Vand, som man kan lade cirkulere udenom Cylindren eller gjennem det hule Stempel og den ligeledes hule Stempelstang (tørre Luftpumper), eller indsprøjte direkte i selve Cylindren,

(vaade Luftpumper). Dette sidste giver ikke blot en virksom Afkjøling, men medfører desuden en anden Fordel, nemlig den, at det skadelige Rum ved Slagets Slutning staar fuldt af Vand, og dets Virkning derved ophæves, hvilket netop her ved den store Spænding har Betydning. Ved tørre Luftpumper maa man søge at indskrænke det skadelige Rum til det mindst mulige. Cylindren indrettes væsentlig paa samme Maade som ved Blæserne, men have sædvanlig mindre Dimensioner, sjelden mere end 15" Diameter. Stempelhastigheden $3\frac{3}{4}$ à $4\frac{1}{2}$' pr. Secund, undertiden indtil 6'. Antal Omdrejninger pr. Minut = 20—50, undertiden mere, indtil 100. Gliderstyring bruges ikke, men saa godt som altid Ventilstyring; Ventilerne gives en ringe Løftehøjde for hurtigt at kunne lukke sig uden stort Lufttab. Sugeventilernes samlede Areal ved hver Ende af Cylindren gjøres mellem $\frac{1}{5}$ og $\frac{1}{10}$ af Stempelarealet, alt eftersom der bruges stor eller lille Stempelhastighed. Trykventilerne kunne være endnu mindre. Undertiden har man indrettet Ventilerne saaledes, at de bevæges direkte af Maskinen, naar Stemplets Bevægelse skifter; herved sker deres Bevægelse hurtigere, end naar der først skal dannes et tilstrækkeligt Differenstryk til at bevæge Ventilen.

Fig. 323 viser den ved Mont Cenis Tunellens Gjennembrydning anvendte Kompressor. Den bestaar af 2 enkelt virkende Pumper med Dykkerstempel, der ligge i Forlængelsen af hinanden, og udgjøre ét Stykke. Figuren viser den ene Pumpe A gjennemskaaren, den anden B set udvendig fra. Som A viser, er der i Rummet mellem Pumpens Vægge og Dykkerstemplet en vis Vandmængde; denne er netop saa stor, at den kan udfylde hele det skadelige Rum, naar Stemplet er i sin inderste Stilling. s ere Sugeventiler, t Trykventiler.

Fig. 324 viser en anden vaad Luftpumpe af Dubois & Francois. Der indsprøjtes her Vand i Løbet af Stempelslaget, saa at det skadelige Rum ved Slagets Slutning er fyldt med Vand, og en Vandmængde, svarende til Indsprøjtningsmængden, er gaaet med Luften ind i Rørledningen, (hvorfra den maa kunne tappes bort igjen). Sugeventilernes Bevægelse er vist at foregaa paa en ejendommelig Maade. Begge disse Ventiler, s_1 og s_2 ere nemlig forbundne, saa at den ene aabner sig, naar den anden lukker sig, og omvendt. I det nu Stemplet fra den i Figuren

viste Stilling gaar tilvenstre, vil s_2 øjeblikkelig aabne sig, da Rummet indenfor den er helt fyldt med Vand og der altsaa ved Stemplets Bevægelse strax opstaar Vakuum, men derved vil ogsaa s_1 strax lukke sig, længe førend Lufttrykket i venstre Ende af Cylindren er bleven stort nok til at lukke den. Derved bliver denne Kompressor egnet til en hurtig Gang. Støtterne p_1 og p_2 for Ventilstangen kunne svinge om deres Hvilepunkter, saa at Modstanden mod Ventilernes Flytning bliver meget ringe.

Kraftforbruget ved Kompressorer beror væsentligst paa, hvor fuldstændig Afkjølingen drives. Hvis enhver Temperaturstigning kunde hindres, vilde Mariottes Lov følges, altsaa Formlen (162) give den theoretiske Arbejdsmængde. Afkjøledes der slet ikke, maatte dette Arbejdsforbrug beregnes efter (164); i Virkeligheden vil dets Værdi falde derimellem.

2) Kapselblæsere, Kapselventilatorer.

Roots Blæser (Fig. 325) har i Hovedsagen samme Indretning som Roots Pumpe (Fig. 300), men er i Reglen større og lettere bygget. Antallet af Omdrejninger er sædvanlig 250 à 300 pr. Minut. Luftmængden vilde pr. Omdrejning være 4 Gange det med V betegnede Volumen, hvis der ingen Utætheder var. De kunne imidlertid ikke slutte aldeles tæt mod Kapslen, men have et Spillerum. Virkningsgraden angives højst forskjelligt, fra 0.15—0.41 hvilket maa bero paa den forskjellige Grad af Nøjagtighed, hvormed Forsøgsapparaterne have været udførte.

Fig. 325 viser en nyere Form af Roots Blæser, med fremspringende Kamme k, paa de roterende Legemer. Det er kun disse Kamme, der slutte tæt mod Kapslen og det andet roterende Legeme. Herved lettes Tildannelsen. Sugeaabningerne r ere dækkede med Traadnæt, for at hindre at der falder noget ned i Blæseren, som kunde beskadige den.

En anden Blæser, der synes at have visse Fortrin fremfor Roots er Kriegars Blæser (Fig. 326). Som Tværsnittet viser, have de roterende Legemer her en anden Tværsnitsform, men hvad der navnlig er ejendommeligt for denne Blæser, er de to Legemers Skrueform, hvorved de tage Luft ind ved den ene af Kapslens Endeflader, og afgive Luften ved den anden Endeflade, medens de øvrige Kapselblæsere indtage og afgive Luften vin-

kelret paa Frembringerne. Tætheden opnaaes ved at indsprøjte en smeltet Masse af Olie, Vox, Tælle og Stearin medens Blæseren holdes igang, der vil da afsætte sig et Lag heraf, som fylder Spillerummet og som kan holde sig meget længe, før det trænger til Fornyelse. Forsøg med denne Blæser siges at have givet 83 à 88 pCt. Virkningsgrad ved en Spænding = 500$^{mm.}$ Vandtryk.

Fig. 327 viser Beals Gaspumpe, der navnlig bruges til Udsugning af Gas fra Retorterne for at undgaa for stort Tryk i disse. Kapslen *A* er cylindrisk og indeholder den roterende Valse, *B*, der ligger excentrisk deri saaledes, at den forneden tangerer *A*'s Inderflade. Tværs igjennem *B* findes en Skyder *C*, som slutter tæt imod *A* ved Hjælp af en Pakning. Skyderen bestaar af 2 Dele, som slutte tæt sammen, men kunne glide saaledes paa hinanden, at de under Valsen *B*'s Bevægelse stedse slutte mod *A* ved begge Ender. For at bringe dem til at glide ud og ind ere de ved Tappe *a* fæstede til Styrestykker *D*, der have Form som Stykker af en Cirkelring, og ligge i en cirkelringformet Fordybning i hver af *A*'s Endebunde.

Fig. 328 viser Fabry's Ventilator til Bortskaffelse af store Luftmængder. «Kapslen» er her erstattet af en Kumme af Murværk, der er aaben oventil. De 2 roterende Legemer have hver 3 Par Arme, der alle have Tværarme og paa Enden af disse Kurver, som indgribe paa hinanden. Saavel Arme som Tværarme og Kurver ere forsynede med Flager, der strække sig over hele Kummens Bredde. Ved hver Omdrejning vil der blive bortført 6 Gange det Volumen *V*, som indesluttes mellem 2 Hovedarme og Kummen, men samtidig vil 3 Gange et Luftvolumen *v* blive ført ind igjen, saa at der kun befordres et Luftvolumen = Differensen herimellem. Paa Grund af Utætheder og Spillerum tør dog kun paaregnes 0.7 heraf (Fyldningsgrad = 0.7). Virkningsgraden kan regnes = 0.51 naar Spændingen er ringe, saasom $1\frac{1}{2}$ à 2″ Vandtryk.

3) Centrifugalblæsere, Centrifugalventilatorer.

Virkningsmaaden er væsentlig den samme som Centrifugalpumpens, og Overensstemmelsen bliver endnu større derved, at disse Blæsere arbejde med saa ringe Trykforskjel, at man kan se bort fra den Volumenforandring, som Luften undergaar. Man

vil derfor kunne overføre Formlerne for Centrifugalpumperne ligefrem paa Centrifugalblæsere og Ventilatorer, og altsaa kunne bestemme v_1 af Formlen (153), hvor da H, h_x, h_y og h_z skulde udtrykkes i Luftsøjle. Vil man ikke medtage Tryktabet i Ledningerne, udelades h_x og h_y af Formlerne. Modstandene i Hjulet ville imidlertid blive forskjellige fra de for Vand angivne Værdier, hvilket navnlig skyldes de større Hastigheder, man her har med at gjøre i Forbindelse med Luftdelenes Letbevægelighed og Elasticitet, hvorved der lettere danner sig Hvirvler i Hjulet, og Luften følger ikke saa fuldstændig den ved Skovlerne angivne Bane.

Dette og andre Forhold bevirke, at Talværdierne for Vinkler og Dimensioner maa vælges under andre Hensyn end de, der gjordes gjældende ved Centrifugalpumperne. Formlen (153) bliver, naar deri h_x og h_y udelades

$$v_1 = \sqrt{g\left[H + h_z + m\frac{(c^2 - \omega_2^2)}{2g} + \frac{\omega_2^2}{2g}\right]\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}},$$

Virkningsgraden viser sig erfaringsmæssig at være højst $\eta = 0.30$ à 0.33, selv ved god Konstruktion, men

$$\eta = \frac{H}{H + h_z + m\frac{c^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{\omega_2^2}{2g}},$$

hvoraf med $\eta = 0.33$

$$H + h_z + m\frac{c^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{\omega_2^2}{2g} = 3H,$$

eller

$$v_1 = \sqrt{3gH\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (165)$$

hvor det maa erindres, at Trykdifferensen H skal angives i Luftsøjle. I Forbindelse hermed bruges Formlerne (155)—(158).

Talværdierne bestemmes imidlertid anderledes end ved Centrifugalpumperne. Vinkel β tages saaledes langt nærmere ved 90°, saa at Skovlerne faa en mere radiær Stilling mod den ydre Omkreds. Herved opnaaes, at v_1 bliver lille; Formel (165) viser nemlig, at v_1 aftager, naar β aftager, men da β ikke godt kan være spids, vil den mindste Værdi være = 90°, og en lille Værdi af v_1 o: en ringe Omdrejningshastighed af Hjulet

vil formindske Tabet ved Tapfriktionen, og dette Tab har netop her langt mere at betyde end ved Centrifugalpumperne, fordi Hjulets Vægt er langt betydeligere i Forhold til det Tryk, som udøves mod Luften.

Rittinger tager $\beta = 90°$ hvorved

$$v_1 = \sqrt{3gH},$$

men sædvanlig vælges dog $\beta > 90°$.

Forholdet $\frac{r_1}{r_2}$ tages ofte $= 2$ ved Ventilatorer og $\frac{r_1}{r_2} = 3$ ved Blæsere.

Hastigheden ω sættes ofte $=$ 30 Fod.

$\angle\ \delta$ tages mellem 20° og 35°, undertiden endnu større.

Hastigheden c, hvormed Luften forlader Hjulet, er meget betydelig, hvorfor det er af Vigtighed, at omgive Hjulet med et spiralformigt Rum, hvorfra Luften ved en gradevis Udvidelse af Tværsnittet føres ind i Trykledningen, saaledes at Formindskelsen i Hastighed frembringer en saavidt mulig tilsvarende Trykforøgelse. Dette gjælder ikke blot Blæserne, men ogsaa Ventilatorerne, som sende Luften fra Spiralrummet ud i Atmosfæren. I Spiralrummet er der undertiden anbragt spiralformige Ledevægge, som dele det i flere mindre, for at lede Luften bedre og undgaa Dannelsen af Hvirvler.

Skovleformen kan være højst forskjellig. Der bruges saaledes Skovler, som vende Konvexiteten fremad ligesom ved Centrifugalpumperne, men, som nævnt ovenfor, med mindre Værdi af Vinklen β, altsaa nærmere ved 90°, dernæst bruges Skovler med Konkaviteten fremad efter Forslag af Rittinger, som ved disse Skovler anvendte $\angle\ \beta = 90°$ (Fig. 329). Der bruges ogsaa plane Skovler. Stilles disse radiale, bliver Virkningsgraden meget lille paa Grund af, at Luften ved Indtrædelsen nødvendigvis paavirkes ved et Stød mod Skovlerne. Derfor maa Skovlerne stilles skraat, hvorved der kan faaes en ret god Virkning, om end noget mindre end ved hensigtsmæssigt krummede Skovler.

Antallet af Skovler maa gjøres stort for at hindre Dannelsen af Hvirvler og uregelmæssige Bevægelser, (hvilke, naar der er for store Afstande mellem Skovlerne, endog kunne gaa saa vidt,

at der fremkommer en indadgaaende Strøm langs Skovlernes Bagside, saa at denne Del af Hjulet ikke blot er uvirksom, men endog skadelig). Altfor mange Skovler medføre dog ogsaa Ulemper, idet Ledningsmodstandene saavel som Hjulets Vægt, og derved Tapfriktionen forøges.

Differenstrykket, som frembringes, er, som allerede omtalt, kun lille. Ved Ventilatorer fra en Brøkdel af en Tomme til 2 à 3″ Vandtryk, medens Blæserne give fra 4″ til $1\frac{1}{2}$ Fods Vandtryk, kun undtagelsesvis mere, da dette vilde fordre en særdeles stor Periferihastighed. Den øvrige Indretning er oftest omtrent som ved Centrifugalpumperne, især for de Blæseres Vedkommende, der arbejde med nogenlunde store Differenstryk, dog med saadanne Modifikationer, som følge af Luftens mindre Vægtfylde, navnlig kunne Dimensionerne gjøres langt spinklere.

Ventilatorer, der arbejde med ringe Tryk, f. Ex. til Luftfornyelse i Lokaler, gives derimod ofte andre Former. Fig. 330 viser saaledes Combes Ventilator. Luften suges igjennem et Hul i Muren *m*, langs hvis Flade Blæserhjulet bevæger sig. Dette bestaar af en Plade *p*, hvorpaa de krumme Hjulskovler sidde. Den kan forresten indrettes enten til Udsugning af den brugte Luft gjennem Hullet *A* i Muren, eller til Indblæsning af frisk Luft i et Kammer *B*, hvorfra den ledes videre til de Lokaler, hvori den skal bruges.

Undertiden, naar der skal bortskaffes meget store Luftmængder, men kun frembringes et meget lille Differenstryk, bruges Ventilatorer, ved hvilke Centrifugalkraften ikke er medvirkende, men hvor Virkningen væsentlig kan betragtes som et Modstykke til den, der foregaar ved Vindmøllers Vindfang. Disse Ventilatorer have nemlig en roterende Axel, hvorpaa der sidder Arme, f. Ex. 6; med skraatstillede Flager, bedst af vindskjæv Form, og med en Hældning mod Vingeplanen der f. E. kan være 6 à 7° ved den ydre Omkreds, og 18 à 19° nærmest ved Axlen.

Naar denne Ventilator anbringes over Mundingen af den Kanal, hvorfra Luften skal suges, og drejes rundt i en saadan Retning, at den Kant af Vingerne, der er nærmest Kanalen, gaar forrest, vil den frembringe Sugning, idet Vingerne ligesom

Kiler skyde sig under Luften, medens denne glider op ad dem og Luften fra Sugekanalen følger efter.

Apparater med direkte Dampvirkning.

Af disse er Kørtlings Dampstraaleblæser eller Ventilator den vigtigste. Den kan bruges i mange Øjemed og dens Form modificeres overensstemmende hermed. Fig. 331 viser Virkemaaden. Gjennem Aabningen a indledes Dampen, den vil da med stor Hastighed strømme forbi den første ringformige Aabning b_1 og herigjennem rive Luft med sig, Blandingen af Damp og Luft kommer da som en større Strøm med mindre Hastighed forbi den næste Aabning, b_2 river paany en Del Luft med sig men mister atter noget af Hastigheden, og saa fremdeles, indtil den sidste Aabning, paa Figuren b_3 passeres med en Hastighed, der endnu netop et stor nok til at rive Luft med gjennem b_3, under Hensyn til der Differenstryk, der haves. Man vil forstaa, at Apparatet kan virke som Blæser, naar der nemlig haves Atmosfærens Tryk ved c og Overtryk ved d, eller som Suger respektive Ventilator naar d udmunder i Atmosfæren og c kommer fra et Sted, hvor der er et lavere Tryk. Apparatet har været meget brugt til Frembringelsen af kunstig Træk, f. Ex. i Dampkjedelfyr, dels ved Indblæsning af Luft i det tættillukkede Askefald, dels til Bortsugning af Luft fra Ildkanalerne og Udstødning af denne Luft i Skorstenen. Det egner sig ogsaa meget godt dertil, men som antydet i 1ste Del Pag. 87, maa det kun betragtes som et Surrogat for den naturlige Træk i Tilfælde, hvor denne ikke haves eller kan skaffes tilveje.

Ogsaa til Ventilation, f. Fx. af Bjærgværksgruber, har man benyttet en saadan Dampstraaleblæser.

Det er dog ikke blot til smaa Trykdifferenser, at Dampstraaleapparater kunne bruges, man har endog brugt dem til Frembringelse af lufttomt Rum ved Kondensationsdampmaskiner istedetfor det sædvanlige Kondenseringsapparat med Luftpumpe, Varmvandspumpe og Fortætter. Fig. 332 viser et dertil brugt Apparat. Det kolde Vand kommer ind ved a, Spildedampen ved c, Vandet vil da, ved at fortætte Dampen, frembringe et luftfortyndet Rum, og derved frembringe en Sugning, der

meddeler Vandstraalen en tilstrækkelig Hastighed til at rive den fortættede Damp, og den indblandede Luft med sig ud gjennem Røret *d*.

Den koniske Form, som Afløbsrøret har baade i Fig. 331 og 332 tilsigter at berøve den udstrømmende Vandmasse en Del af dens Hastighed lidt efter lidt under en tilsvarende Forøgelse af det frembragte Differenstryk.

Trykfejl.

Side	Linie	Trykfejl	Rettelse
9	6 f. n.	Fig. 17 og 20	Fig. 17, 19 og 20
9	3 f. n.	Fig. 19 og 21	Fig. 21
16	9 f. o.	$d = 0.0399$	$d = 0.0399\sqrt{P}$
16	20 f. o.	Tiden t	en vis Tid
146	9 f. n.	K	k
178	16 f. o.	Fig. 247	Fig 246
186	7 f. o.	paa foroven og fra forneden	paa forneden og fra foroven

Fig 1a

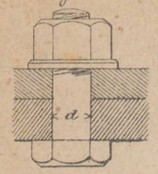


Fig 1b

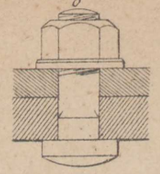


Fig 1c

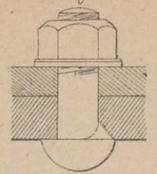


Fig 1d

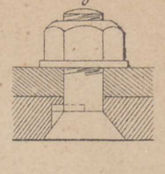


Fig 5

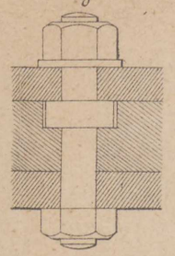


Fig 6

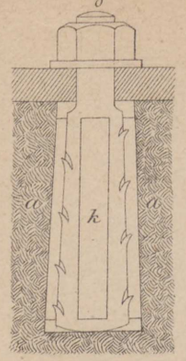


Fig 7

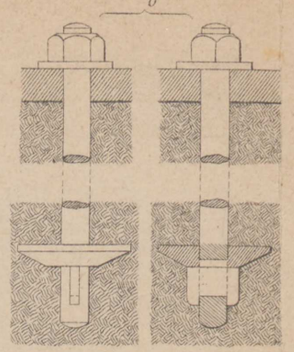


Fig 8

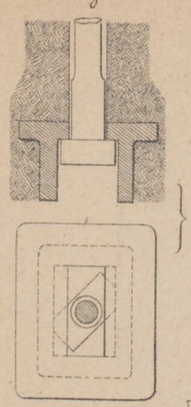


Fig 9

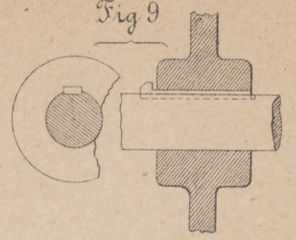


Fig 10

Fig 11

Fig 14

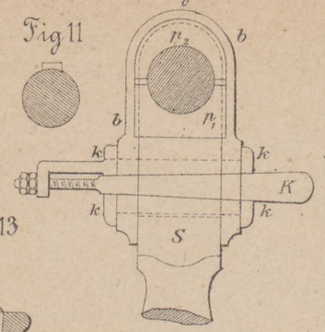


Fig 2

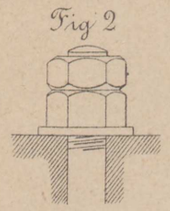


Fig 3

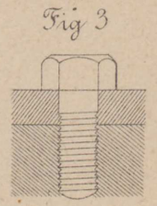


Fig 4

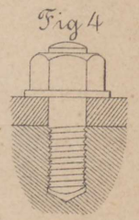


Fig 12

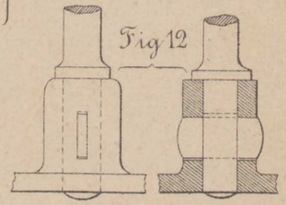


Fig 13

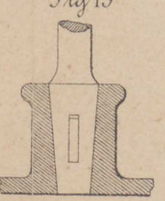


Fig 15

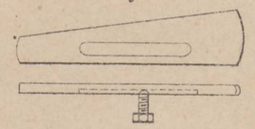


Fig 16

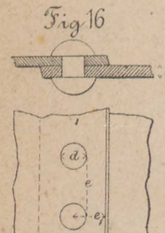


Fig 17

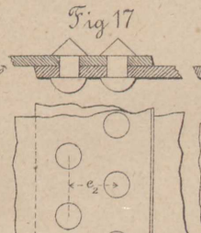


Fig 18

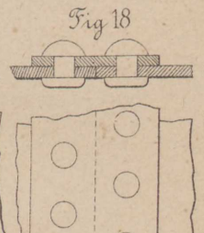


Fig 19

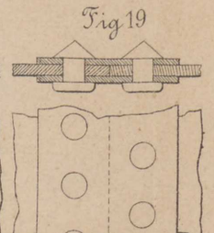


Fig 20

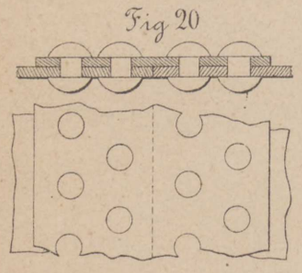


Fig 21

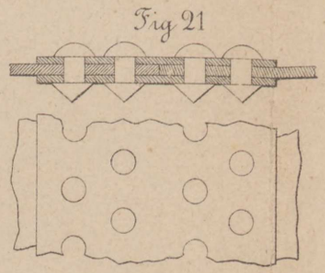


Fig 22

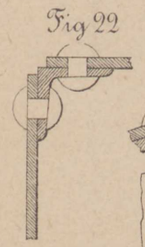


Fig 23

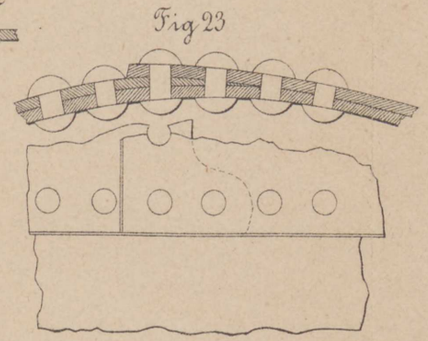


Fig 24

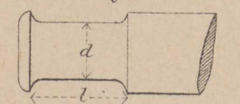


Fig 25

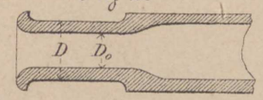


Fig 26

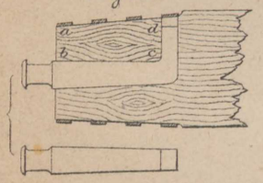


Fig 27

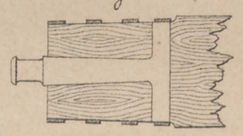


Fig 28

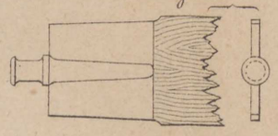


Fig 29

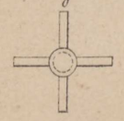


Fig 30

Fig 31

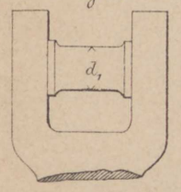


Fig 32

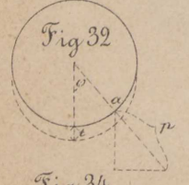


Fig 33a

Fig 33b

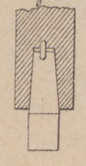


Fig 33c

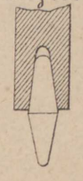


Fig 34

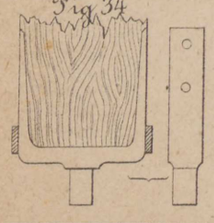


Fig 35

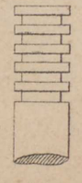


Fig 36

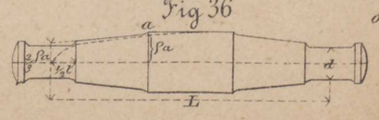


Fig 37

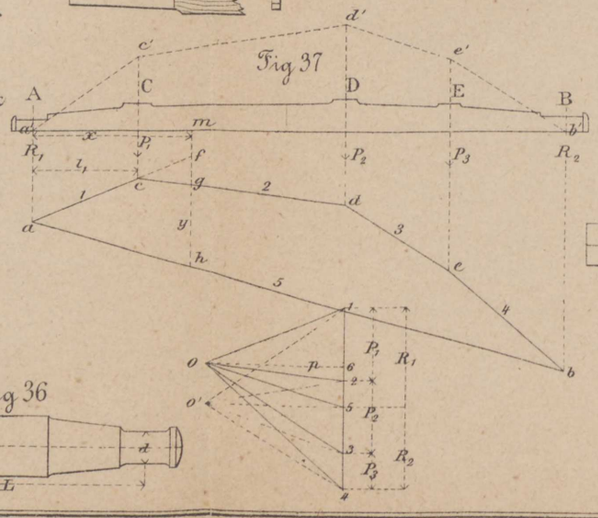


Fig 38

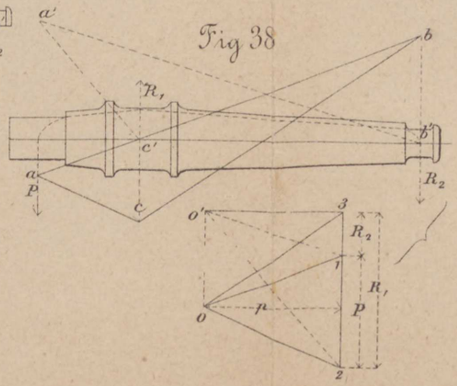
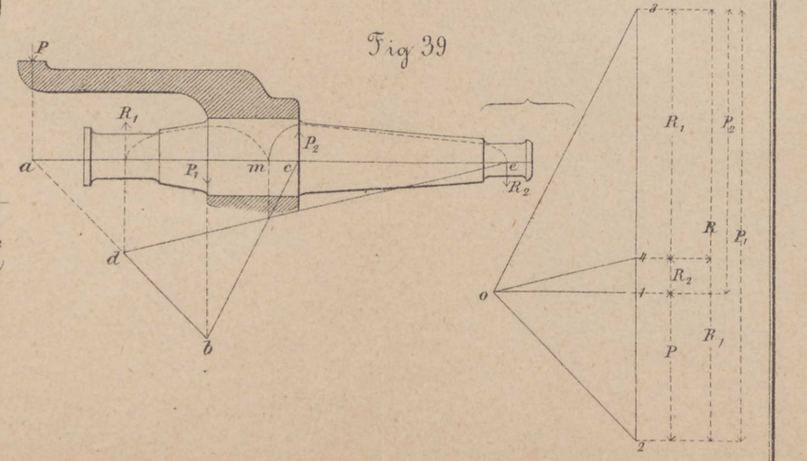


Fig 39



Chr J. Tauber's lith. Etabl

Fig 40

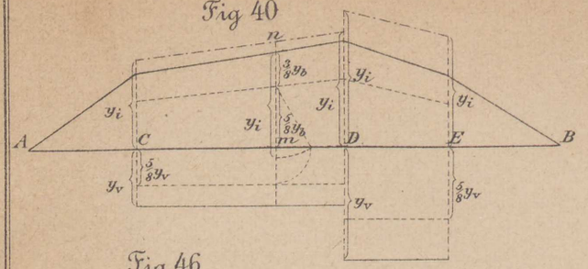


Fig 41

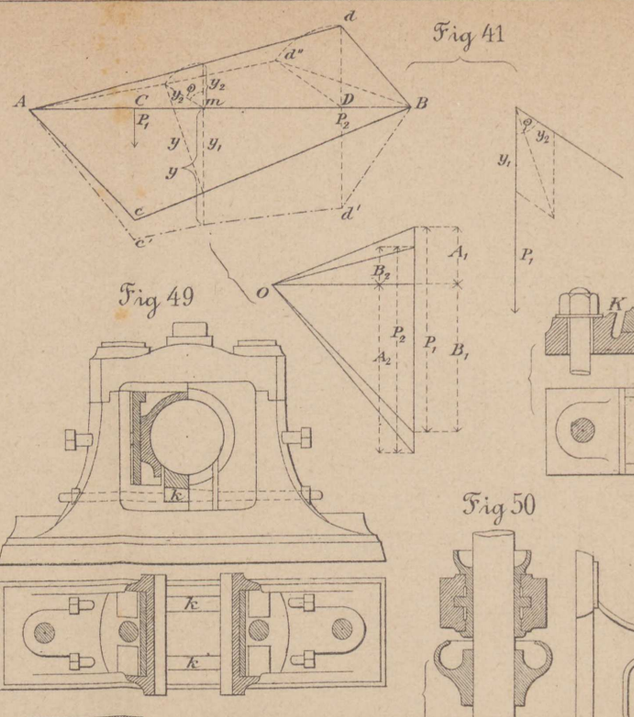


Fig 42

Fig 43

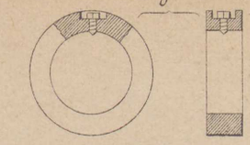


Fig 44

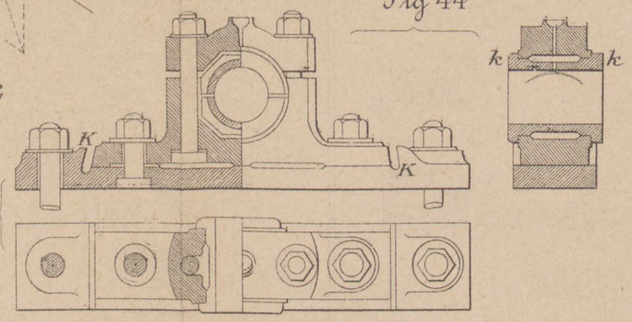


Fig 45

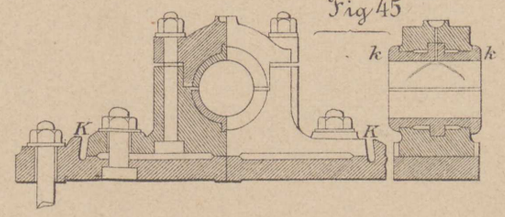


Fig 46

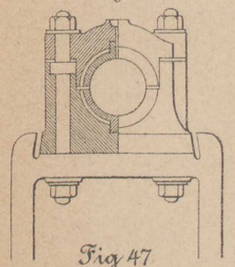


Fig 47

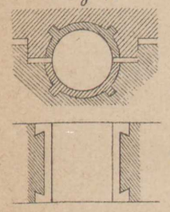


Fig 48

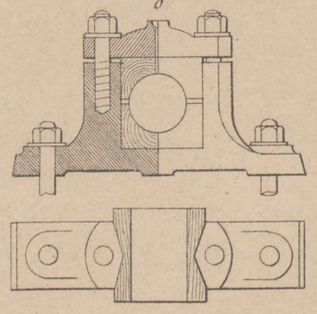


Fig 49

Fig 50

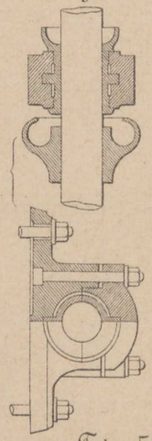


Fig 51

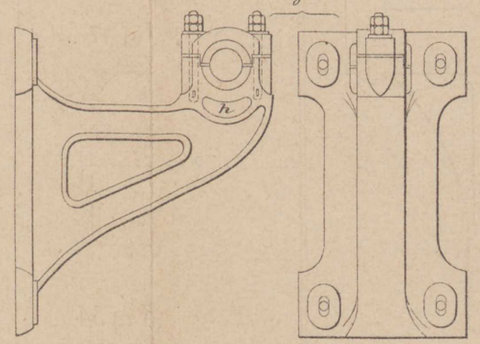


Fig 52

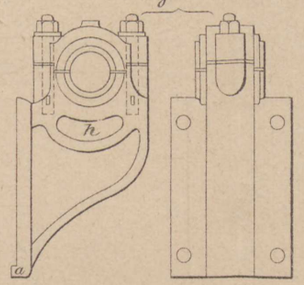


Fig 53

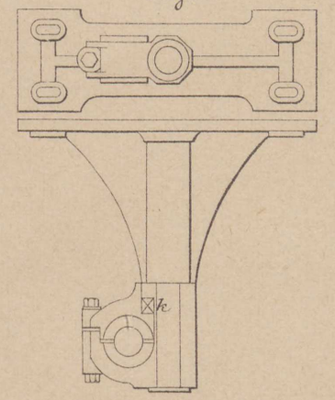


Fig 54

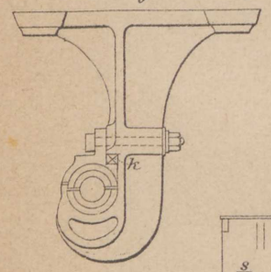


Fig 55

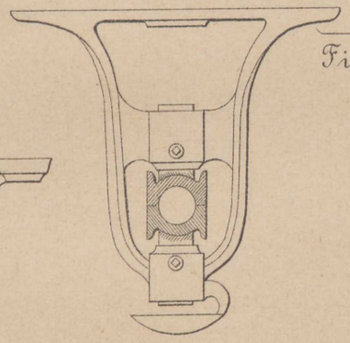


Fig 56

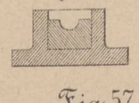


Fig 57

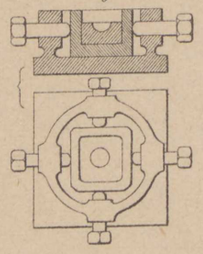


Fig 58

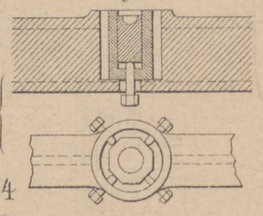


Fig 59

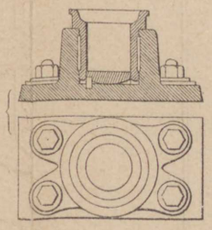


Fig 60

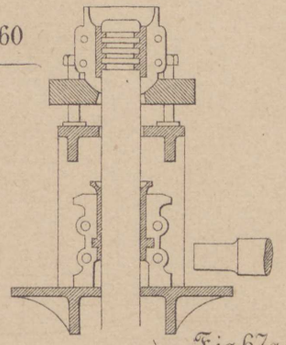


Fig 61

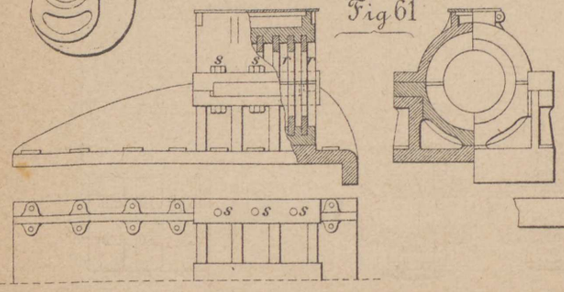


Fig 62

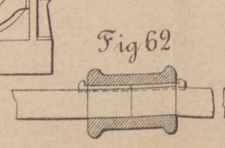


Fig 63

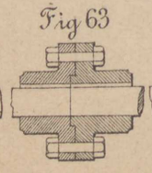


Fig 64

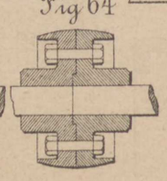


Fig 65

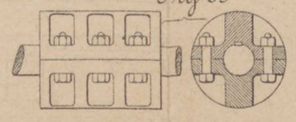


Fig 66

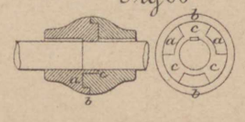


Fig 67

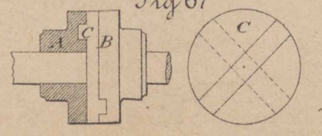
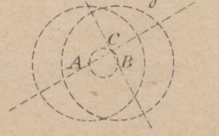


Fig 67a



Chr. J. Tauber's lith. Etabl.

Fig 68

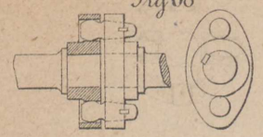


Fig 69

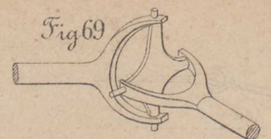


Fig 70

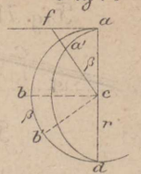


Fig 71

Fig 72

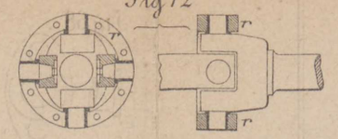


Fig 73

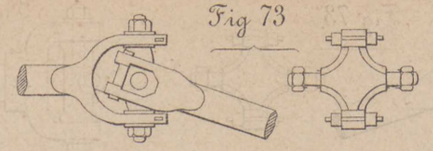


Fig 74

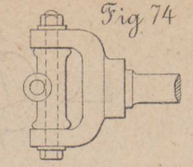


Fig 75

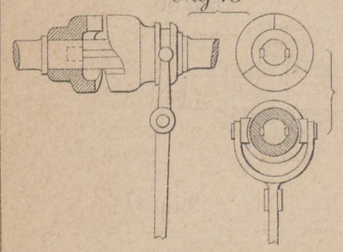


Fig 76 Fig 77

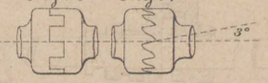


Fig 78

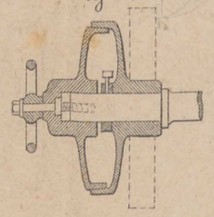


Fig 79

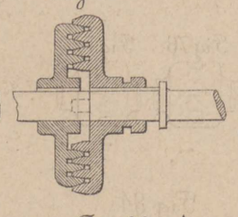


Fig 80

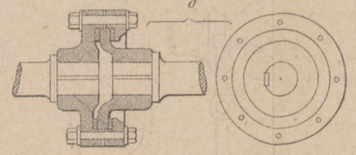


Fig 81

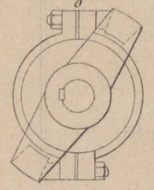


Fig 82

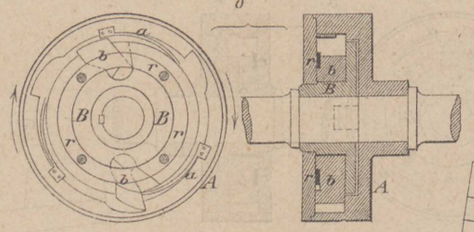


Fig 91

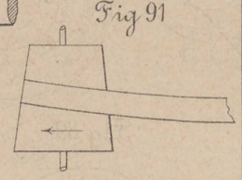


Fig 84

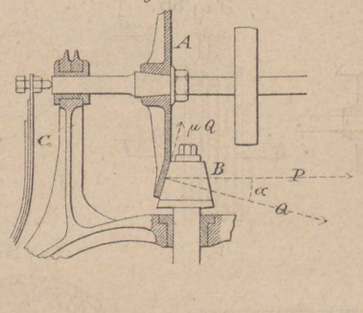


Fig 83

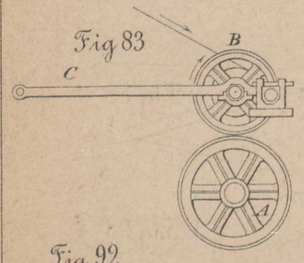


Fig 85

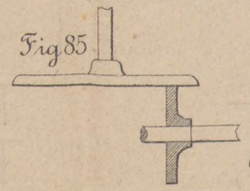


Fig 86

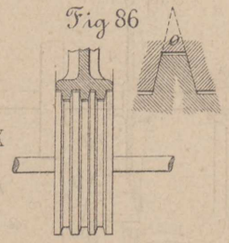


Fig 87

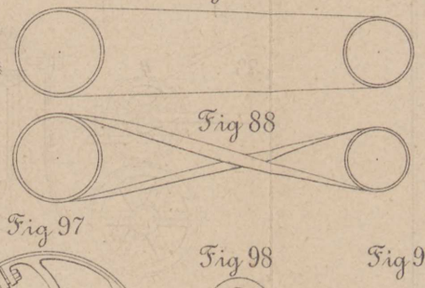


Fig 88

Fig 89

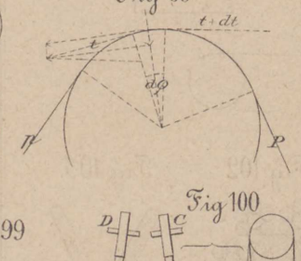


Fig 90

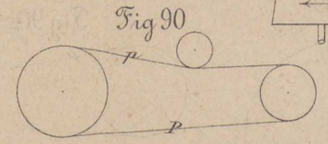


Fig 97

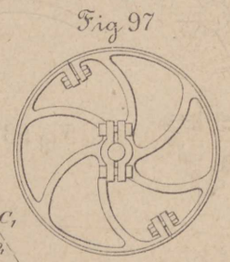


Fig 94

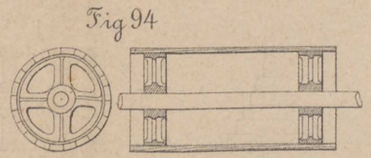


Fig 98

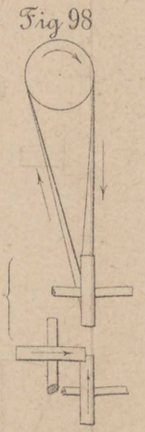


Fig 99

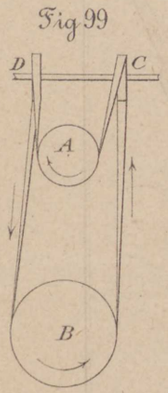


Fig 100

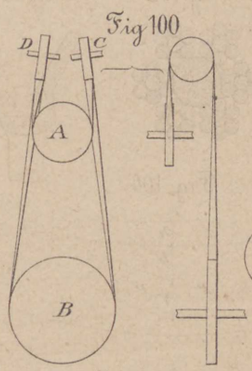


Fig 101

Fig 102

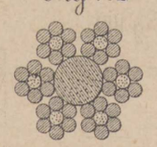


Fig 103

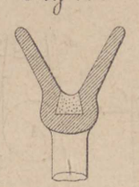


Fig 92

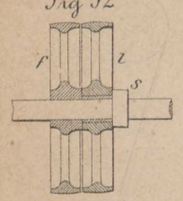


Fig 93

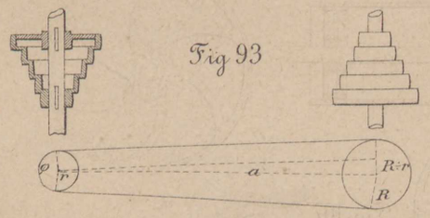


Fig 96

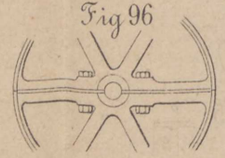


Fig 107

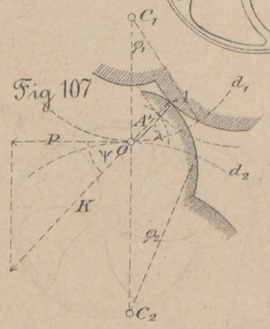


Fig 104

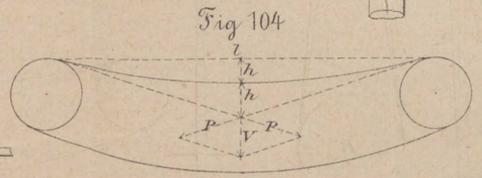


Fig 95

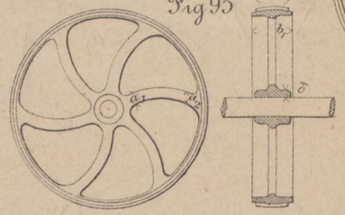


Fig 105

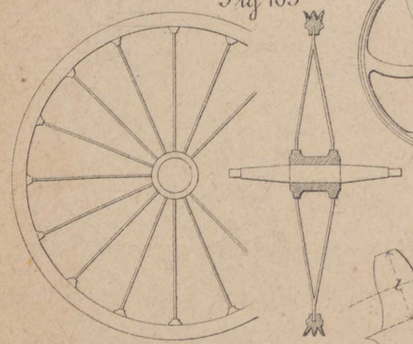


Fig 106

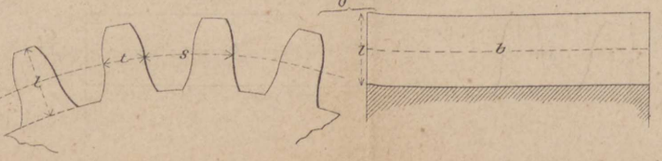


Fig 108

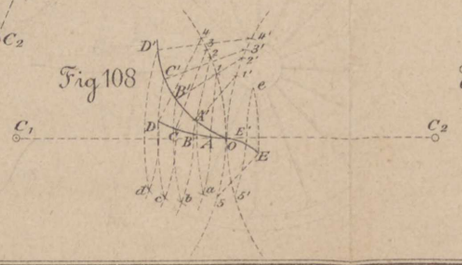
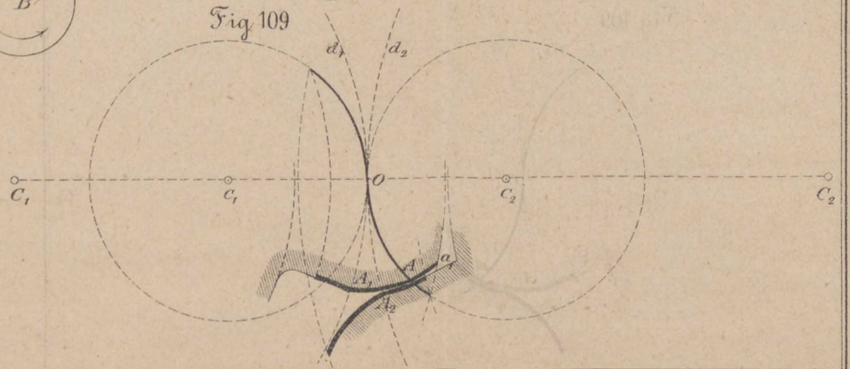


Fig 109



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

Fig 110

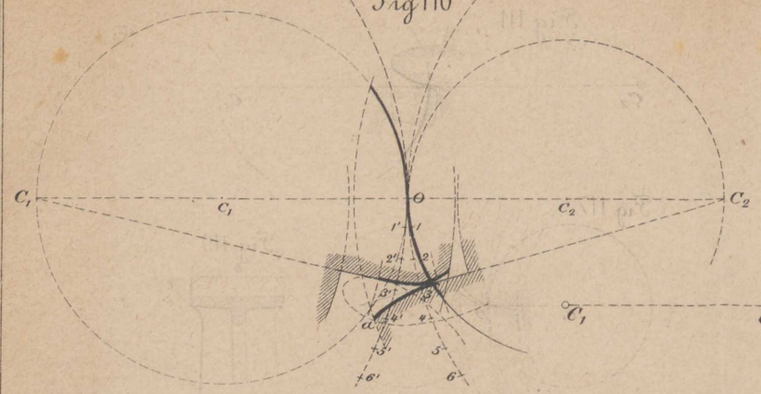


Fig 111

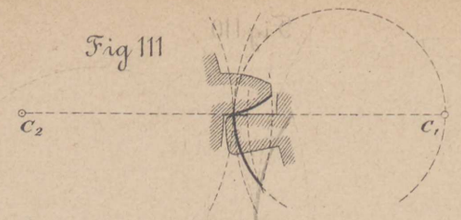


Fig 112

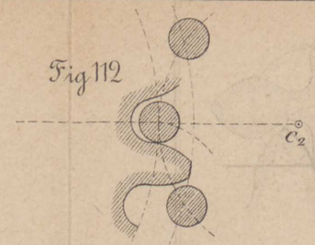


Fig 113

Fig 114

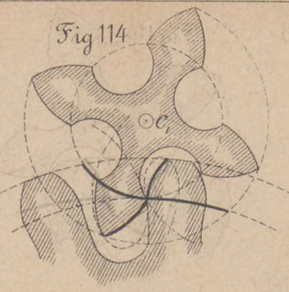


Fig 115

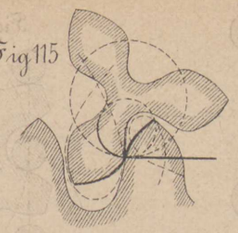


Fig 116

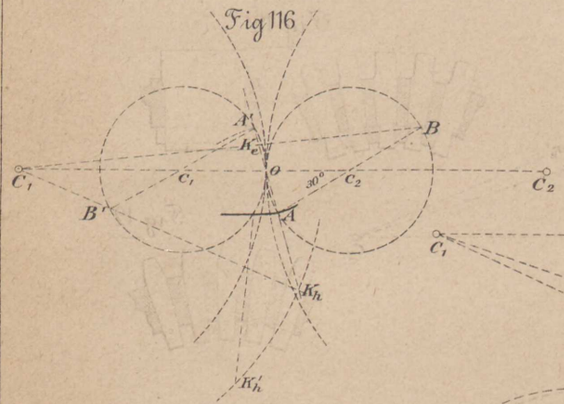


Fig 117

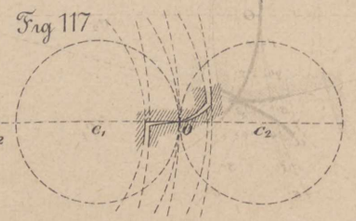


Fig 118

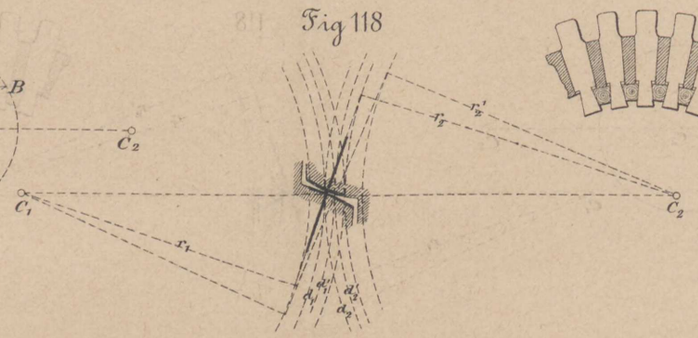


Fig 119

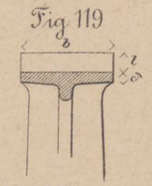


Fig 120

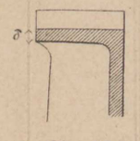


Fig 121

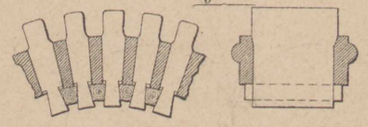


Fig 121a

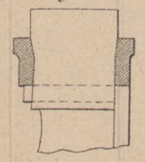


Fig 122

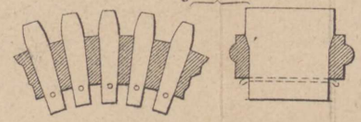


Fig 122a

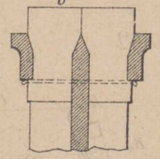


Fig 123a

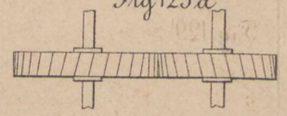


Fig 123b

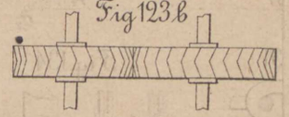


Fig 124

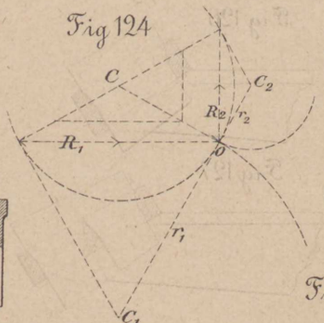


Fig 125

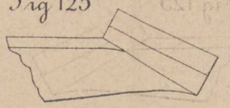


Fig 125a

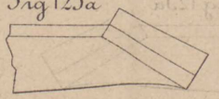


Fig 126

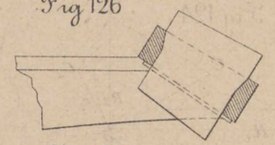


Fig 127

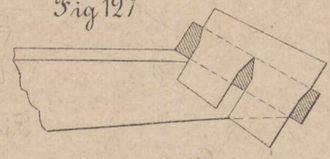


Fig 128

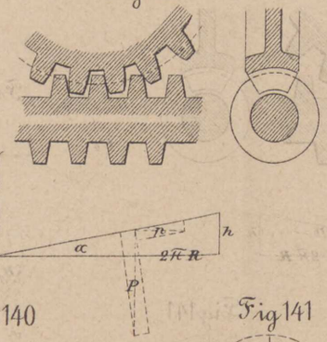


Fig 129

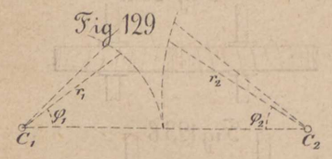


Fig 130

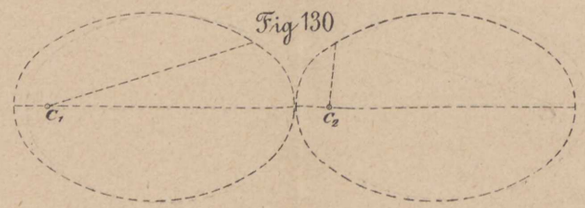


Fig 131

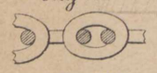


Fig 132

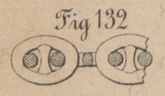


Fig 133

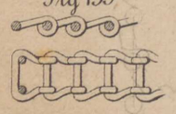


Fig 134

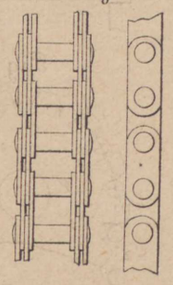


Fig 135

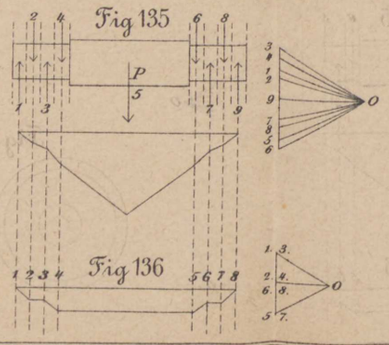


Fig 136

Fig 137

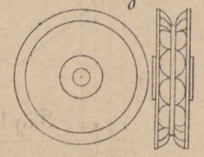


Fig 138

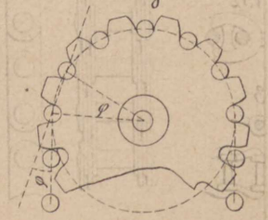


Fig 139

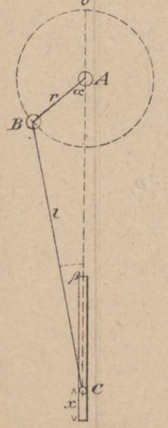


Fig 140

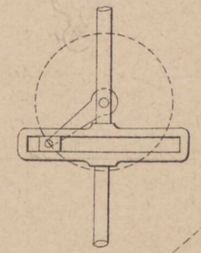
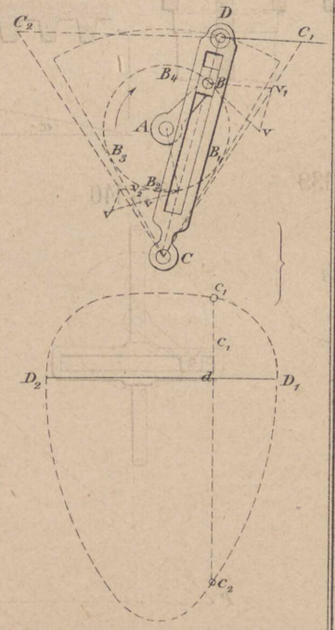


Fig 141

Fig 142



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

Fig 143

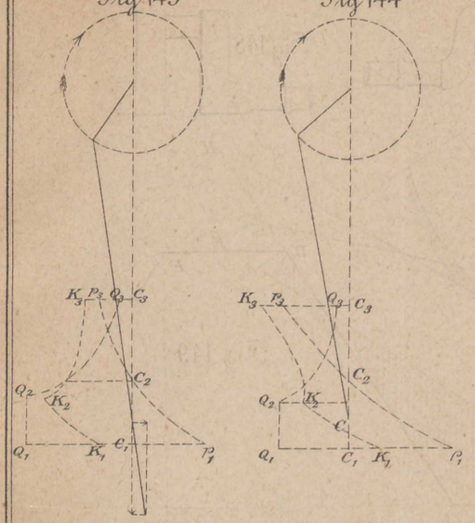


Fig 144

Fig 145

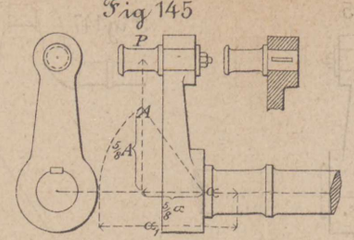


Fig 146

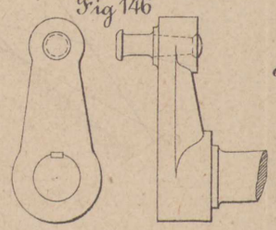


Fig 147

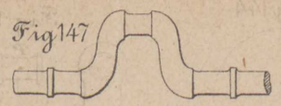


Fig 148

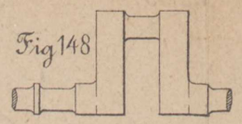


Fig 149

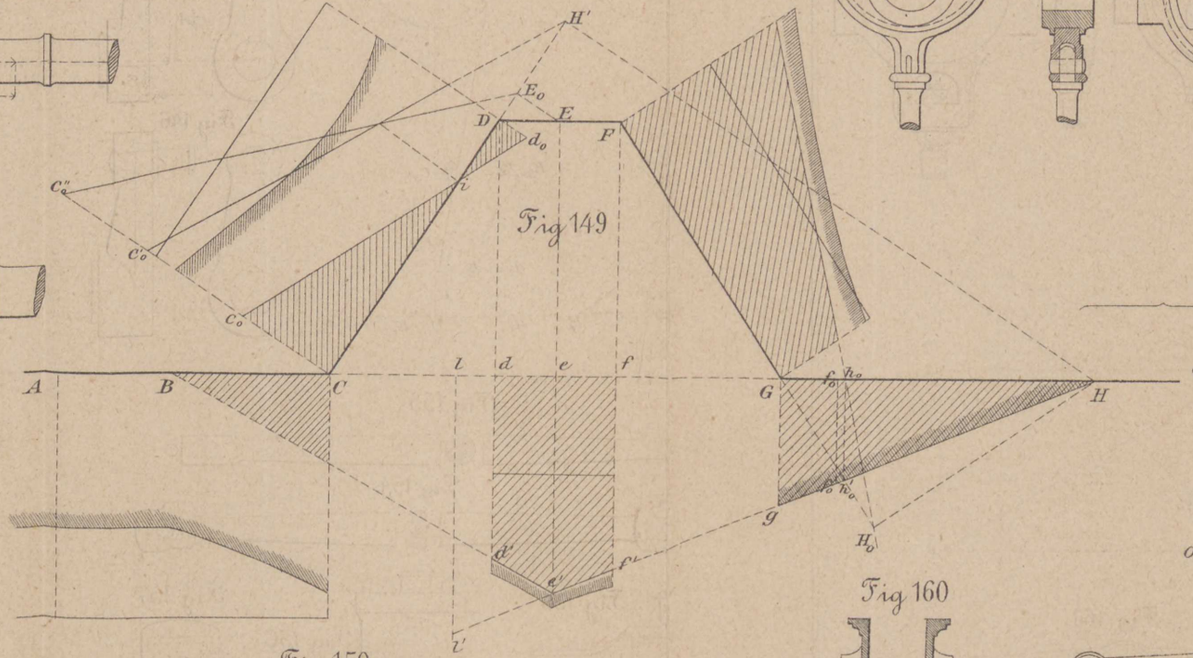


Fig 150

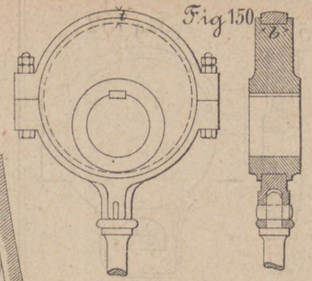


Fig 151

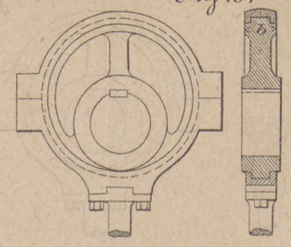


Fig 152

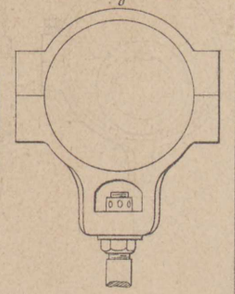


Fig 153

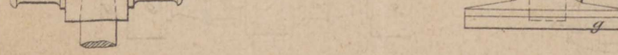


Fig 154

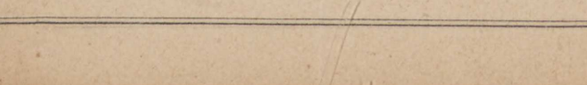


Fig 155

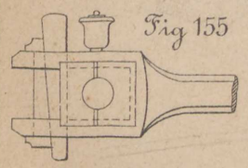


Fig 156

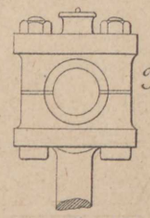


Fig 157

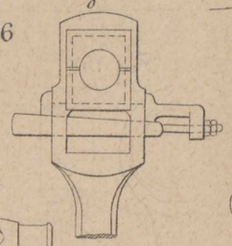


Fig 158

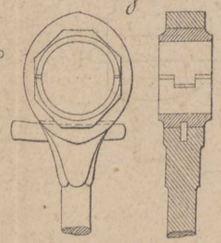


Fig 159

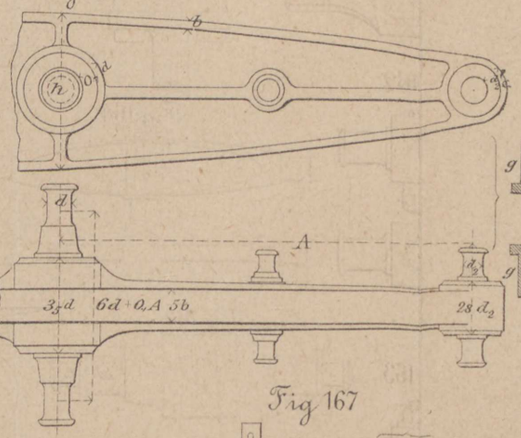


Fig 160

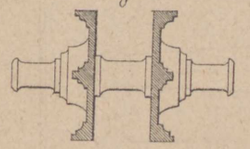


Fig 161

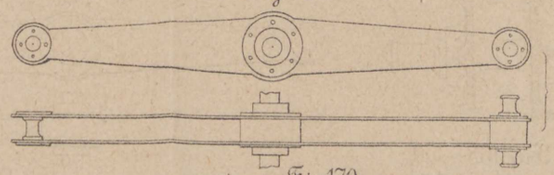


Fig 162

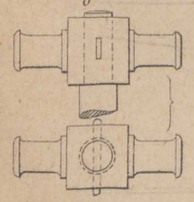


Fig 163

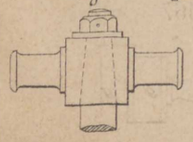


Fig 164

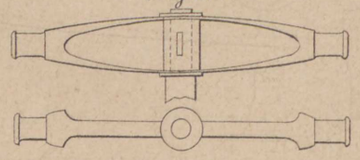


Fig 165

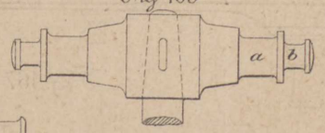


Fig 166

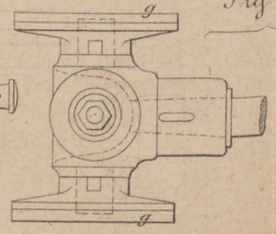


Fig 167

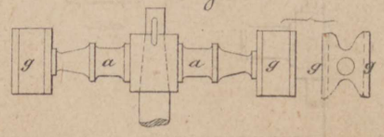


Fig 168

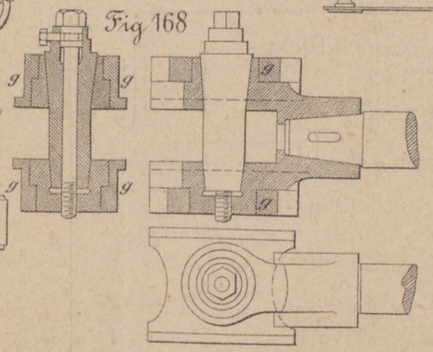


Fig 169

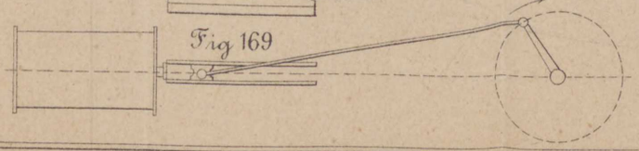


Fig 170

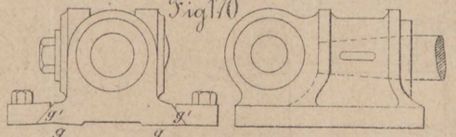
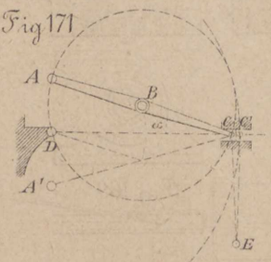


Fig 171



Chr. J. Taubers lith. Inst.

Fig 172a

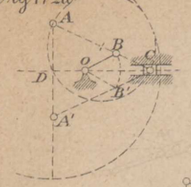


Fig 172b

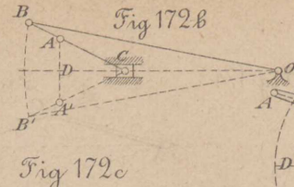


Fig 172c

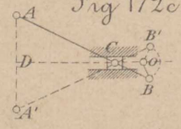


Fig 173

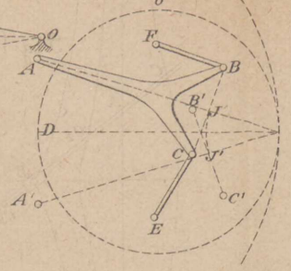


Fig 174

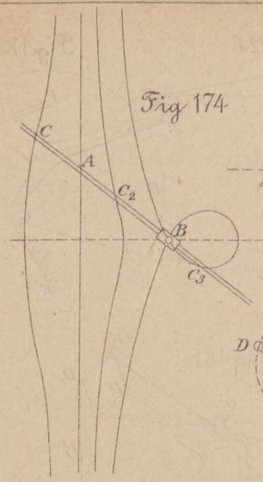


Fig 175

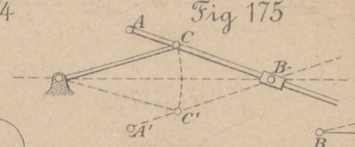


Fig 176

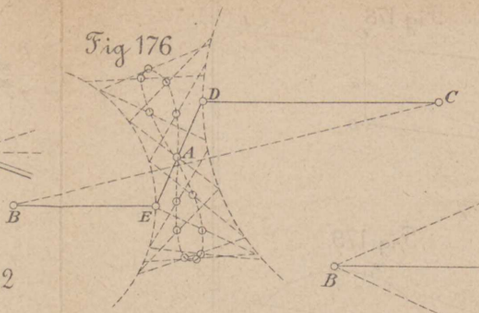


Fig 177

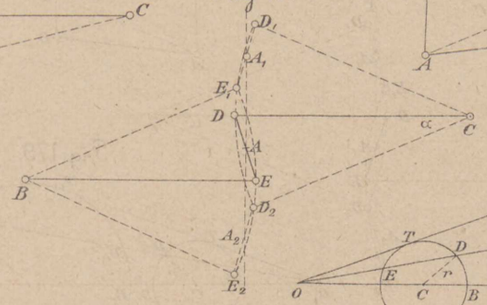


Fig 178

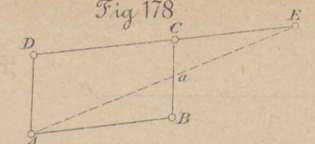


Fig 179

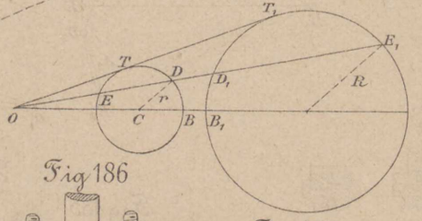


Fig 180

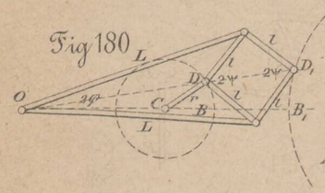


Fig 181

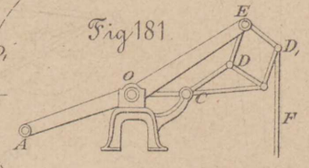


Fig 182

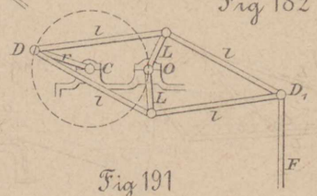


Fig 183

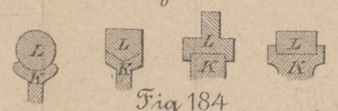


Fig 184

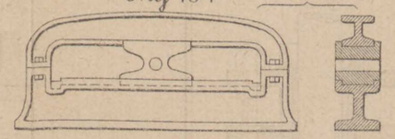


Fig 185

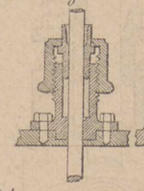


Fig 186

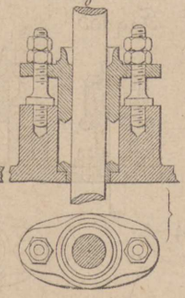


Fig 187

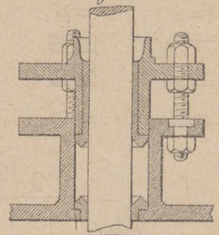


Fig 188

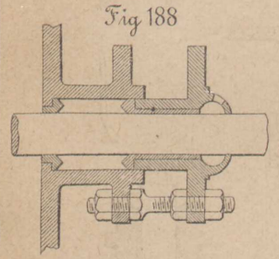


Fig 189

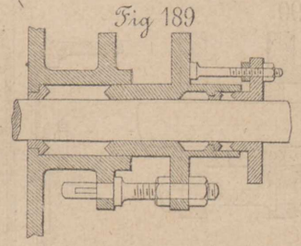


Fig 190

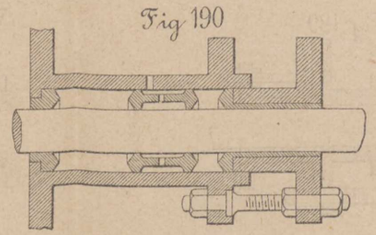


Fig 191

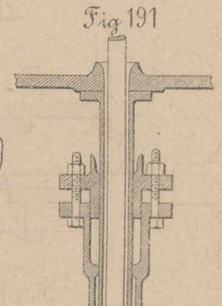


Fig 192

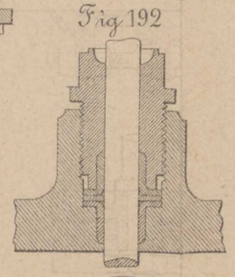


Fig 193

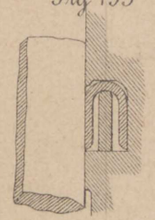


Fig 194

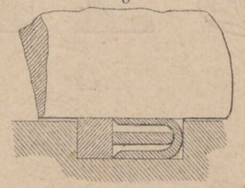


Fig 195

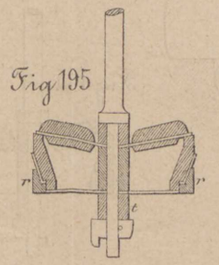


Fig 196

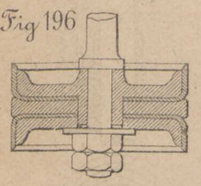


Fig 197

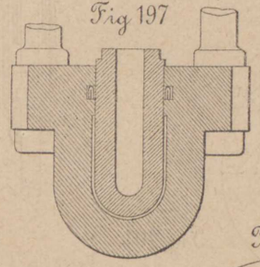


Fig 198

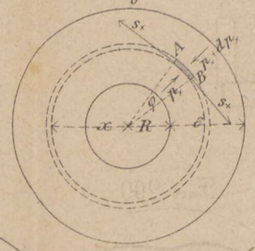


Fig 199

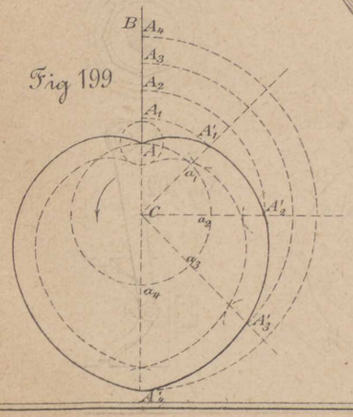


Fig 200

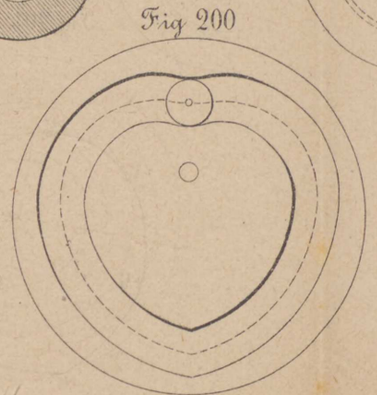


Fig 201

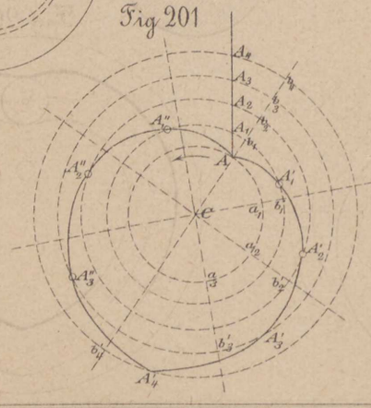


Fig 202

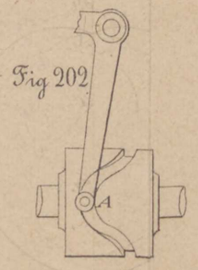


Fig 203

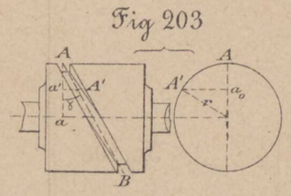


Fig 204

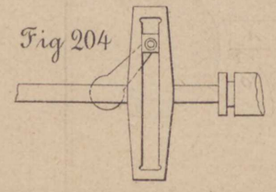


Fig 205

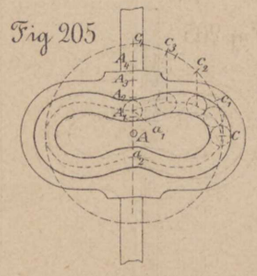
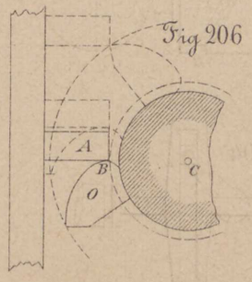


Fig 206



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

Fig 207

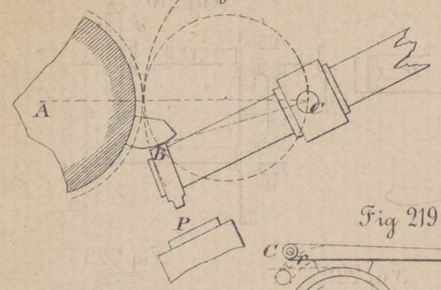


Fig 208

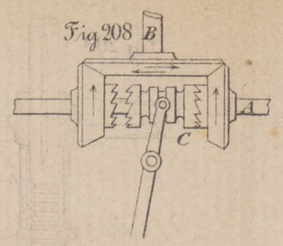


Fig 209

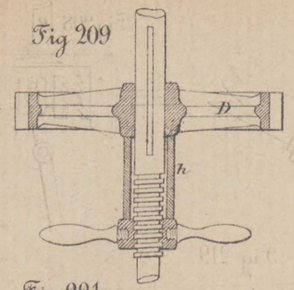


Fig 210

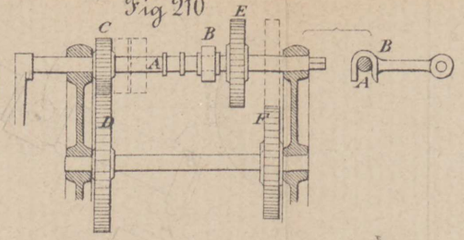


Fig 211

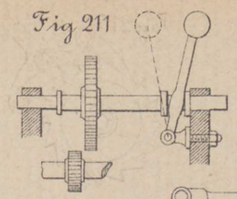


Fig 212

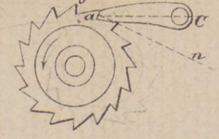


Fig 215

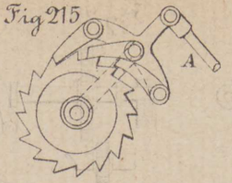


Fig 213

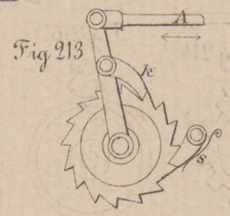


Fig 214

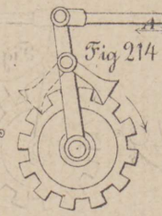


Fig 216

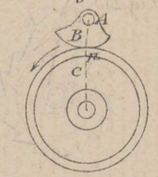


Fig 217

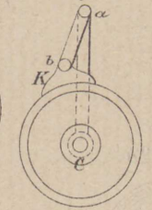


Fig 218

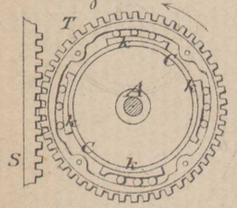


Fig 219

Fig 220

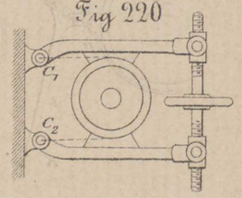


Fig 221

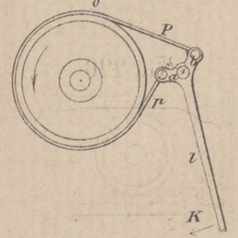


Fig 222

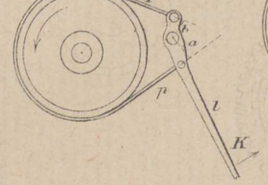


Fig 223

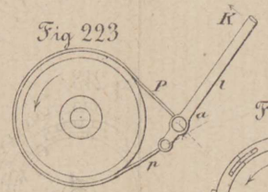


Fig 224

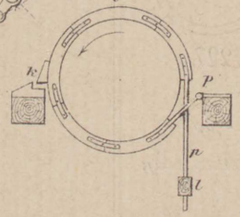


Fig 225

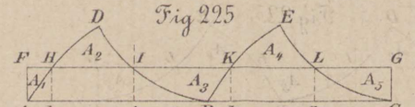


Fig 226

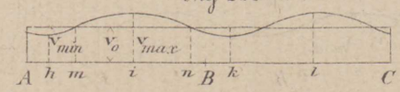


Fig 227

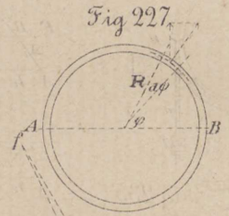


Fig 228

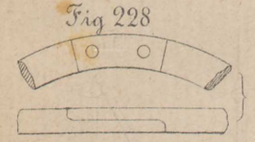


Fig 229

Fig 232

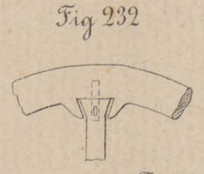


Fig 233

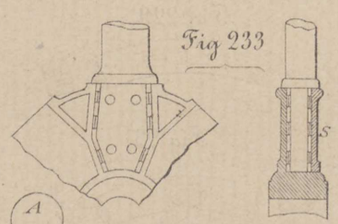


Fig 234

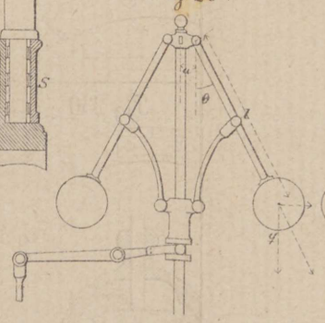


Fig 235

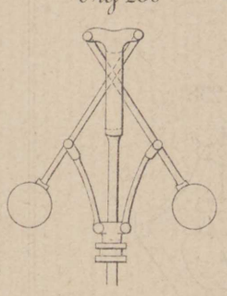


Fig 236

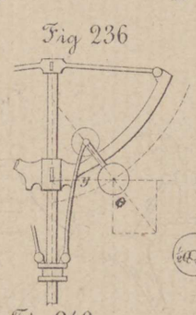


Fig 237

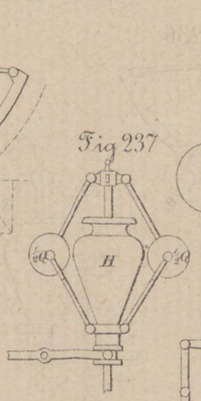


Fig 238

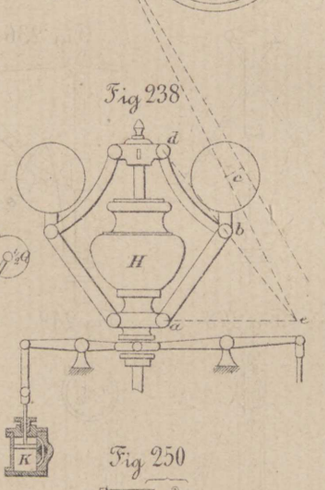


Fig 230

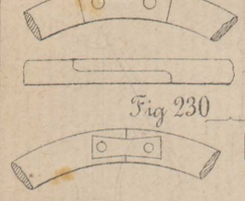


Fig 231

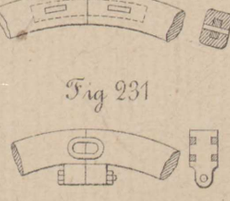


Fig 239

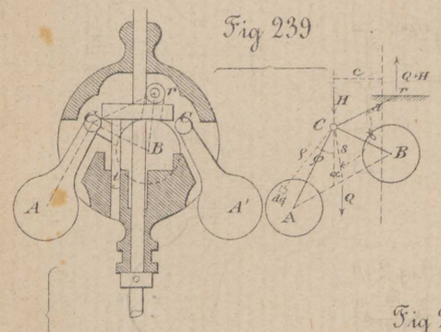


Fig 240

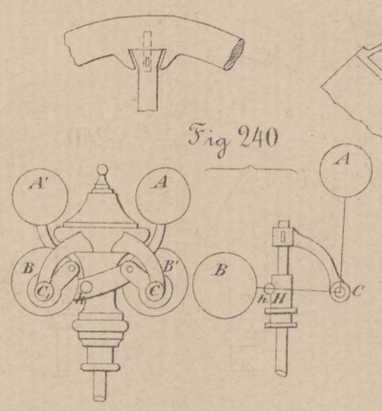


Fig 241

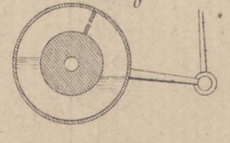


Fig 242

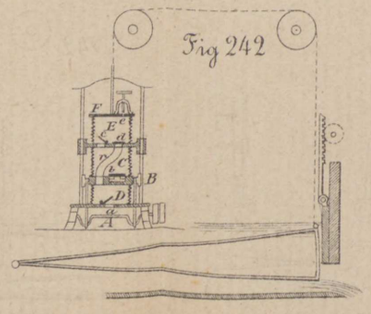


Fig 243

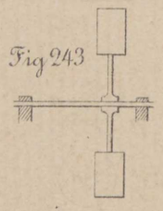


Fig 244

Fig 245

Fig 246

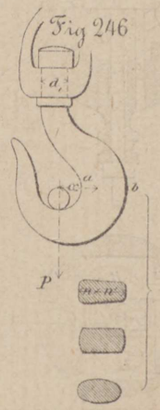


Fig 247

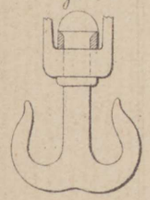


Fig 248

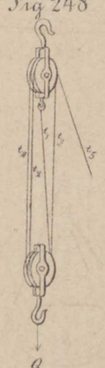


Fig 249

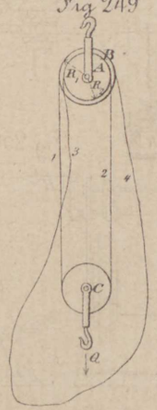
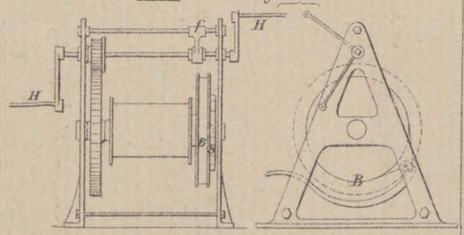


Fig 250



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

Fig 251

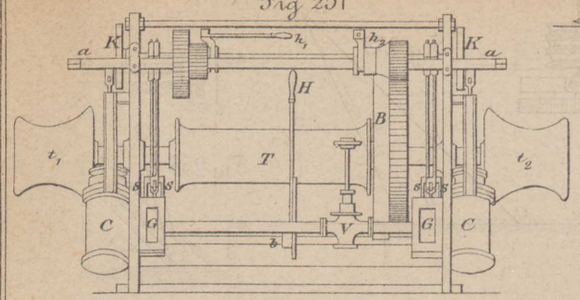


Fig 252

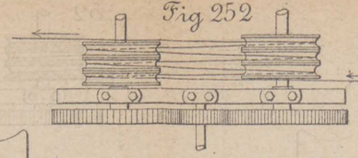


Fig 253

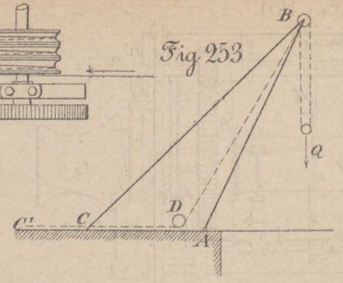


Fig 254

Fig 255

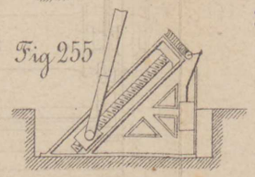


Fig 256

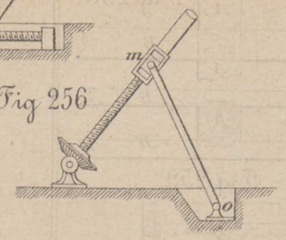


Fig 257

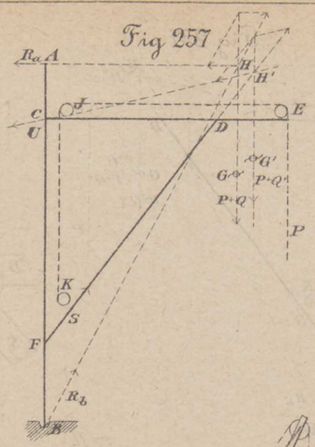


Fig 258

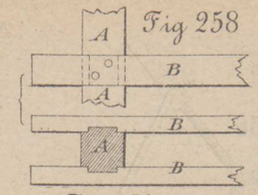


Fig 259

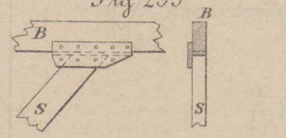


Fig 260

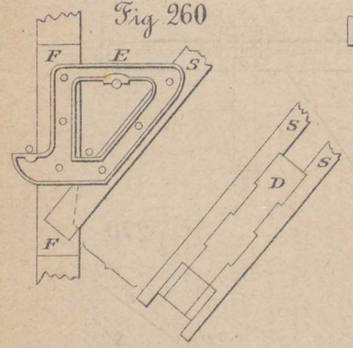


Fig 261

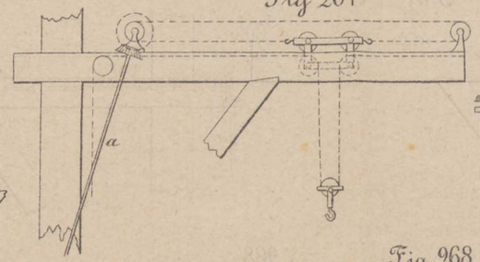


Fig 262

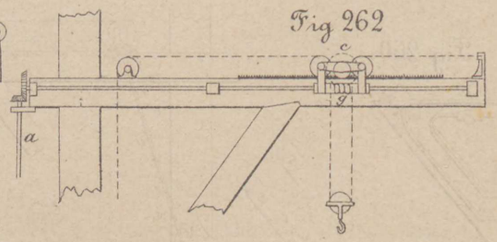


Fig 263

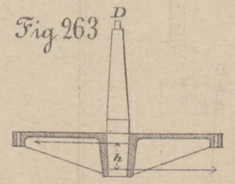


Fig 264

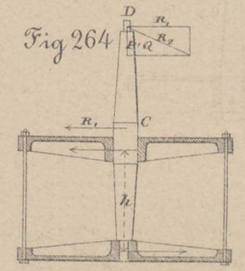


Fig 265

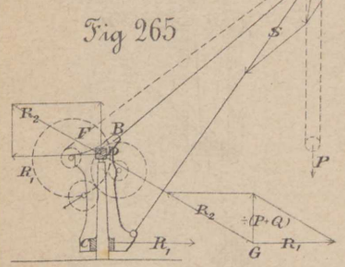


Fig 266

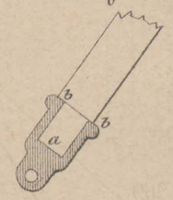


Fig 267

Fig 268

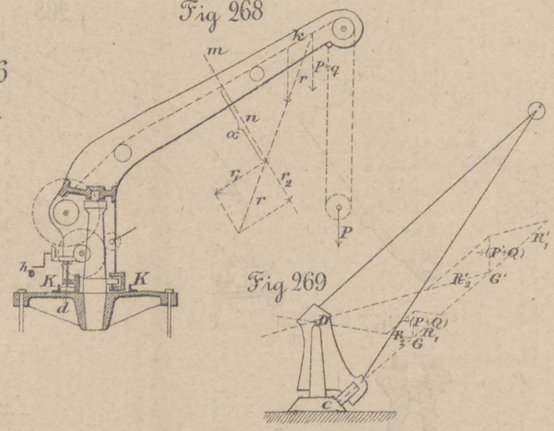


Fig 269

Fig 270

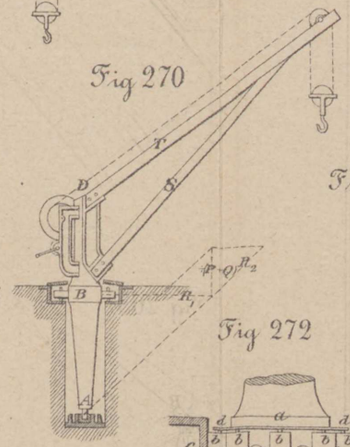


Fig 271

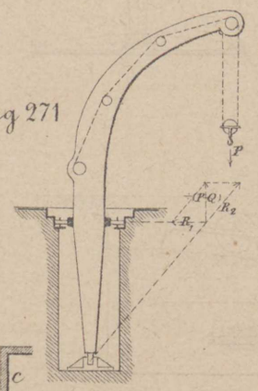


Fig 272

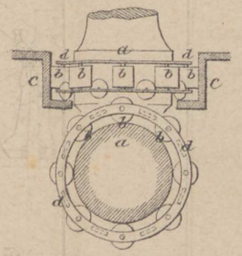


Fig 273

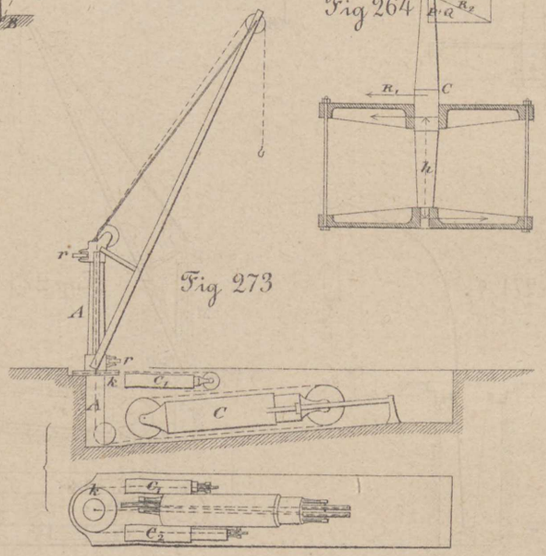


Fig 274

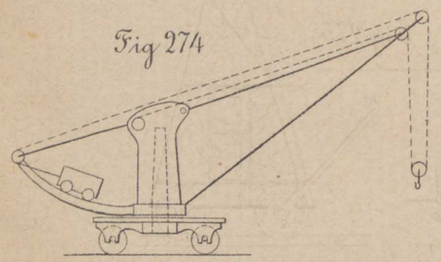


Fig 275

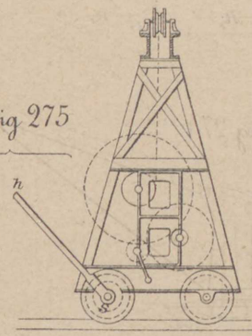
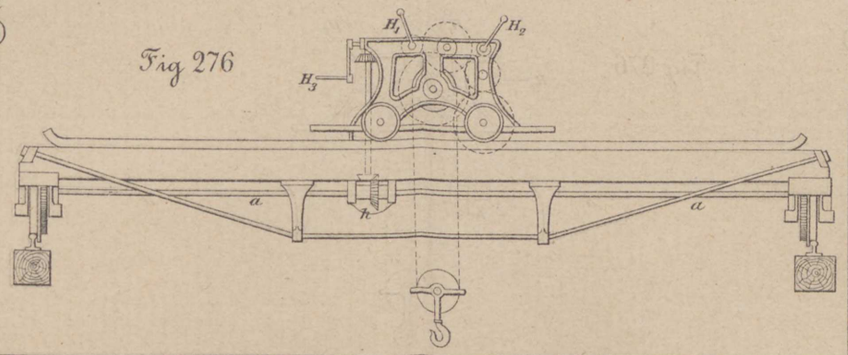


Fig 276



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

Fig 277

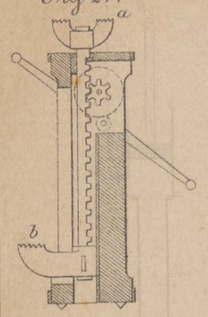


Fig 278

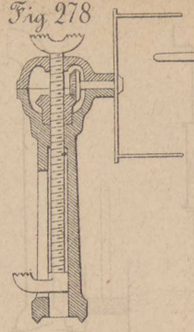


Fig 279

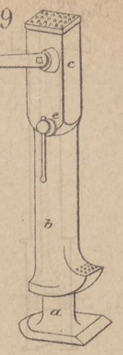


Fig 280

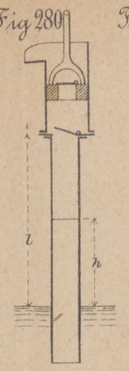


Fig 281

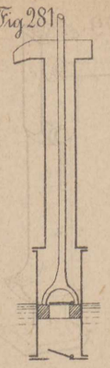


Fig 282

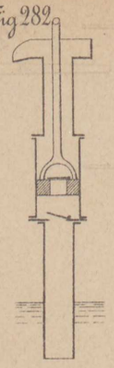


Fig 283

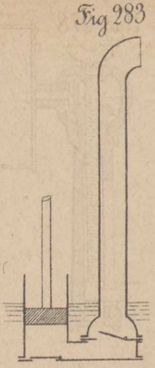


Fig 284

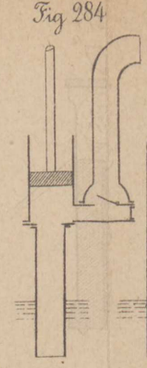


Fig 285

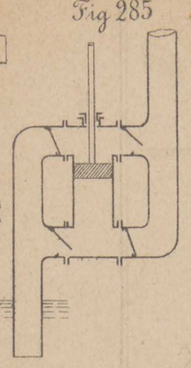


Fig 286

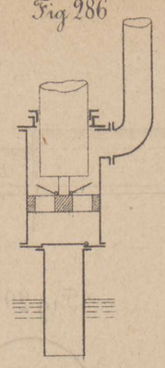


Fig 287

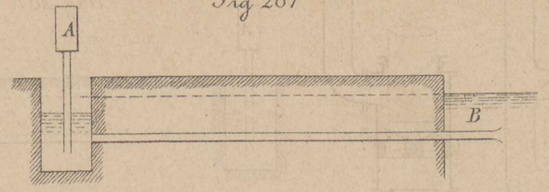


Fig 288

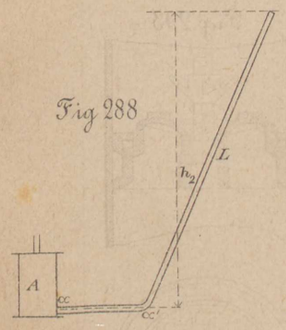


Fig 289

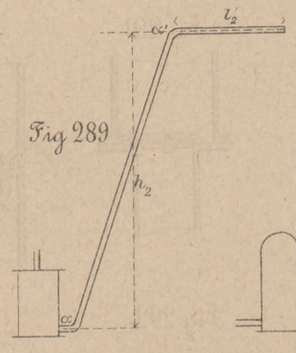


Fig 290

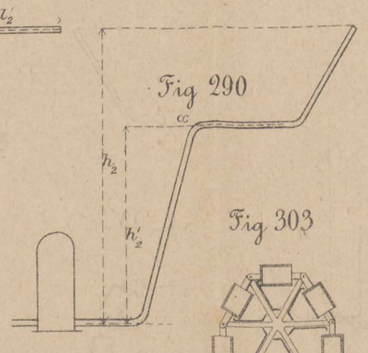


Fig 291

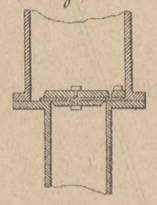


Fig 292

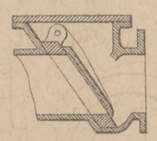
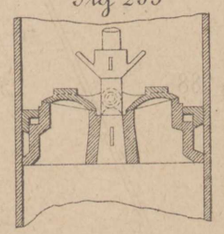


Fig 293



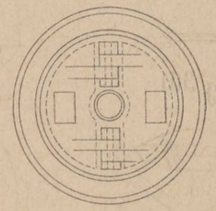


Fig 294

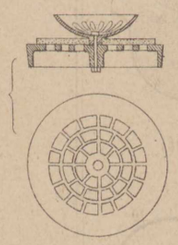


Fig 295

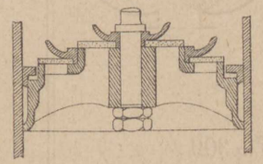


Fig 296

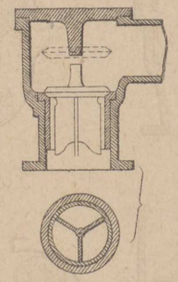


Fig 297

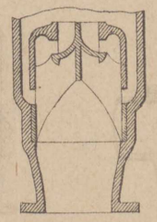


Fig 298

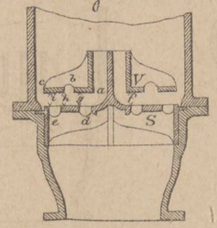


Fig 299

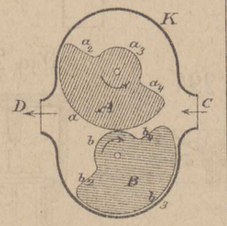


Fig 300

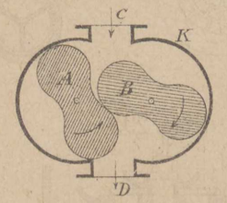


Fig 301

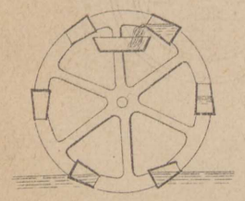


Fig 302

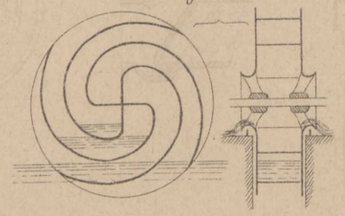


Fig 303

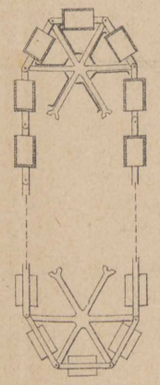


Fig 304

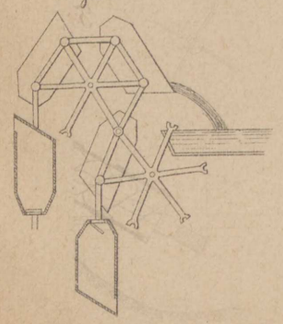


Fig 305

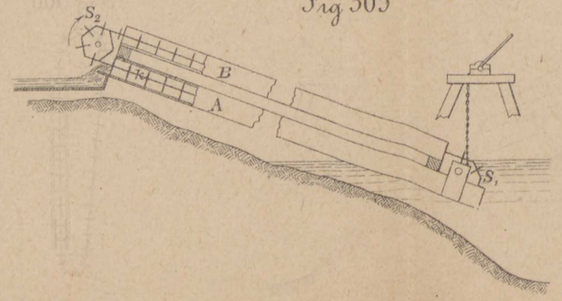


Fig 306

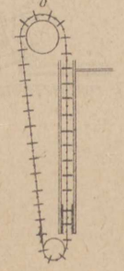


Fig 307

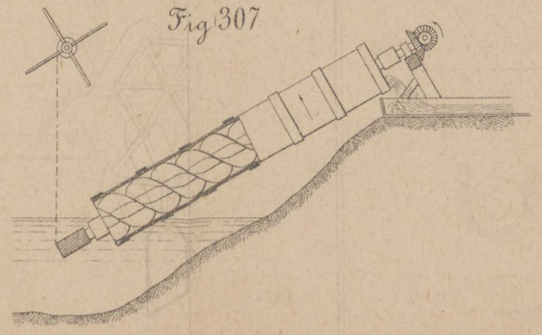


Fig 308

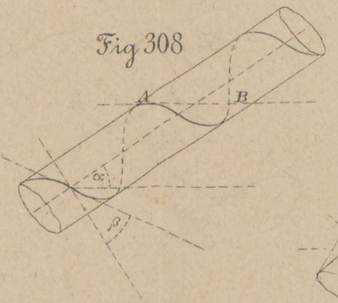


Fig 309

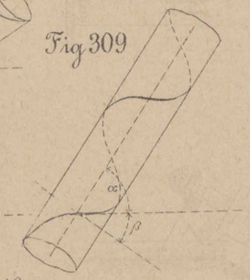
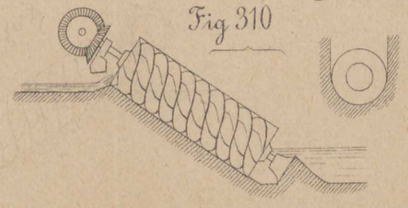


Fig 310



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

Fig 311

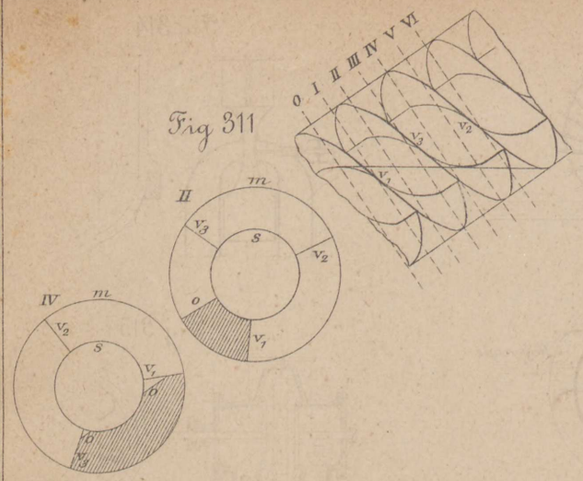


Fig 312

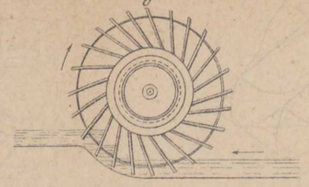


Fig 313

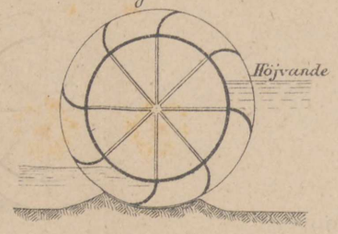


Fig 314

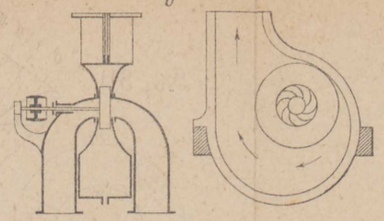


Fig 315

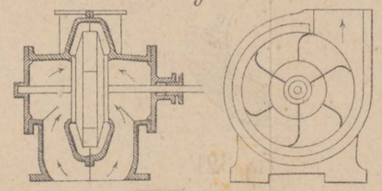


Fig 316

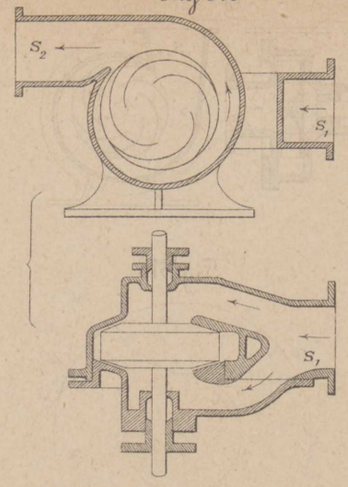


Fig 317

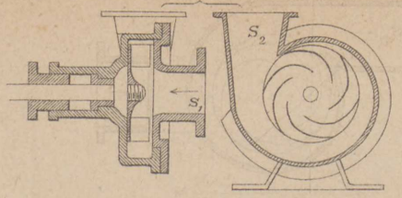


Fig 318

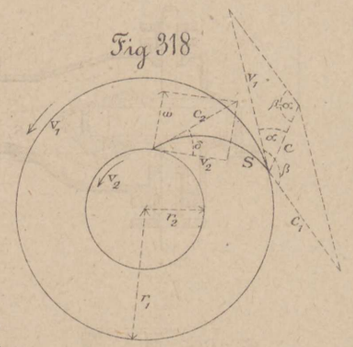


Fig 319

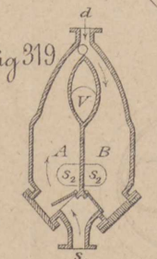


Fig 320

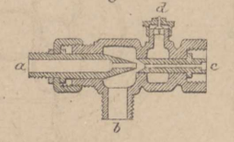


Fig 321

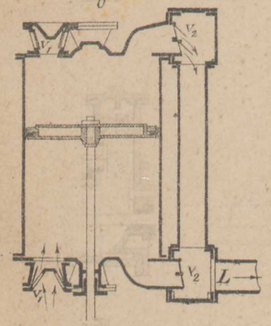


Fig 322

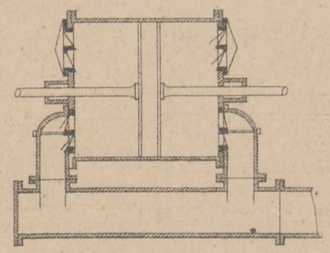


Fig 323

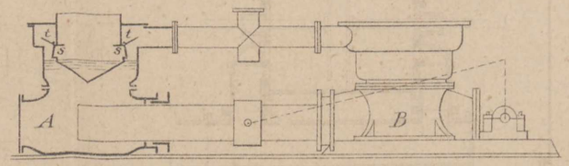


Fig 324

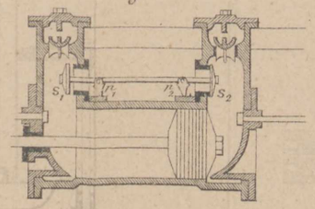


Fig 325

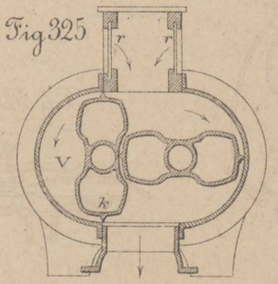


Fig 326

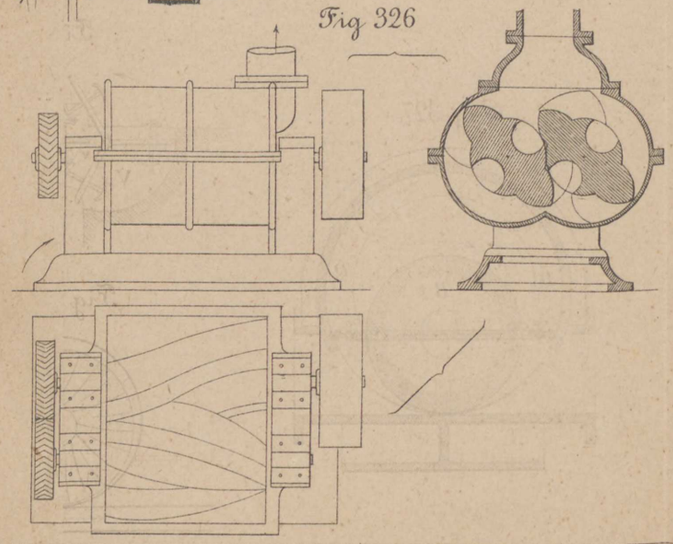


Fig 327

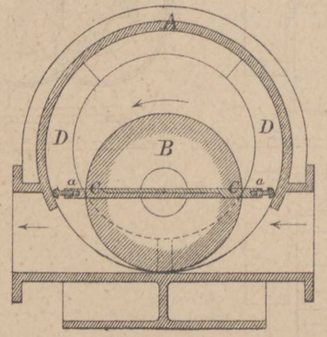


Fig 328

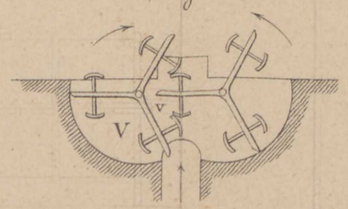


Fig 329

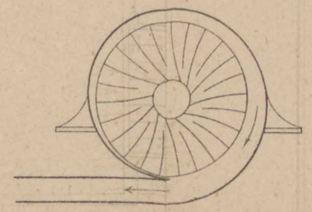


Fig 330

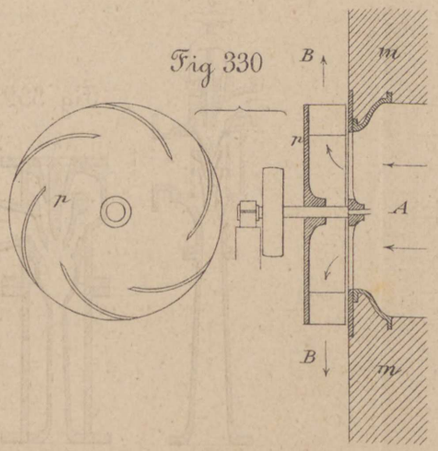


Fig 331

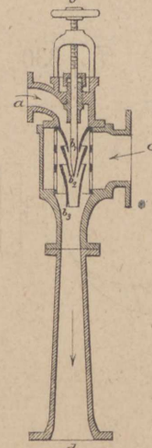
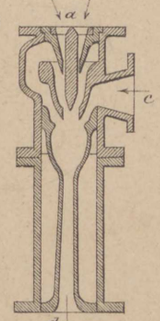


Fig 332



Chr. J. Tauber's lith Inst

Sannoders Bemærkninger til Borch II

Fig 30 er ikke rigtig forstaaet.

Side 54 øverst er rigtig men Q og pl Q burde tegnes i modsatte Retninger

Lin 14 vandret læs lodret.

Side 63. Afsnittet om Remskiver. Noget af Spændingen medgaar da til at dreie Skiven rundt

Side 69 Lin 2 f.o. Er det rigtigt.

69 nederst. Skulde det virkelig være nødvendig at give Bærerullen samme Diameter.

98 Er Texten til Fig 142 ikke vel flot

Fig 176 er daarlig tegnet. Figuren (Linierne BE og DE medtegne) bør være symmetrisk om BC.

Side 127 Linie 8-10 hvorledes.

Side 127 Lin 7 og 8 f.n. Efteri Fig 136 Plan VI. 1ste fil

129 Fig 195 er ikke helt forstaaet

123 Peaucelliers Styring er ikke den eneste (se Harts: Petersens Kinematik).

121. Lin 8 Pkt B læs Pkt C.

Side 147 øverst Tænkes Kraften P virkende i Berøringspunktet A og opløses efter Radius M og den derpaa vinkelrette N, faas i disse Retninger virkende Kræfterne $P\cos\alpha$ og $P\sin\alpha$.

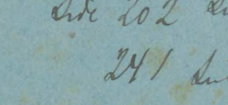
$P\cos\alpha$ giver i Pktet C en Friktion $\mu P\cos\alpha$, medens $P\sin\alpha$ i dette Punkt virker til Forskydning med en Kraft $P\sin\alpha\frac{OA}{OC}$. For at hindre Forskydn. maa man altsaa have højest $tg\,\alpha = m.\frac{OA}{OC}$ hvilket stemmer med Bogen.

Tænkes derimod P virkende i Punktet B af den Retn faas paa samme Maade, at β højest maa være bestemt af $tg\,\beta = m.$, hvilket ikke stemmer med Bogen, thi man har $\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} = \frac{OA}{OB} = \frac{OA}{OC}$, medens man for at det skulde stemme maatte have $\frac{tg\,\beta}{tg\,\alpha} = \frac{OA}{OC}$.

Side 159 Fig 233 er ikke forstaaet

162 - 236 er ikke helt forstaaet.

Side 167 Det første Udtryk for Centrifugalkraften er urigtig eller rettere specielt. Det rette Udtryk er



$$\frac{\frac{\omega^2}{g}(c+\rho\sin\alpha)\,dq}{\cos\beta}$$

Derimod bliver det næste Udtryk for Momentet rigtig (nemlig det Moment, hvormed der virkes til Omdrejn af Axlen C)

Side 168 Fig 240 Kan man egentlig sige at A og B sidde paa en Vinkelvægtstang da h skal bevæges lodret op og ned.

Side 202 Lin 5-10 f.o. ere uforstaaede

241 Lin 12 „formindske" skal det ikke være forøge.

248 Fig 320 Linie 10-7 f.n. Forb. mellem Rummet under A og det øvrige Rum ses ikke ret af Figuren. Aabner og lukker A sig selv? Hvis den aabner sig selv fra først af, hvorfor gjør den det da ikke senere? Sætter den sig maaské netop fast.

258 Lin 11 f.n. Kommer ikke 6 ω ind igjen