

Deze nieuwe constructie behoort echter ook van de economische zijde bekeken te worden. Waar in sommige omstandigheden met gewone steenslagwegen kan worden volstaan, daar is voor zeer zwaar verkeer dikwijls een bitumen-macadamweg zelfs niet meer economisch, en gaat men over tot duurzamer verharding als asfalt-, hout- of steenbestrating.

In Duitschland is men bijvoorbeeld niet zoo enthousiast voor bitumen-macadamwegen voor eenigszins zwaar verkeer en geeft men, wanneer de omstandigheden dit toelaten, de voorkeur aan het billijke z.g. „Kleinpflaster”, dat op den duur belangrijk zuiniger is.

Ik bedoel met deze opmerking, dat het in elk bijzonder geval overweging verdient voor stadswegen na te gaan wat de kosten van een bepaalde wegconstructie zullen zijn, gerekend over een periode van bijvoorbeeld 20 of 25 jaren. Duurzame verhardingen blijken dan dikwijls meer economisch, al zijn daarvan de aanlegkosten aanmerkelijk hooger. Dit laatste is voor Indische gemeenten meestal een onoverkomelijk bezwaar. In Europa wordt dat bezwaar veelal ondervangen door het sluiten van een leening op een termijn gelijk aan den vermoedelijken duur der verharding.

Het is ten slotte grootendeels een economisch vraagstuk geworden.

Het lid V. Jockin c. i. merkt op dat hij bij het maken van een weg zonder zandbed verzakkingen en scheuren kreeg; later bracht hij een zandbed aan en wel met goed resultaat.

Het lid A. Plate c. i. Ik kan wegens gebrek aan tijd slechts kort repliceren. Wel erken ik, dat over het algemeen een zandweg niet te verwerpen is. Ik meen dat misschien de bewerking van tarco te Batavia niet zorgvuldig genoeg gebeurd is.

Het teer, dat voor de wegen gebruikt wordt, moet goed zijn en de bewerking moet zorgvuldig geschieden, dan kunnen bevredigende resultaten worden verwacht. Klinkerwegen kunnen dan slechts voldoen, wanneer zij met een onderlaag en door bindmiddel gevoegd zijn.

REDACTIONEEL GEDEELTE.

Gelijkstroom-Stoomwerktuigen

DOOR

Prof. G. BROUWER w. i.

(Met afbeeldingen.)

I.

Benaming.

Ofschoon het niet als bewezen mag worden aangenomen, dat de „gelijkstroom”werking als voornaamste oorzaak van zuinigheid bij deze machines moet worden beschouwd, zoo geeft toch de naam „gelijkstroom” een karakteristieke afwijking van de wisselstroom-machine weer en is als zoodanig typeerend.

Indien er echter voor deze werktuigen nog een naam moest worden gekozen, dan zou „zuigeruitlaat-machine” het wezen van de zaak meer nabij komen.

Het stroomen van den stoom in gelijke richting (fig. 1) is het noodzakelijk gevolg van het gebruik van den zuiger als uitlaatorgaan. Door dit laatste kunnen de belangrijke voordeelen worden verkregen, welke van het wezen van den gelijkstroom geheel onafhankelijk zijn. De gelijkstroom zelf geeft slechts enkele bijkomende geringe voordeelen, zoodat de vraag, of het stroomen van den stoom in één richting het noodzakelijk logische middel zou zijn ter verkrijging van een zuinige één-cylinder machine, moeilijk in bevestigenden zin zal kunnen worden beantwoord.

Wordt bij gelijkstroom-stoomwerktuigen de uitlaat verkregen enkel door de beweging van den zuiger langs openingen in het loopvlak, dan kan wegens den langen cylinder en zuiger van „langgebouwde” gelijkstroom-machines worden gesproken.

Zuinigheid der gelijkstroom-stoomwerktuigen.

Dat de gelijkstroom-machine als een zuinig één-cylinder stoomwerktuig mag worden aangemerkt, is door het groote

aantal bekend geworden beproevingsresultaten afdoende aangetoond.

Gaat men de oorzaken der zuinigheid van een dergelijke langgebouwde machine na, dan kunnen deze in hoofdzaak als volgt worden samengevat (fig. 1).

LANGGEBOUWDE GELIJKSTROOM-CYLINDER.

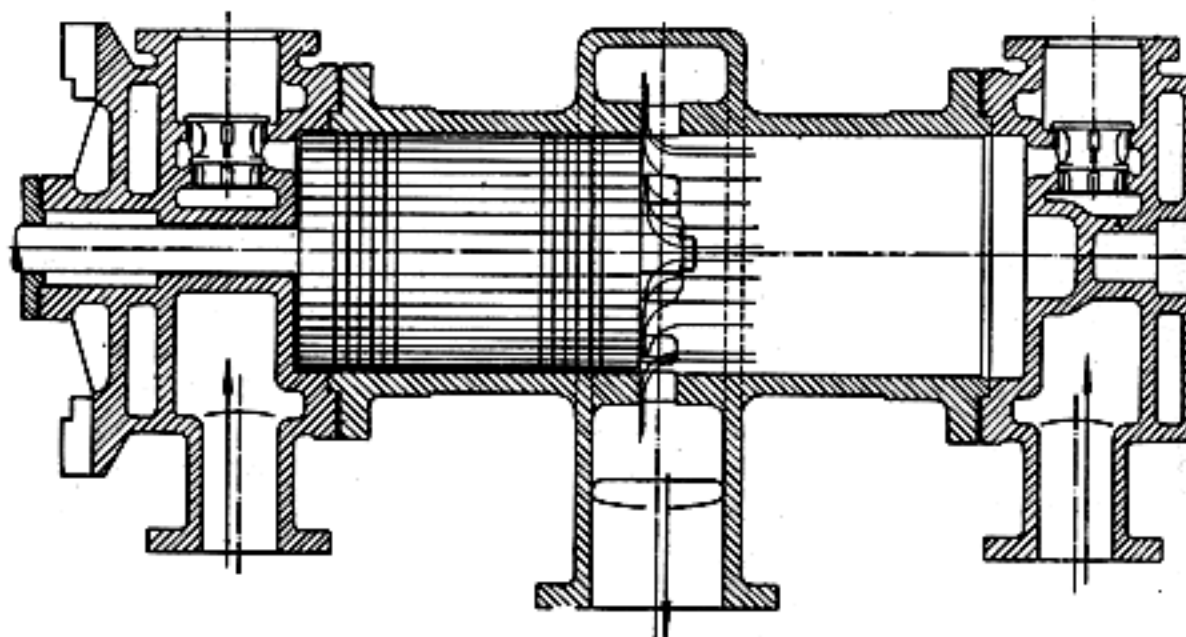


Fig. 1.

1. Het vermijden, gedurende den uitlaat, van sterke strooming langs verwarmde vlakken, mogelijk door het vervallen der afzonderlijke uitlaatorganen aan de cylindereinden; hierdoor ontstaat tevens minder kans op verlies door lekkage.
2. De verwarming van een deel der primaire schadelijke oppervlakken en van een gedeelte van het loopvlak.

De toepassing van:

3. kleine schadelijke ruimten;
4. kleine, ten deele verwarmde en zoo mogelijk bewerkte schadelijke oppervlakken;
5. hooge stoomspanningen;
6. hooge stoomtemperaturen;
7. lagen tegendruk.
8. Het gemakkelijk draineeren van den cylinder door uitlaat over den geheelen omtrek en door den gelijkstroom.
9. Het door den zuiger bijna geheel gescheiden houden der diagrammen van kruk- en dekselzijde.
10. Tot zekere hoogte, de noodzakelijk groote compressieverhouding.

Het overgrote deel der hier genoemde beginselen geldt echter, onveranderd, ook voor wisselstroom-machines.

Compressielijnen van gelijkstroom-stoomwerktuigen.

Begint de compressie op 90 pCt. van de slaglengte (fig. 2),

INDICATEUR-DIAGRAMMEN VAN EEN LANGGEBOUWD GELIJKSTROOM-STOOMWERKTUIG.

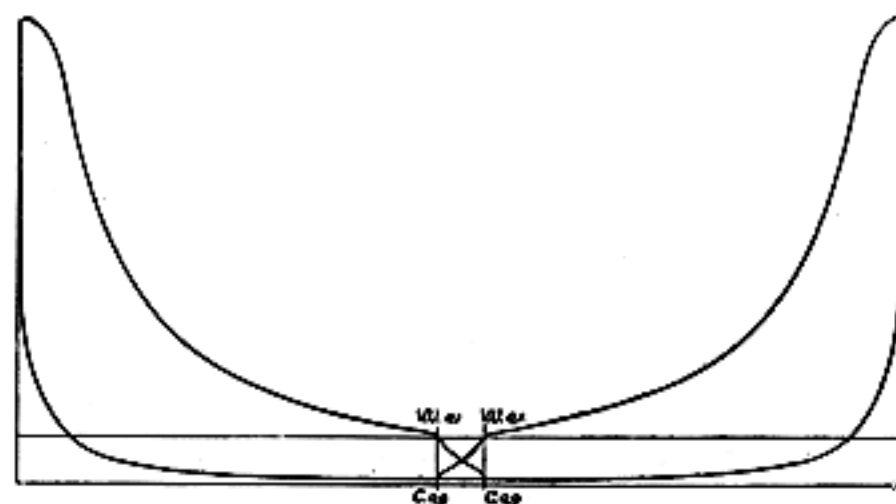


Fig. 2.

waarmede een vroege uitlaat van 10 pCt. overeenkomt, dan zal bij 3 pCt. schadelijke ruimte de compressieverhouding, wat de volumina betreft, $\frac{93}{3} = 31$ bedragen.

Kon nu de stoom bij het begin van de compressie als droog worden aangenomen, dan zou de adiabatische compressielijn geheel in het oververhittingsgebied liggen en den vorm: $pv^{1.3} = c$, moeten vertoonen.

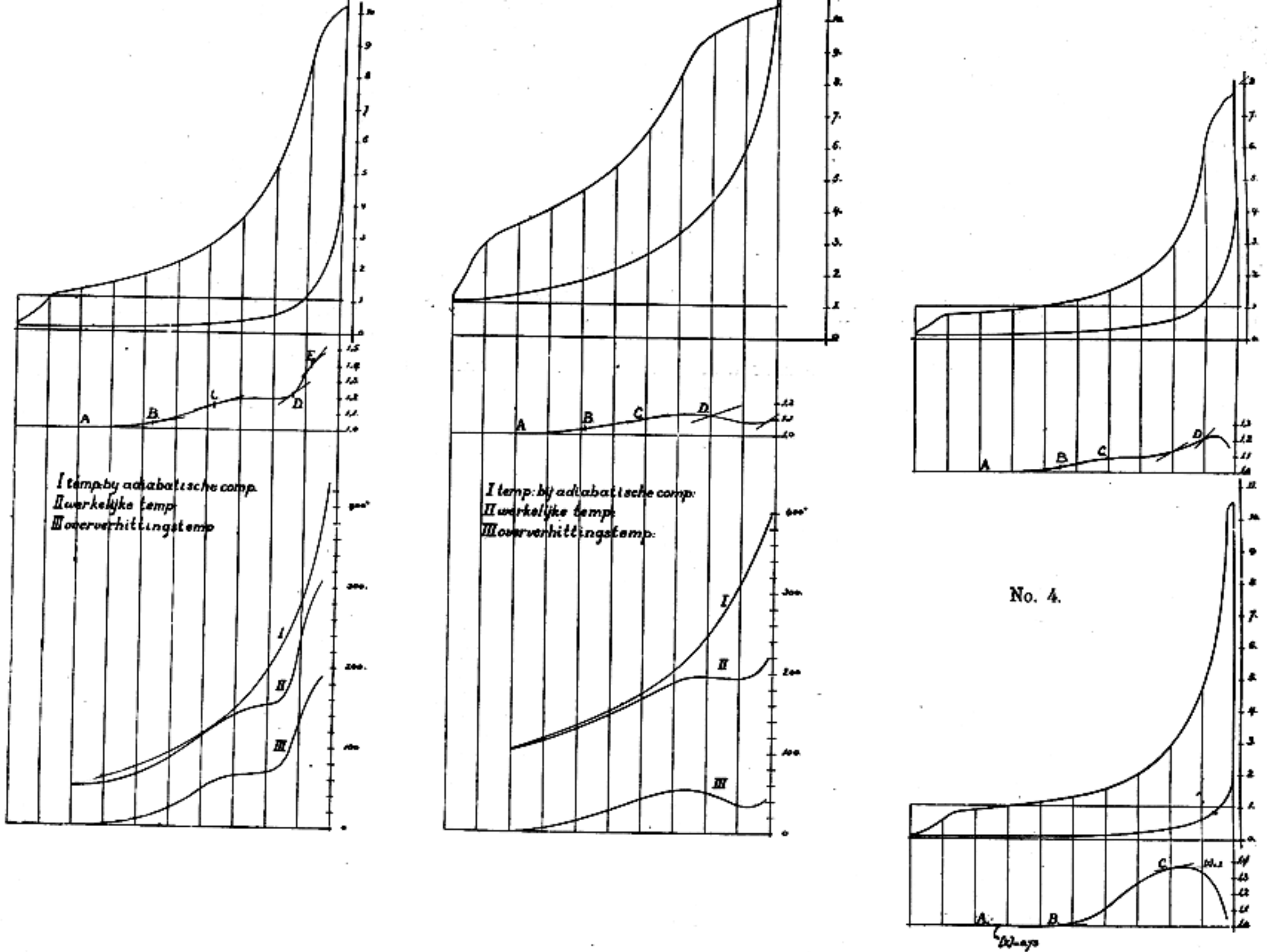


Fig. 3.

Het bestaan van drogen stoom bij het begin der compressie lijkt zeer aannemelijk bij de werking met oververhitten stoom, terwijl ook bij de werking met verzadigden stoom en gedeeltelijken stoommantel, door de sterke nawerking van de wanden en door den drukval tijdens den vroegen uitlaat, de stoom droog kan zijn, als de compressie begint.

In werkelijkheid laat de invloed der wanden zich gelden en zal de compressielijn van de adiabaat afwijken.

Voor het onderzoek der compressielijnen werden deze voor verschillende machines met geijkte veeren opgenomen, de barometerstand werd afgelezen, terwijl ook de verdere gegevens als stoomspanning, stoomtemperatuur, schadelijke ruimte enz. bekend waren. De indicateurdiagrammen zijn afgebeeld in fig. 3.

De waarde van den exponent n der compressielijn $pr^n = c$ is vooral in het eerste gedeelte belangrijk lager dan 1,3.

TABEL I.

Gegevens en resultaten van onderzochte compressielijnen.

No.	Gelijkstroomstoomwerktuig.	Afmetingen in m.M.		Omw. per minuut.	Intrée-spanning in K.G./c.M ² overdruk.	Stoomtemperatuur in gr. C.	Laagste absolute spanning in diagram.	Barometerstand in m.M. kwik.	Schadelijke ruimte in pCt.	Max. denkbeeldig stoomgehalte.	Exponent n van de compressielijn.
		Cylinder middel-lijn.	Slag-lengte.								
1	Electrische centrale machinefabriek GERN. STORK & Co., Hengelo.	320	500	200	9,25	347	0,11	777	4	1,5	A-B 1,21 B-C 1,31 C-D 1,15 D-E 1,43
2	Electrische centrale «Twikkel», Delden.	250	400	200	9,4	234	1,1	760	15	1,13	A-B 1,246 B-C 1,254 C-D 1,126
3	Coöperatieve stroocartonfabriek «de Vrijheid», Veendam.	650	900	125	6,7	248	0,13	756	2,8	1,23	A-B 1,153 B-C 1,216 C-D 1,156
4	Machinelaboratorium der Technische Hoogeschool.	250	400	90	9,6	verzadigd 181	0,06	765	2,4	1,35	A-B 1,127 B-C 1,53

In tabel I zijn de waarden van n voor de verschillende deelen der lijnen aangegeven. De lage waarde van n bij het begin wijst op warmte-afgifte van den stoom aan den wand.

Ze kan worden toegeschreven aan den invloed van den, tijdens vroegen uitlaat en uitlaat, sterk gekoelden zuiger en aan de afkoeling van den cylinderwand door den stoom van condenserspanning en lage temperatuur, welke den wand in het midden omgeeft.

Voor het diagram no. 1 van fig. 3 zien we in tabel no. 1 een exponent grooter dan 1,3 voor het 2e gedeelte. Het daarop volgend gedeelte heeft een exponent kleiner dan 1,3. Gedurende deze periode wordt weer warmte door den stoom afgestaan, terwijl gedurende het 2e en 4e stuk van de lijn met $n > 1,3$ door den stoom warmte wordt opgenomen.

Een beter inzicht in de wisselwerking tusschen stoom en wand, gedurende de compressie, wordt verkregen door van een aangenomen stoomgehalte bij het begin van de compressie

Nu kunnen in het algemeen omtrent het juiste bedrag van het stoomgehalte en omtrent den juiststen graad van oververhitting uit het diagram geen waarden worden bepaald. Wel is echter met vrij groote zekerheid te zeggen, dat de stoom tegen het einde van de compressie oververhit zal zijn, en zelfs hoge temperaturen zal kunnen aannemen. Tenzij met zeer natten verzadigden stoom wordt gewerkt.

Bij de diagrammen no. 1 en no. 3 van fig. 3 was echter de toestand aan het begin der compressie bekend. De stoom was daar reeds eenige graden oververhit. Dit bleek uit de opgenomen temperatuur van den uitlaatstoom, welke boven de verzadigingstemperatuur lag. Ook in het entropie-diagram (fig. 4), dat uit het indicator-diagram no. 1 werd afgeleid, is te zien, dat de stoom aan het einde van de expansieperiode nog oververhit was, dus zeker ook bij het begin van de compressie.

Men kan nu in punten van de lijn van het stoomgehalte lijnen trekken, welke daar zouden raken aan de adiabatische

ENTROPIE-TEMPERATUUR DIAGRAM VAN EEN GELIJKSTROOM-MACHINE.

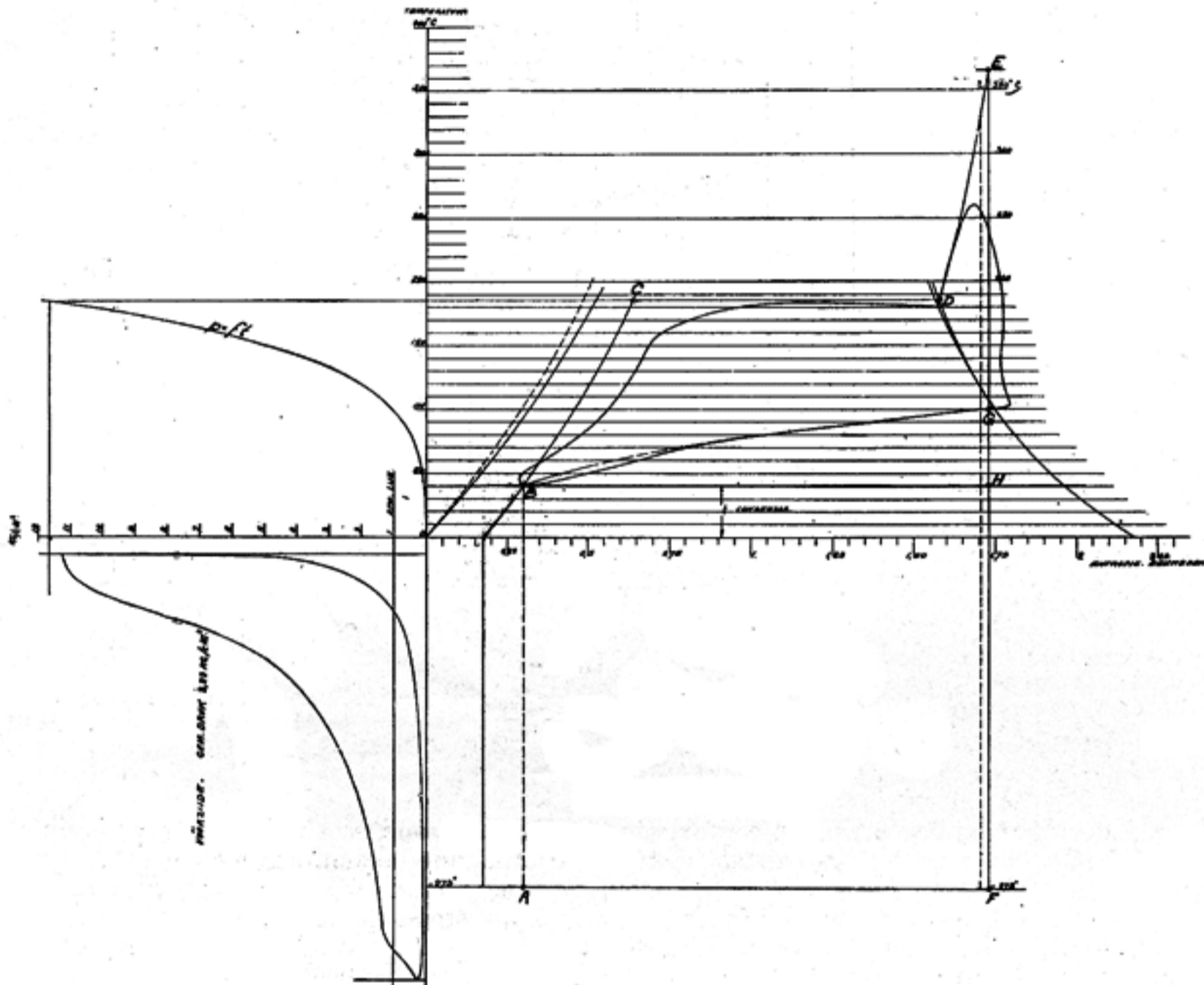


Fig. 4.

uit te gaan en voor de volgende punten van de lijn het werkelijk stoomgehalte te bepalen of, indien het grooter dan de eenheid is, het denkbeeldig stoomgehalte te berekenen.

De lijnen van het stoomgehalte, waarbij dit is uitgezet overeenkomstig de manier van KLEMPERER (1) als ordinaat ten opzichte van het stoomvolumen als abscis, zijn onmiddellijk onder de indicator-diagrammen geteekend. Deze lijnen wijzen in het begin op een zeer langzaam toenemend stoomgehalte. Bij het diagram no. 4 blijft het zelfs zeer lang constant.

Van de resultaten van het onderzoek der compressielijnen bij wisselstroom-machines (2) wijken deze uitkomsten belangrijk af. Ze werden echter gevonden bij machines, welke onder zeer uiteenlopende omstandigheden werken, en kunnen worden verklaard door een sterke plaatselijke afkoeling, veroorzaakt door den zuiger en door den cylinderwand bij den uitlaat.

(1) Zie *Forschungsarbeiten*, Heft 24.

(2) Bij de diagrammen van KLEMPERER was de compressieduur veel geringer. De maximum compressie bedroeg 50 pCt. en lag dus meer in de zône van hooger wandtemperatuur.

De toename van het stoomgehalte x in het begin is daardoor veel grooter.

vx lijn. Uit de helling dier raaklijnen ten opzichte van de vx lijn zelf is dan na te gaan of de stoom warmte opneemt of afstaat. Loopt de vx lijn steiler dan de raaklijn, dan zal de stoom warmte hebben opgenomen van den wand. Loopt ze minder steil, dan heeft de stoom warmte afgestaan. Is de adiabatische raaklijn tevens raaklijn aan de vx lijn (zie de punten B, C, D en E van no. 1) dan hebben we daar keerpunten in de warmtebeweging.

Voor de adiabatische vx lijn geldt de vergelijking:

$$v \frac{dx}{dv} = -x \frac{k-m}{m}$$

Hierin beteekent:

m de exponent van $pv^m = c$, waarbij het stoomgehalte $x = 1$ blijft. $k = 1,3$ is de exponent van de adiabatische compressielijn $pv^k = c$.

De vx lijnen voor de diagrammen nos. 1, 2 en 3 hebben een eigenaardige, doch tevens aannemelijken vorm.

De lijn van diagram no. 1, met condensatie en hooge oververhitting, is door de punten A, B, C, D en E in vier deelen verdeeld.

De lijnen door deze punten getrokken zouden raken aan de adiabatische vx lijnen, welke door de aangegeven punten zouden loopen. Uit de werkelijke vx lijn valt af te leiden, dat:

van *A* tot *B* de stoom warmte aan den wand afstaat;
 van *B* tot *C* neemt de stoom warmte op;
 van *C* tot *D* staat de stoom warmte af en
 van *D* tot *E* neemt de stoom weer eenige warmte op.

Het keerpunt *C* in de warmtebeweging komt met dat van wisselstroom-machines met groote compressie overeen. Na dat punt blijft echter bij wisselstroom-machines de *vx* lijn minder steil verlopen en dalen; vóór dat punt loopt ze over het geheele stuk steiler. Bij de gelijkstroom-machine (diagram no. 1) zal de zuiger gedurende *CD* nog een eind van het verwarmde deksel verwijderd zijn en zich bewegen over een niet-verwarmden wand, zoodat warmte wordt afgestaan. Gedurende *DE* is de zuiger dicht bij het sterk verwarmde deksel. De warmtetoevoer uit het deksel is hier grooter dan het bedrag door zuiger en wand opgenomen, zoodat de *vx* lijn steiler verloopt dan de adiabatistische raaklijn. Bij *E* keert echter de warmtebeweging weer om en staat de stoom weer warmte af. Wegens de mindere betrouwbaarheid van indicateur-diagrammen vlak bij de doode punten, werden de *vx* lijnen niet tot het einde van den slag geteekend.

Bij het diagram no. 2, zonder condensatie en met minder hooge oververhitting, zou ook de adiabatistische compressie in het oververhittingsgebied liggen. Van *A* tot *B* wijst de *vx* lijn op warmte-afgifte door den stoom. Na *B* blijft de *vx* lijn een eindje adiabatistisch loopen, doch daarna wordt tot het einde door den stoom warmte afgegeven.

Voor beide diagrammen werd uit de formule van TUMIRZ de temperatuur van den oververhitten stoom berekend, uitgaande van den gegeven begintoestand.

De lijn II stelt deze werkelijke stoomtemperatuur voor.

STOOMTEMPERATUUR TEGEN HET VERWARMDE DEKSEL.

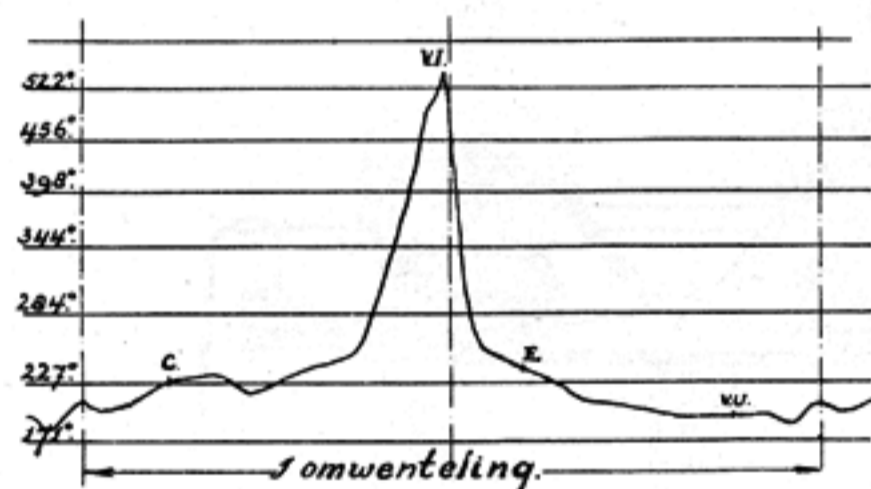


Fig. 5.

De lijn III geeft het aantal graden Celsius aan, dat de stoom oververhit is, terwijl de lijn I de temperatuur van den stoom voor adiabatistische compressie aangeeft.

Uit de onderlinge ligging der lijnen I en II kan hetzelfde worden afgeleid als uit den vorm der *vx* lijnen.

In het diagram no. 3 met condensatie en lage oververhitting is *B* een adiabatistisch punt van de *vx* lijn. Daarna blijft de stoom tot het einde warmte aan den wand afstaan.

Ook hier was bij het begin van de compressie de stoom een paar graden oververhit.

Bij diagram no. 4 met condensatie en verzadigden stoom bevatte de stoom veel water, hetgeen ook aan de expansielijn is te zien.

Bij het bepalen van de adiabatistische raaklijn werd deze uit $pv^{1,135} = c$ afgeleid. Van *A* tot *B* wordt door den stoom warmte afgestaan. Van *B* tot *C* neemt de stoom warmte op en na het keerpunt *C* vindt warmte-afgifte door den stoom tot het einde toe plaats.

Naast de denkbeeldige waarden van het stoomgehalte $x > 1$, werd hier ook de waarde van x bepaald in de veronderstelling, dat de stoom in het hoogste punt van de *vx* lijn droog en verzadigd was.

Dat in werkelijkheid, bij zoo veelvoudige compressie, de stoom hooge temperaturen kan aannemen, vooral wanneer deze onmiddellijk tegen een sterk verwarmden wand worden gemeten, behoeft, na vergelijking met de samendrukking in een luchtcompressor, waarbij de wand door water wordt gekoeld, niet te verwonderen.

In fig. 5 is de temperatuur van den stoom aangegeven, opgenomen op een afstand nul van het verwarmde deksel. Ze werd bij proeven van NÄGEL (1) optisch opgeteekend.

(1) Zie Z. d. V. d. I. 1913, blz. 1077.

Dat bij deze hooge temperaturen ter plaatse tegen het verwarmde deksel geen condensatieveld (1) zal ontstaan, mag wel met zekerheid worden aangenomen.

Toch valt het moeilijk aan te nemen, dat er gedurende de korte periode van toelaat in het geheel geen condensatie of afkoeling op zal treden. De wand van den zuiger zal toch belangrijk lagere temperaturen moeten vertoonen dan de wand van het verwarmde deksel. De zuigerwand is niet verwarmd en er kan steeds warmte door geleiding aan de nog koudere deelen van den zuiger worden afgestaan en van deze aan het meer naar den uitlaat gelegen koudere gedeelte van den cylinderwand.

Het zou derhalve van belang zijn de temperatuur vanden zuigerwand te kennen en eveneens de temperatuur van den cylinderwand op ongeveer 0,1 van de slaglengte, waar de normale toelaat eindigt. De laatste vooral bij een cylinder zonder mantel aan de einden.

De vraag moet gesteld worden of de groote compressieverhouding met hooge eindtemperatuur van den stoom ten slotte nog een gunstigen invloed op het stoomverbruik heeft.

Wanneer wordt vastgehouden aan de conclusie van KLEMPERER, nader bevestigd door de proeven van HEINRICH (2), waarbij het gunstigst stoomverbruik werd gevonden bij een compressie-eindtemperatuur gelijk aan de wandtemperatuur, dan worden in de gelijkstroom-machine te hooge temperaturen bereikt.

Bij de diagrammen van KLEMPERER met economische compressie lag het keerpunt in de warmtebeweging tegen het einde van den slag. Bij de diagrammen no. 1 enz. ligt dit keerpunt zeer ver van het slageinde verwijderd, waardoor een ongunstige invloed op het stoomverbruik ontstaat. Uit de proeven van HEINRICH bleek verder, dat deze ongunstige invloed geringer is bij machines met hoog thermo-dynamisch nuttig effect.

Dat werd in diagram no. 1 van de gelijkstroom-machine nader bevestigd. Het thermo-dynamisch nuttig effect is hier hoog, zooals uit het entropie-diagram (fig. 4) kan worden gelezen. Uit de *vx* lijnen van fig. 3 volgt verder, dat de ongunstige invloed der groote compressieverhouding wordt beperkt doordat het begin der compressie plaats vindt bij geringe zuigersnelheid en de zuiger en de cylinderwand daar koud zijn. De temperatuur zou anders sneller stijgen en het keerpunt in de warmtebeweging nog eerder vallen.

In de diagrammen is het begin der *vx* lijn op 80 pCt. van de slaglengte gelegd om, in verband met de beweging der zuigerveeren over de openingen, zekerheid te hebben, dat de compressie reeds begonnen is. Dat een vermindering van den compressieduur op het stoomverbruik gunstig zou kunnen werken, mag uit bovenstaande worden aangenomen. Mits dan gelijktijdig geen andere ongunstige factoren worden ingeschakeld. Indien de afsnijding van de poort door de zuigerveer als beginpunt van de compressie wordt aangenomen, dan wordt soms de zuiger buiten de veer op een middellijn afgedraaid, welke eenige millimeters kleiner is dan die van het binnengedeelte. De compressieduur is nu iets kleiner, doch de vrij sterke toename van het schadelijk oppervlak springt tevens duidelijk in het oog.

(1) Wanneer voor een willekeurig stoomwerktuig in fig. 6 de getrokken lijn de stoomtemperatuur tegen het deksel aangeeft, uitgezet

CONDENSATIEVELD.

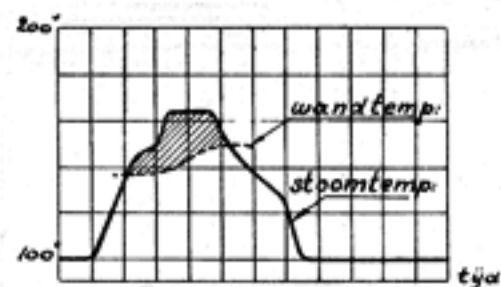


Fig. 6.

als functie van den tijd, en de gestippelde lijn de gelijktijdig heerschende wandtemperatuur, dan zal voor het gearceerde oppervlak de stoom hooger temperatuur hebben dan de wand en zal condensatie moeten ontstaan. De gearceerde figuur wordt condensatieveld genoemd.

(2) Zie Z. d. V. d. I. 1914, blz. 18.

Vergelijking tusschen tandem-compound- en gelijkstroom-stoomwerktuigen.

Wanneer de gelijkstroom-machine, wat zuinigheid betreft, vergeleken wordt met een compound-stoomwerktuig, dan ligt het voor de hand deze vergelijking uit te voeren met tandem-compound-machines. De laatste komen, wat opstelling en stangendruk betreft, voor gelijk vermogen, de gelijkstroom-machine het meest nabij. Bij gelijk vermogen en dezelfde aanvangspanning zal bij de gelijkstroom-machine de stangendruk uit den stoomdruk belangrijk grooter zijn, terwijl de invloed der traagheidskrachten daarentegen voor gelijk aantal omwentelingen bij de gelijkstroom-machine sterker is. Trekt men echter profijt van den zooveel eenvoudiger bouw der gelijkstroom-machine, vooral wat de organen der stoomverdeeling met hun beweging betreft, dan kan zonder twijfel het aantal omwentelingen, bij hetzelfde vermogen, voor de gelijkstroommachine hooger worden aangenomen. De stangendruk in bedrijf komt daardoor aanmerkelijk lager te liggen.

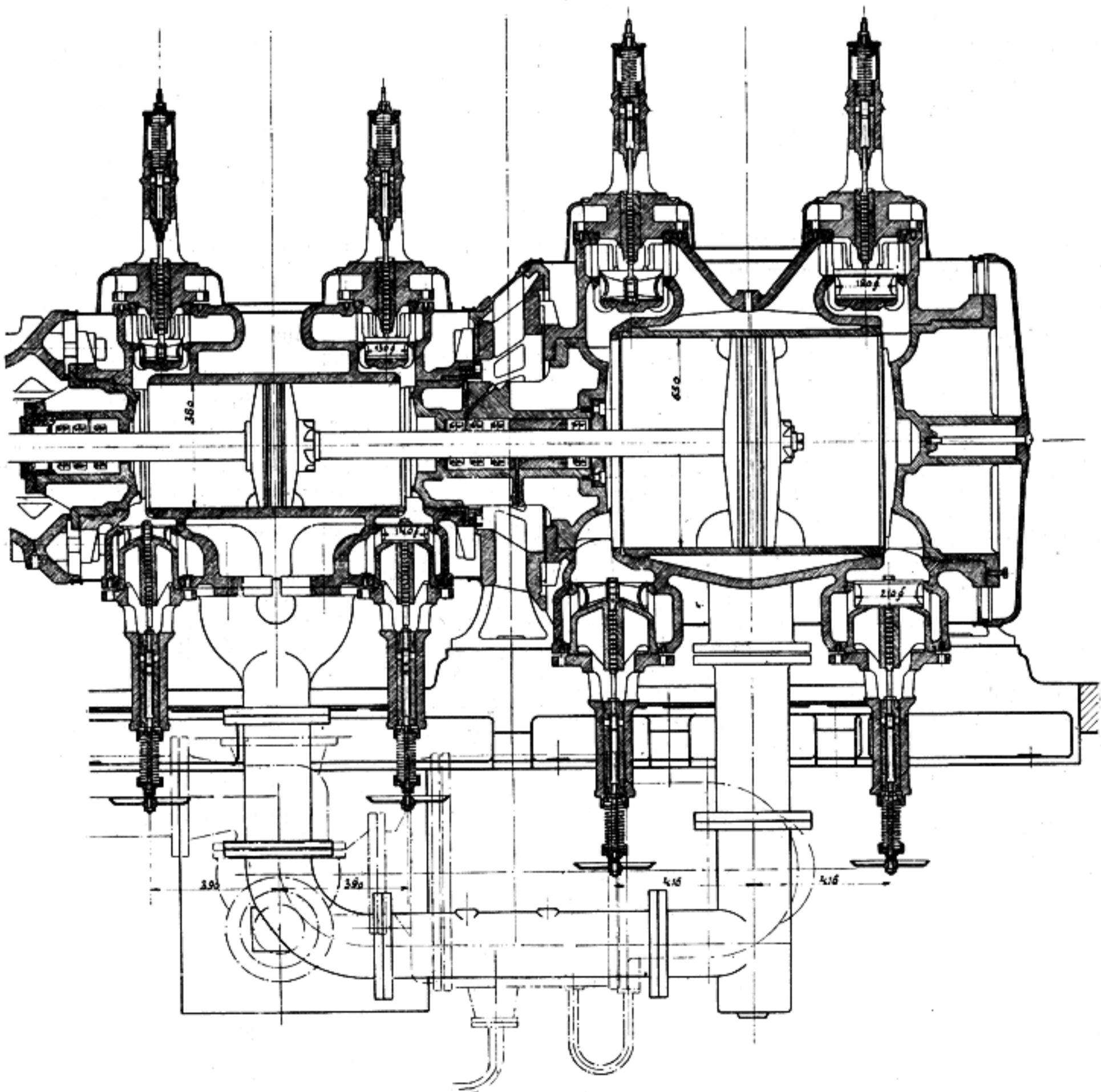
Het mechanisch nuttig effect zal voor beide machines niet veel uiteenloopen. De grootere wrijving van tappen, ashals, zuiger en zuigerstang, veroorzaakt, door de grootere afmeting dier deelen, in de gelijkstroom-machine een kleiner nuttig effect. Ook de hooge compressie bij slecht luchtledig zal door het ontstaan van negatieven arbeid aan het slageinde en door den hoogen zuigerdruk in de buurt der doode punten, een daling van het nuttig effect tengevolge hebben. Hier staat echter tegenover, dat de tandem-compound-machine twee zuigers, meerdere pakkingbussen en als klepmachine een stoomverdeeling voor acht kleppen heeft.

Om den grootsten zuigerdruk per c.M². zuigeroppervlak en den totalen zuigerdruk, voor gelijke vermogens te vergelijken, zijn deze bepaald voor:

- 1^o. de tandem-compound-machine met kort tusschenstuk van fig. 7 (H.D. 380 m.M., L.D. 650 m.M., slaglengte 700 m.M., omw. 125);
- 2^o. de gelijkstroom-machine van 525 m.M. middellijn, 700 m.M. slaglengte en 150 omw. per minuut;

TANDEM COMPOUND STOOMWERKTUIG.

Middellijn H.D. cylinder	380 m.M.
» L.D. »	650 »
Slaglengte	700 »
Omw. per minuut	125



Schaal 1 : 20.

Fig. 7.

30. de gelijkstroom-machine van 550 m.M. middellijn, 700 m.M. slaglengte en 125 omw. per minuut.

Deze drukken werden afgeleid uit de indicator-diagrammen; voor de tandem-compound-machine, afgebeeld in fig. 8, waarbij vooral de gunstige tegendruklijn van het L.D. diagram in het oog valt; voor de gelijkstroom-machine (no. 3) aangegeven in fig. 9.

INDICATEUR-DIAGRAMMEN DER TANDEM COMPOUND-MACHINE VAN FIG. 7.

H.D. 1 K.G. = 2,3 m.M.
L.D. 1 " = 15 "

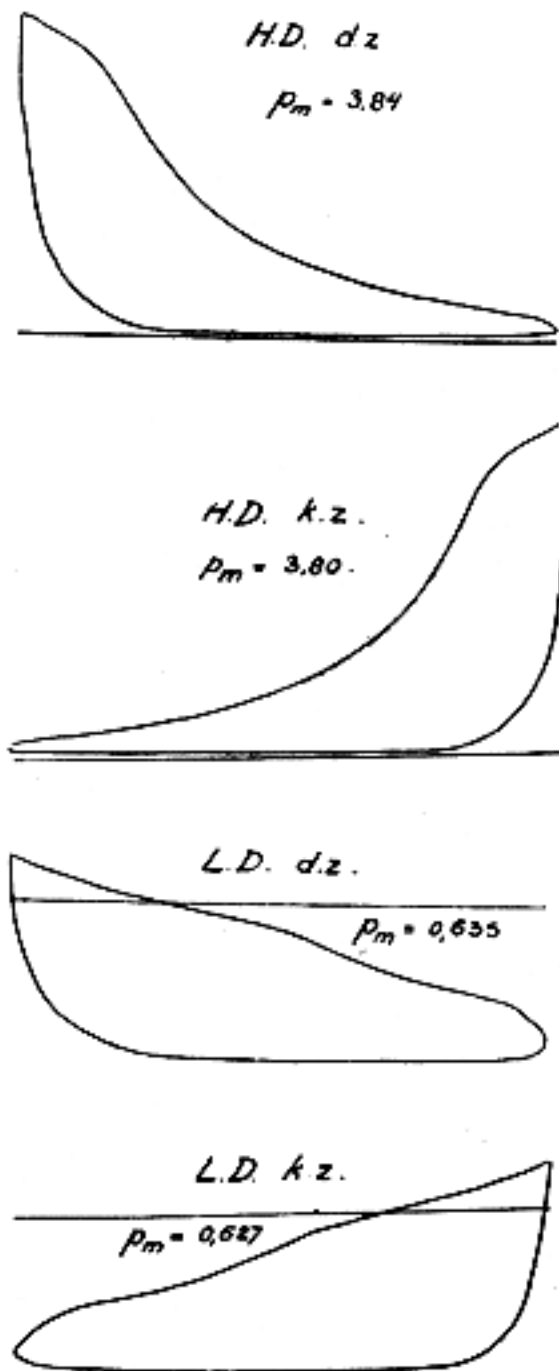


Fig. 8.

De resulterende zuigerdruk per c.M². van den laagdruk-cylinder is voor de tandem-compound-machine in fig. 10 voor heen- en teruggaanden slag geteekend; voor de gelijkstroom-machines in de fig. 11 en 12. De totale zuigerdrukken voor de drie machines, op gelijke schaal uitgezet, zijn geteekend in de fig. 13, 14 en 15. Met de traagheidskrachten, welke in bedrijf voorkomen, is hierbij rekening gehouden.

De zooveel grootere stangendruk van de gelijkstroom-machines, in bedrijf, is uit de diagrammen en uit de tabel duidelijk te lezen.

TABEL II.

Stangendruk, traagheidskrachten, $G D^2$ enz. bij tandem- en gelijkstroom-stoomwerktuigen.

No.	Stoomwerktuig.	Afmetingen in m.M.			Omw. per minuut.	Stoomsp. a/d machine in K.G./c.M ² . overdruk.	Condensordruk in K.G./c.M ² .	Vermogen in I.P.K.	p_m .	Heen en weergaande deelen in K.G.	Max. massa-reactie in K.G./c.M ² .	Max. totale stangendruk in bedrijf in K.G.	Opp. A in pct. v/d arbeid per omwenteling.	$G D^2$ in K.G.M ² .
		Midd. H.D. cyl.	Midd. L.D. cyl.	Slaglengte.										
1	Tandem-compound-kleppenmachine. . . .	380	650	700	125	12	0,09	238,7	geredu- ceerd op L. D. cyl. K. Z. 1,872 D. Z. 1,89	650	K. Z. 0,95 D. Z. 1,4	K. Z. 13.800 D. Z. 12.000	17,4	54.000
2	Gelijkstroom-kleppenmachine	525	—	700	150	12	0,10	240	K. Z. 2,3 D. Z. 2,6	905	K. Z. 2,9 D. Z. 4,35	K. Z. 20.000 D. Z. 16.500	14	25.200
3	Gelijkstroom-kleppenmachine	550	—	700	125	12	0,10	239	K. Z. 2,5 D. Z. 2,75	950	K. Z. 2 D. Z. 2,87	K. Z. 24.000 D. Z. 21.200	15	46.000

Ofschoon eventueel bij het aanzetten der belaste machines nog hooger drukken kunnen optreden, kan toch ter vergelijking met de grootste in het bedrijf heerschende drukken worden gerekend. Ook bij het bepalen van de afmetingen uit een oogpunt van sterkte kunnen deze drukken dienst doen, mits bij het kiezen van de toe te laten materiaalspanningen hiermede rekening worde gehouden.

Voor het bepalen van de afmetingen der draagoppervlakken kan met het gemiddelde van de drukkingen in bedrijf worden gerekend.

De gegevens der machines met stangendruk, traagheidskrachten enz. zijn nader vermeld in tabel II. Tevens werd voor de drie machines de tangentialdruk uit de diagrammen bepaald (fig. 16, 17 en 18) en voor een zelfden

INDICATEUR-DIAGRAMMEN DER GELIJKSTROOM-MACHINE. (Tabel II, No. 3.)

1 K.G. = 2,25 m.M.

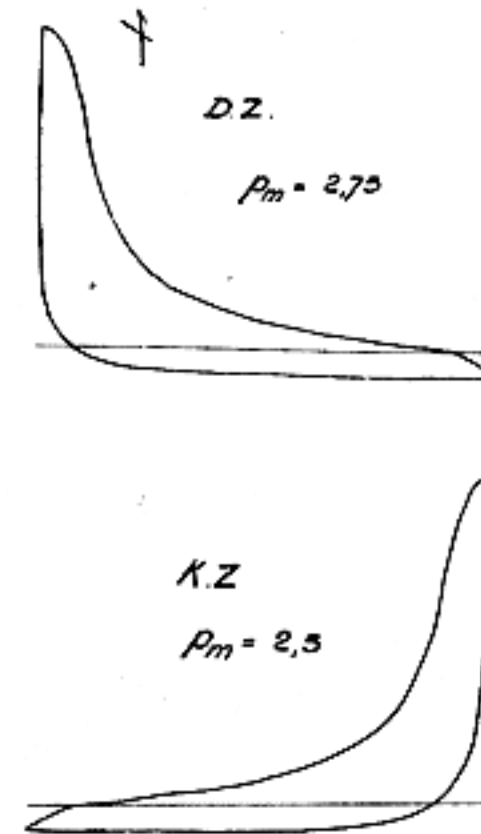


Fig. 9.

graad van oneenparigheid het $G D^2$ berekend. De vellingdoorsneden van de vliegwheels, welke hieruit voor gelijke omtreksnelheid volgen, zijn mede bij de tangentialdrukdiagrammen geteekend.

Er blijkt uit, dat de gelijkstroom-machine met condensatie en kleinen toelaat een belangrijk lichter vliegwiel kan hebben dan de gelijkwaardige tandem-compound-machine. Om echter ook bij werking zonder condensatie en grooter toelaat dezelfde regelmatigheid te hebben, zou het wiel van dat der tandem-compound-machine niet veel verschillen.

Bij de onderlinge vergelijking der machines op stoomverbruik dienen de omstandigheden van stoomspanning, stoomtemperatuur, condensorspanning, totale expansie van den stoom en ook de manier, waarop het verbruik gemeten wordt, zooveel mogelijk aan elkaar gelijk te zijn. Een zuivere vergelijking is op deze manier niet zoo gemakkelijk uit te voeren.

ZUIGERDRUK PER C.M². VOOR DE GELIJK-STROOM-MACHINE. (Tabel II, no. 2).
1 K.G./c.M². = 5 m.M.

ZUIGERDRUK PER C.M². VOOR DE GELIJK-STROOM-MACHINE. (Tabel II, no. 3).
1 K.G./c.M². = 5 m.M.

ZUIGERDRUK PER C.M². L.D. CYL. VAN DE TANDEN COMPOUND-MACHINE.
1 K.G./c.M². = 5 m.M.

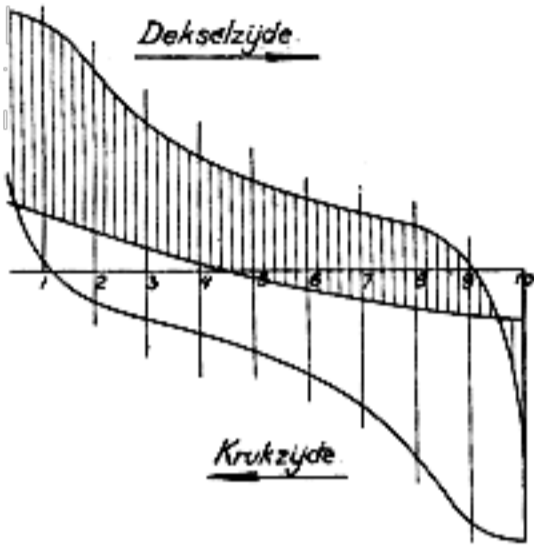


Fig. 10.

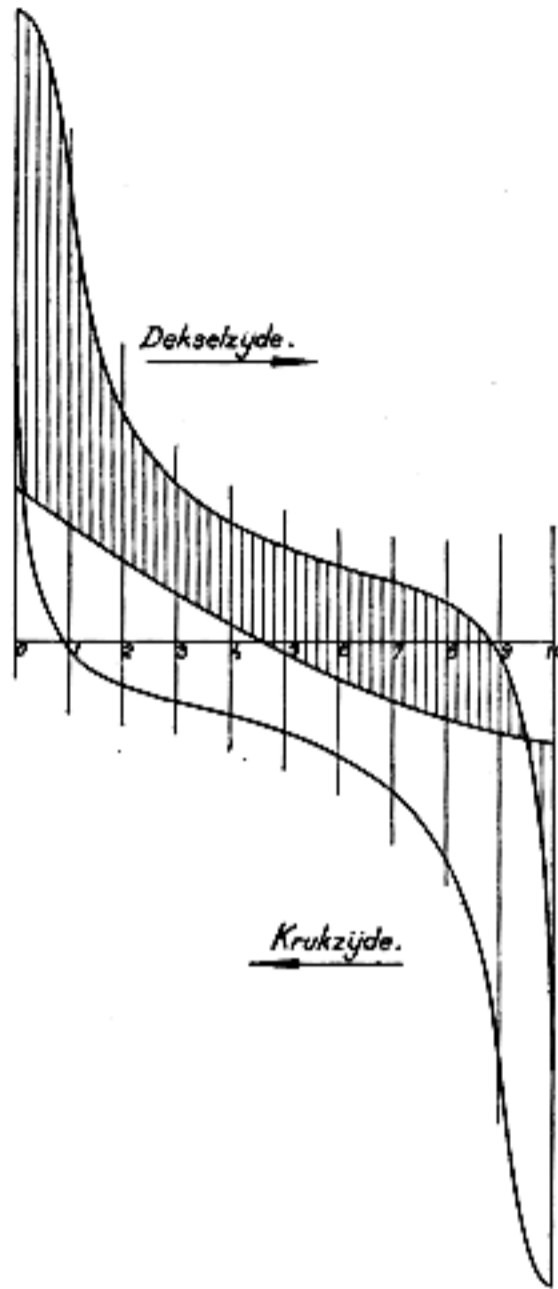


Fig. 11.

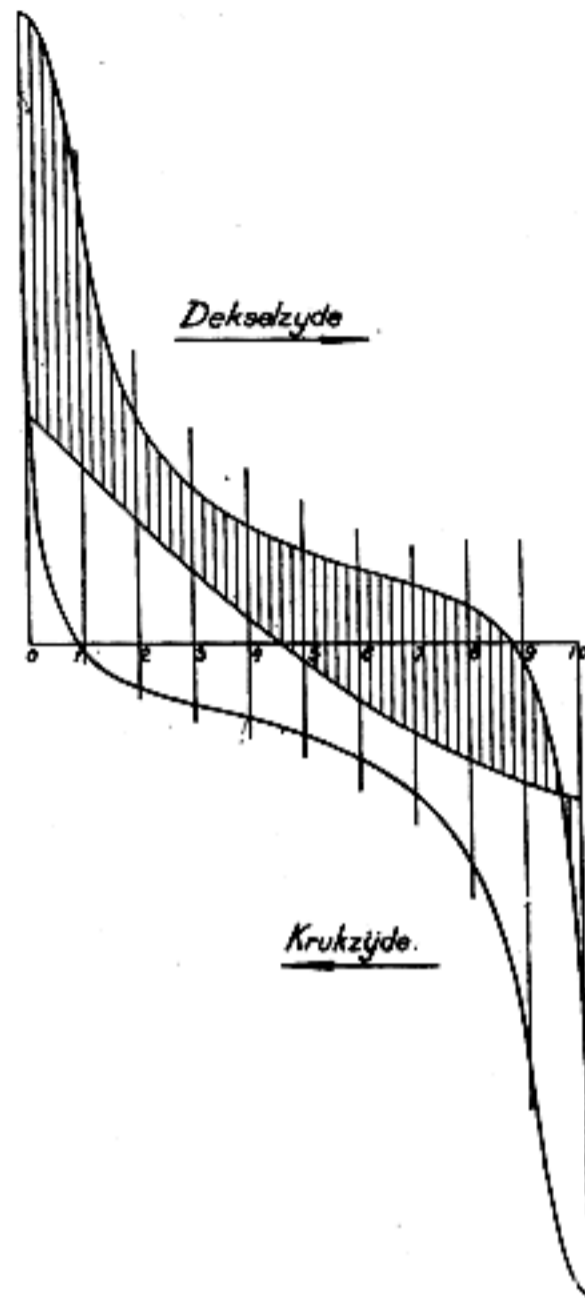


Fig. 12.

TOTALE ZUIGERDRUK VOOR DE COMPOUND-MACHINE.
400 K.G. = 1 m.M.

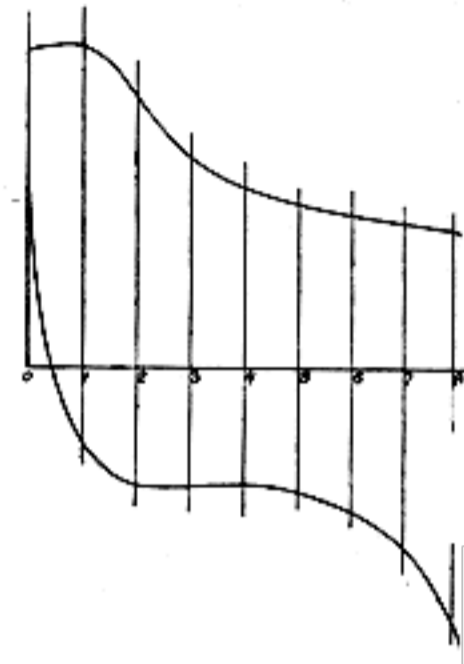


Fig. 13.

TOTALE ZUIGERDRUK VOOR DE GELIJK-STROOM-MACHINE. (Tabel II, no. 3).
400 K.G. = 1 m.M.

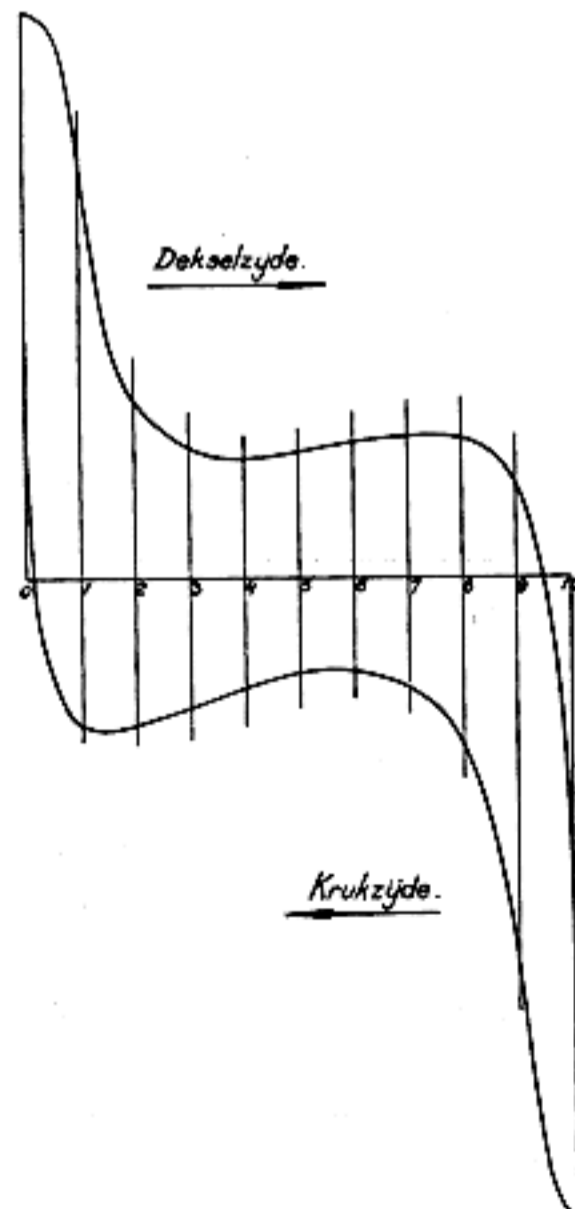


Fig. 15.

TOTALE ZUIGERDRUK VOOR DE GELIJK-STROOM-MACHINE. (Tabel II, no. 2).
400 K.G. = 1 m.M.

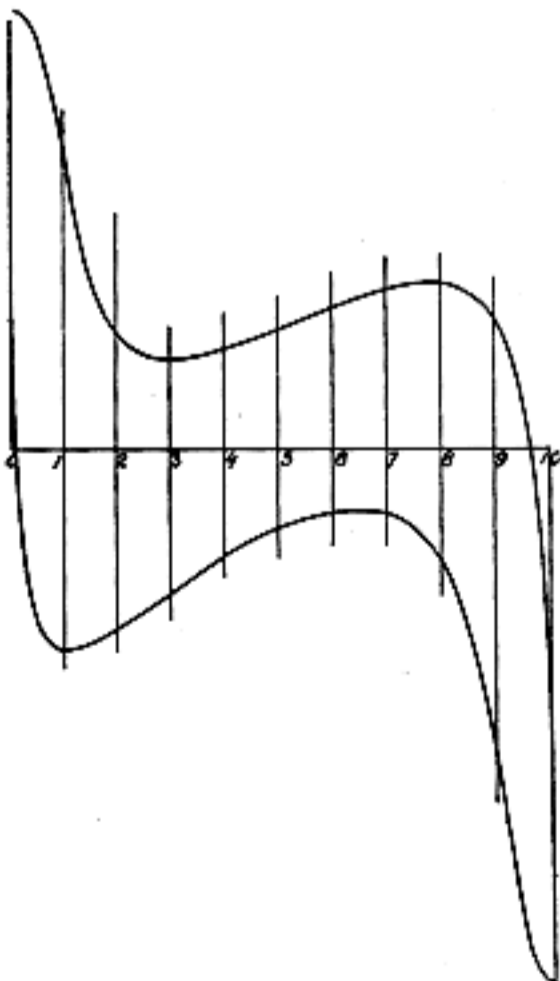


Fig. 14.

Men kan echter ook, zooals door DOEDERLEIN (1) werd gedaan, het warmteverlies in elk geval bepalen ten opzichte van de machine, welke tusschen dezelfde grenzen van druk en temperatuur adiabatisch zou werken. Het verlies door onvolkomen expansie is daarbij dan inbegrepen.

Zij S_a , het adiabatisch stoomverbruik in K.G. per uur en per I.P.K.

Q_1 de hoeveelheid warmte van 1 K.G. stoom in de leiding aan de machine.

Q_2 de hoeveelheid warmte, welke 1 K.G. nog bezit na adiabatische expansie op den condensordruk (2).

S het werkelijk stoomverbruik in K.G. per uur en per I.P.K., dan is:

$$S_a = \frac{632}{Q_1 - Q_2}$$

1 K.G. stoom, adiabatisch expandeerende, staat n.l. af $Q_1 - Q_2$ cal, waarmede 427 ($Q_1 - Q_2$) K.G.M. arbeid gelijkwaardig zijn.

1 I.P.K. uur = 3600.75 K.G.M., zoodat

$$S_a = \frac{3600.75}{427(Q_1 - Q_2)} = \frac{632}{Q_1 - Q_2}$$

Voor gegeven begindruk, begintemperatuur en condensorspanning kan uit het „entropie-warmtehoeveelheid” diagram van MOLLIER, $Q_1 - Q_2$ onmiddellijk als lengtemaat worden afgelezen.

(1) Zie Z. d. V. d. I. 1911, blz. 1683 en volgende.

(2) DOEDERLEIN neemt de waarde van Q_2 overeenkomende met stoom van den laagsten tegendruk, welke in het diagram wordt afgelezen. Bij gelijken condensordruk zal echter de gelijkstroom-machine wegens den grooten doortocht voor uitlaat en wegens de geringe uitlaatweerstand, in het algemeen, een lager tegendruk in het diagram aanwijzen dan de laagdruk-cylinders van een compound-stoomwerktuig. De waarde van $Q_1 - Q_2$ wordt dan voor de gelijkstroom-machine groter, S_a kleiner en het verlies in procenten van S_a grooter. Deze beschouwing levert derhalve te gunstige resultaten voor de compound-machine.

Door nu vervolgens $\frac{S}{S_a}$ te bepalen krijgt men een getal groter dan de eenheid, dat voor de beoordeeling van waarde is. Deze factor, welke het verlies inhoudt, is het omgekeerde van het thermo-dynamisch nuttig effect, gerekend naar een machine, welke zonder eenig verlies den stoom laat expandeeren tusschen aanvangspanning en condensordruk.

resultaat worden bereikt, zooals nader zal worden aangegeven.

Het is een bekende zaak, welke ook door de beproevingscijfers der gelijkstroom-machines in tabel III wordt bevestigd, dat het gunstigst stoomverbruik bij deze machines wordt verkregen bij een lagen gemiddelden druk, waarmede een groote expansieverhouding overeenkomt. De normale vermogens, waarvoor deze machines worden geleverd, liggen

TANGENTIAALDRUK EN VELLINGDOORSNEDE VOOR HET TANDEM COMPOUND-STOOMWERKTUIG.

1 K.G./c.M² = 5 m.M.

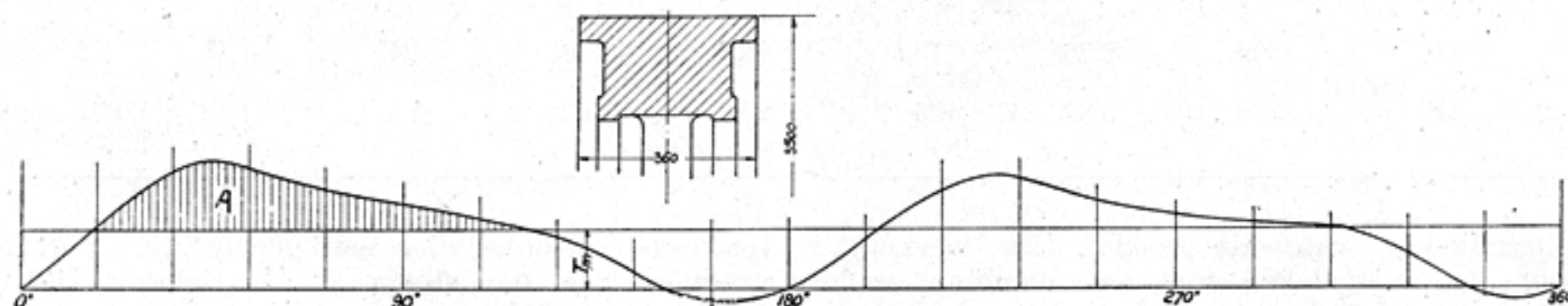


Fig. 16.

Voor verschillende tandem-compound- en gelijkstroom-machines werd de verliesfactor bepaald en met de nadere gegevens der machines in tabel III opgenomen.

De vergelijking valt, zooals de waarde van den factor aantoont, uit ten gunste van de tandem-compound-machine. Wanneer de gelijkstroom-machine voor verzadigden stoom buiten beschouwing wordt gelaten, dan zijn de verschillen gering. Hier staat tegenover, dat de bouw der gelijkstroom-machines eenvoudiger is en minder onderhoud zal kosten, daar het aantal bewegende deelen veel kleiner is. Toch kan door de toepassing van enkele beginselen der gelijkstroom-machine op de tandem-compound-machine bij deze nog beter

echter hooger, zoodat daarbij het stoomverbruik hooger is. In dit opzicht staat de gelijkstroom-machine achter bij het compound-stoomwerktuig. Bij het laatste kan zonder veel bezwaar een groote expansieverhouding bij het normale vermogen worden bereikt.

Het verlies door onvolkomen expansie zal bij grooter p_m bij de gelijkstroom-machine vrij belangrijk worden en het stoomverbruik hierdoor stijgen. In tabel IV is het stoomverbruik met verdere gegevens, voor verschillende waarden van p_m , opgenomen. Houdt men echter met de omstandigheid rekening, dat dit verlies in de machine onvermijdelijk is, dan kan het thermo-dynamisch nuttig effect worden be-

TABEL III.

Adiabatisch- en werkelijk stoomverbruik van tandem-compound- en gelijkstroom-stoomwerktuigen.

No.	Stoomwerktuig.	Normale belasting in I.P.K.	Belasting bij proef.	Stoomsp. a/d machine in K.G./c.M ² . overdruk.	Stoomtemp. a/d machine in gr. C.	Condensspanning in K.G./c.M ² .	$Q_1 - Q_2$.	S_a adiabatisch stoomverbr.	S werkelijk stoomverbr.	$\frac{S}{S_a}$	Meting van het:
1	Kortgebouwde tandem-comp. (Lentz) van GEBRs. STORK & Co.	900	896	9,2	313	0,17	176,5	3,58	4,75	1,325	Condenswater.
2	Tandem comp.-kleppemachine van GEBRs. STORK & Co.	1100	1090	10,4	325	0,1	199,5	3,17	4,32	1,365	Voedingwater.
3	Tandem-comp. met 4 bosschuiven per cylinder van LOUIS SMULDERS & Co	600	365	12	293	0,07	207	3,05	4,28	1,4	Voedingwater.
4	Tandem-comp. met 4 bosschuiven per cylinder van LOUIS SMULDERS & Co.	1400	1000	10	299	0,08	208	3,16	4,265	1,35	Condenswater.
5	Tandem-comp.-kleppemachine van de Utrechtsche Machinefabr. o.d. FRANS SMULDERS	300	237	12,15	308	0,09	203	3,1	4,11	1,325	Condenswater.
6	Gelijkstroomkleppemachine van GEBRs. STORK & Co.	150	115	11,7	345	0,09	211	3	4,38	1,46	Condenswater.
7	Gelijkstroomkleppemachine van GEBRs. STORK & Co.	250	194	7,15	170,5	0,07	168	3,76	6,45	1,72	Voedingwater.
8	Gelijkstroomkleppemachine van GEBRs. STORK & Co.	500	315	7,24	248	0,1	172	3,65	4,86	1,33	Voedingwater.
9	Gelijkstroom-machine met 2 bosschuiven van LOUIS SMULDERS & Co.	225	175	12	316	0,1	202	3,13	4,35	1,39	Condenswater.
10	Gelijkstroom-machine met 2 bosschuiven van LOUIS SMULDERS & Co.	500	395	7,5	290	0,07	196	3,22	4,45	1,38	Voedingwater.

TABEL IV.

Stoomverbruik van een gelijkstroom-stoomwerktuig bij verschillende p_m .

Machine		cyl.middellijn 320 m.M. slaglengte 500 m.M. omw. per minuut 200		normaal vermogen 100 I.P.K. p_m 2,84 K.G./c.M ² .						
No.	Stoomspanning in K.G./c.M ² .	Stoomtemp. a/d machine.	Condenserspanning in K.G./c.M ² .	p_m K.G./c.M ² .	I.P.K.	$Q_1 - Q_2$.	S_a adiabatisch stoomverbruik.	S werkelijk stoomverbruik.	$\frac{S}{S_a}$	Meting van :
1	10,6	340	0,09	2,26	79,5	207	3,06	4,45	1,45	Het condenswater.
2	10,7	347	0,09	3,39	120	208	3,04	4,8	1,58	Het condenswater.

paald met uitschakeling van dit verlies. De werkelijke machine wordt dan vergeleken met een machine, welke adiabatisch werkt tusschen beginspanning en expansie-eindspanning en waarbij vervolgens drukvermindering bij constant volumen tot op de condenserspanning plaats vindt (vergelijkend proces van den „Verein deutscher Ingenieure“).

Voor de machine in tabel IV proef no. 2, is uit het indicateur-diagram het entropie-temperatuurdiagram afgeleid (fig. 4). Hierin stelt het oppervlak $BCDEG$ de warmte per K.G. stoom voor, welke volgens het vergelijkend proces van den V. d. I. in warmte zou kunnen worden omgezet.

De gesloten kromme van het werkelijke entropie-diagram geeft per K.G. stoom de warmte aan, welke in arbeid bij de proefneming is omgezet. De verhouding dier twee opper-

voordeelen slechts voor een gering deel bereikt door het stroomen van den stoom in één richting. Het is de groote verdienste van STUMPF, dat hij de één-cylinder machine tot dezen hoogen trap van volmaaktheid heeft weten te brengen.

Gelijkstroom-stoomwerktuigen met slecht luchtledig of met hoogen tegendruk.

Indien men nagaat wat in de langgebouwde gelijkstroom-machine plaats vindt bij stijgenden tegendruk, dan zien we, dat de afhankelijkheid tusschen compressie en zuigerbeweging leidt tot minder gunstige omstandigheden.

Reeds bij een slecht luchtledig en vooral bij atmosferischen tegendruk zou voor 90 pCt. compressie en bij dezelfde kleine schadelijke ruimte, de spanning veel te hoog oploopen, zoodat

TANGENTIAALDRUK EN VELLINGDOORSNEDE VOOR DE GELIJKSTROOM-MACHINE. (Tabel II, No. 2.)
1 K.G./c.M². = 5 m.M.

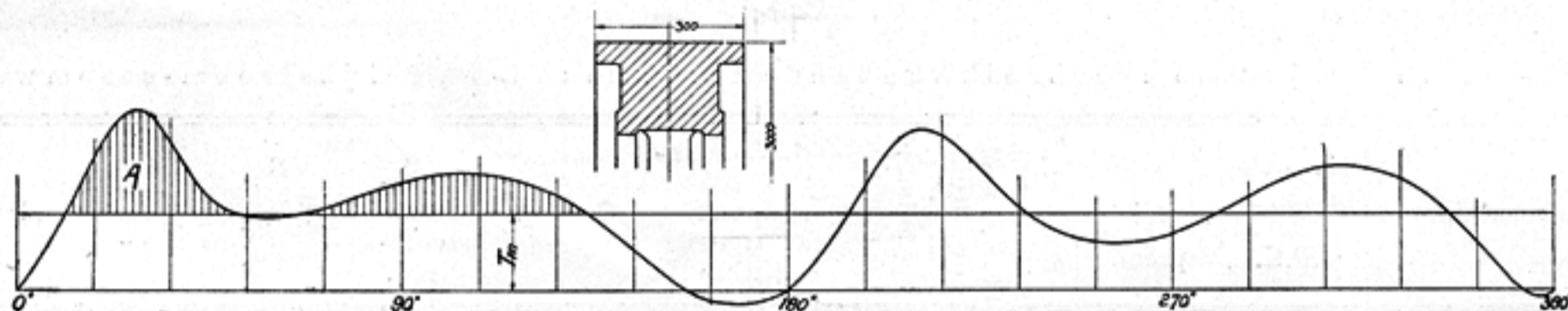


Fig. 17.

vlakken, kleiner dan de eenheid, geeft het thermo-dynamisch nuttig effect weer, hier ten bedrage van 89 pCt. Dit bedrag is als zeer gunstig te beschouwen, zoodat de verdere verliezen gering zijn.

Het verlies door onvolkomen expansie wordt, per K.G. stoom, in het entropie-diagram voorgesteld door het oppervlak GHB . Zoals uit de teekening blijkt is dit verlies voor proef no. 2 zeer belangrijk. De verliesfactor van 1,58 uit tabel IV proef no. 2, kan eveneens uit het entropie-diagram worden verkregen door het oppervlak van fig. $BCDEH$ te deelen door dat van de gesloten entropie-kromme. Uit het entropie-diagram is verder te zien, dat een deel van de warmte, welke de stoom in de deksels afstaat, tijdens de expansie weer te voorschijn treedt.

Uit het hiervoor vermelde moge het bestaansrecht der gelijkstroom-machine voldoende zijn gebleken, al worden de

zonder bijzondere veiligheidsinrichtingen de machine niet bruikbaar zou zijn. Wordt de luchtpomp door de machine zelf bewogen, dan zal atmosferische tegendruk bij aanzetten en stopzetten optreden.

De middelen, welke o. a. kunnen worden aangewend om de gelijkstroom-machine met slecht vacuüm of met atmosferischen tegendruk te doen loopen zijn :

- 1°. Het vergrooten der schadelijke ruimten.
- 2°. Het aanbrengen van een hulpuitlaatorgaan in den zuiger.
- 3°. Het gebruik van hulpuitlaatkleppen.

Voor het vergrooten der schadelijke ruimte worden de daarvoor aangebrachte ruimten in de deksels door het openen der inschakelkleppen met den cylinder in verbinding gebracht. De schadelijke ruimte wordt hierdoor van ongeveer 3 pCt. op rond 15 pCt. gebracht.

TANGENTIAALDRUK EN VELLINGDOORSNEDE VAN DE GELIJKSTROOM-MACHINE (TABEL II, No. 3).

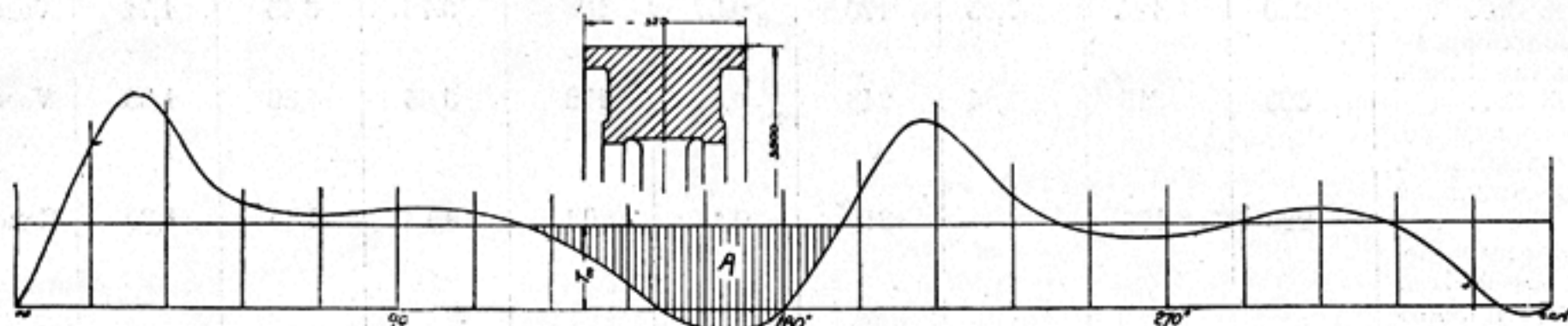


Fig. 18.

Deze noodzakelijk groote schadelijke ruimte heeft, wegens de hooge eindspanning van de expansie, een zeer ongunstigen invloed op het stoomverbruik, terwijl ook de groote schadelijke oppervlakken van de ingeschakelde ruimten ongunstig werken.

In het diagram II (fig. 3) is de hooge compressie-eindspanning bij werking zonder condensatie voldoende duidelijk te zien.

Dit diagram zal hierna nog nader worden vergeleken met dat van een machine met kleiner compressie en kleiner schadelijke ruimte. Hier zij volstaan met te wijzen op den negatieven arbeid, welke door de lange en hooge compressie aan het einde van den slag ontstaat. Een lager mechanisch nuttig effect is hiervan het gevolg.

Behalve inschakelkleppen, welke uit de hand bediend worden en waarnaast nog veiligheidskleppen noodig zijn, die een te hoogen cylinderdruk bij afslaan de luchtpomp moeten tegengaan, kunnen ook zelfwerkende inschakelkleppen worden gebezigd.

Deze moeten bij een goed luchtledig door den atmosferischen druk sluiten en bij slecht vacuum door den overdruk in den cylinder openen. Ze dienen dan gelijktijdig als veiligheidsklep. Als zoodanig zijn ze bij gelijkstroom-schuifmachines met één of twee ontlaste zuigerschuiven zeker op hun plaats.

De machinefabriek Augsburg-Nürnberg past ze bij haar gelijkstroom-klep machines toe.

In fig. 19 is een dergelijke zelfwerkende klep voor een gelijkstroom-schuifmachine geteekend. De ruimte A staat

ook het schadelijke oppervlak zoo klein mogelijk moet blijven.

Wordt, zooals STUMPF dit aangeeft, het uitlaatorgaan in den zuiger gelegd, waarbij de duur van den uitlaat nog geregeld kan worden, dan treden enkele minder gunstige omstandigheden op.

Fig. 20 stelt een langgebouwde gelijkstroom-machine voor met een uitlaatorgaan in den zuiger, dat een constanten uitlaat geeft.

Nu valt het bij den normalen gelijkstroom-cylinder (fig. 1) reeds op, dat gedurende den uitlaat, doch nog meer tijdens den vroegen uitlaat, de stoom krachtig langs het zuigervlak stroomt.

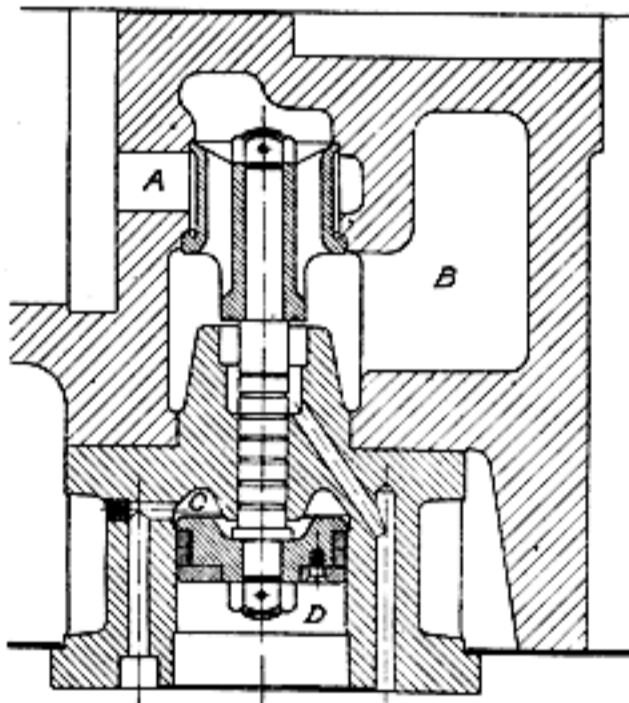
Er wordt hierdoor aan den zuiger veel van de warmte onttrokken, welke tijdens toelaat en begin expansie werd opgenomen.

De zuiger kan echter ook reeds gedurende toelaat en expansie een groot gedeelte van de opgenomen warmte voortleiden en afstaan aan den kouderen cylinderwand, daar steeds een deel van den zuiger met het koude middelgedeelte van het loopvlak in aanraking is. Reeds werd er op gewezen dat ook gedurende de compressie door den zuiger warmte wordt opgenomen.

Bij den korten zuiger van de wisselstroom-machine zal de warmtestrooming in den zuiger van de eindvlakken naar het midden minder sterk zijn, terwijl de zuiger tijdens vroegen uitlaat en uitlaat door den uitlaatstoom veel minder gekoeld zal worden, daar er geen strooming langs den zuiger plaats vindt. Uit dit laatste blijkt wel, dat zuiger en deksels bij

ZELFWERKENDE INSCHAKELKLEP.

LANGGEBOUWDE GELIJKSTROOM-CYLINDER MET UITLAATORGAAN IN DEN ZUIGER.



Schaal 1 : 4.

Fig. 19.

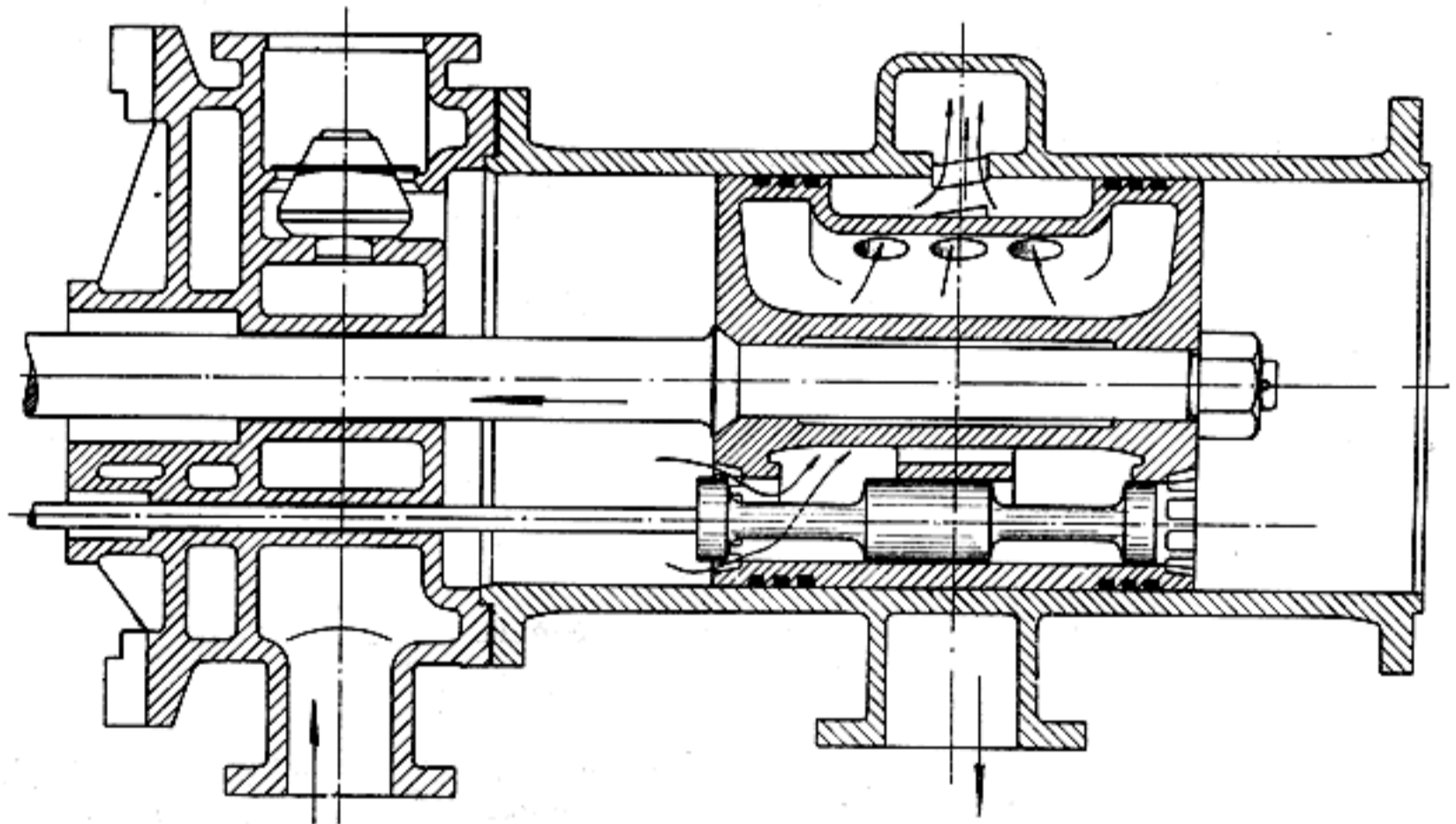


Fig. 20.

steeds met den cylinder in verbinding. Schadelijke ruimte en schadelijke oppervlakte worden hierdoor vergroot. De kamer B komt bij geopende klep met den cylinder in verbinding en levert de inschakelruimte. Door de ruimte C onder het zuigertje met den uitlaat van den cylinder te verbinden, heerscht hier, bij werking met condensatie, een lage spanning. De atmosferische druk in D houdt nu de klep dicht.

Daar de binnenzitting van de klep door de buitenopening moet worden gebracht en verder de dichtingsranden niet onmiddellijk aan de stoomzijde zullen afdichten, zal bij stijgenden tegendruk de klep door de hooge stoomspanning in den cylinder worden opgedrukt. De tegendruk op het zuigertje is ook gestegen, zoodat de overdruk door de atmosfeer geringer is en bij atmosferischen tegendruk zelfs geheel vervalt.

Uit bovenstaande mag wel volgen, dat de machine met inschakelruimten geconstrueerd wordt om normaal met condensatie en lagen tegendruk te werken. De inschakelruimte is als veiligheidsmiddel noodig.

Zal de machine echter voor langen tijd met hoogen tegendruk werken, dan kan, om een gunstiger stoomverbruik te bereiken, gebruik worden gemaakt van een hulpuitlaat. De kleine schadelijke ruimte kan dan worden behouden, terwijl

wissel- en gelijkstroom-machines van rol verwisselen. Terwijl een uitlaatorgaan bij de wisselstroom-machine zoo kan worden aangebracht, dat het buiten het verwarmde deksel ligt en de strooming langs dit deksel gering blijft, ondervindt de zuiger bij een langen gelijkstroom-cylinder door den uitlaat over den geheelen omtrek een zeer sterke strooming en afkoeling.

Het onttrekken van warmte aan den zuiger van een gelijkstroom-machine tijdens den uitlaat zal nu veel sterker worden, wanneer de uitlaat door den hollen zuiger plaats vindt. Het vlak van den zuiger n.l., dat aan de ééne zijde door compressie, toelaat- en expansiestoom sterk wordt verwarmd, wordt aan de andere zijde door uitlaatstoom gedurende bijna de geheele uitlaatperiode sterk afgekoeld, terwijl ook de geheele zuiger ongeveer op beneden-temperatuur wordt gebracht. Nog meer dan bij den normalen bouw der gelijkstroom-machine kan hier worden gesproken van: „een kouden zuiger in een heeten cylinder” (1). Thermisch is derhalve de uitlaat door den zuiger niet gunstig. Doch, ook uit mechanisch oogpunt bekeken, laat de inrichting te wenschen over.

(1) Dit is in nog sterker mate het geval bij de gelijkstroom-machine van KARL SCHMID. (Zie *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft* 1915, blz. 446).

Het uitlaatorgaan moet openen als de poorten in den cylinderwand door den zuiger zijn gesloten, d. i. op 0,1 van den zuigerweg, of eerder. De beweging van het uitlaatorgaan wordt verkregen door de schommelende beweging van de drijfstaaf. Dit beteekent een excentriciteit, welke loodrecht op de kruk staat. Hieruit volgt een compressie van slechts 10 pCt. of kleiner (fig. 21). Uit den langen duur van opening

DIAGRAM VOOR UITLAATSCUIF IN ZUIGER.

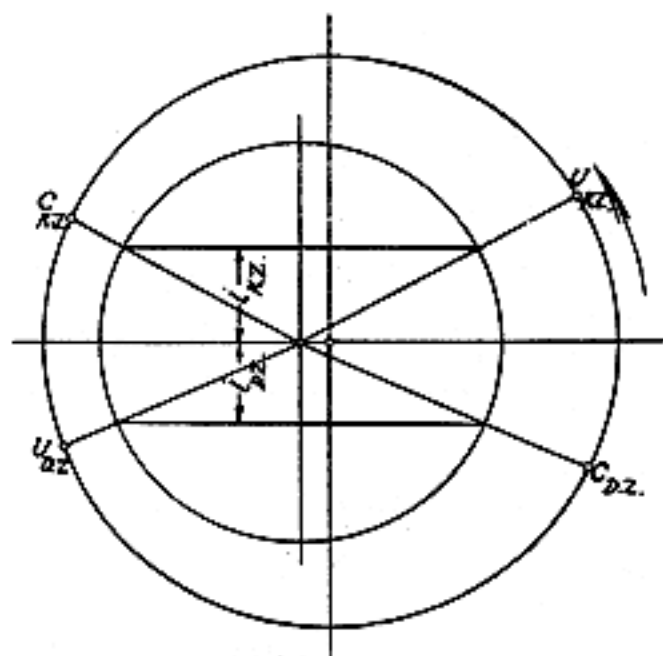


Fig. 21.

volgt verder, dat de dekking van het uitlaatorgaan niet groot is. Het uitlaatorgaan zelf is steeds in aanraking met toelaaten expansiestoom en zal gemakkelijk tot lekkage aanleiding kunnen geven.

De door STUMPF zoo hoog geroemde, achter elkaar geschakelde dichting van inlaatklep en zuiger, is hier geheel prijsgegeven en vervangen door de parallel geschakelde dichting van het uitlaatorgaan, hetwelk verder geheel buiten de controle valt.

Voor het bewegen van het uitlaatorgaan is nog een pakkingbus voor hoogen druk en hooge temperatuur noodig, terwijl de weerstand bij strooming van den uitlaatstoom eveneens zeer groot is. De geheele inrichting met vaste aandrijving van één schuif zal slechts gebruikt kunnen worden als steeds de machine zonder condensatie werkt.

Door het toepassen van kleine hulpuitlaatkleppen, waarvan de beweging afhankelijk worde gesteld van het luchtledig, en welke vol in functie zijn bij atmosferischen tegendruk, kunnen gunstiger omstandigheden worden verkregen. De machine kan, met behoud van dezelfde kleine primaire schadelijke ruimte, met veranderlijken tegendruk werken. Wordt voor de kleppen een doelmatige constructie toegepast dan kan lekkage worden vermeden.

Voorwaarden voor een goede werking zijn:

- 1°. De hulpuitlaatkleppen moeten weinig schadelijke ruimte en tevens geringe schadelijke oppervlakken hebben.
- 2°. Ze moeten een goede afdichting geven.
- 3°. Ze mogen niet in de verwarmde deksels liggen.
- 4°. De periodieke werking der kleppen moet onder invloed van het luchtledig veranderen, terwijl ze bij een behoorlijk vacuüm geheel uitgeschakeld moeten zijn.

In fig. 22 is een dergelijke inrichting, ontworpen door den schrijver, geteekend.

De nokkenstaaf, met nokken *A*, krijgt een rechte beweging met constante slaglengte van een excentriek op de hoofdas.

De rol *B* kan met den klepgeleider *F* en de klep *G* een verplaatsing in de richting van de klepspil krijgen. Deze verplaatsing zal echter afhangen van de ligging van rol *B* in den klepgeleider *F*. De tap, om welken de rol *B* draaibaar is aangebracht, kan in den klepgeleider loodrecht op de klepspil worden verschoven. Deze verschuiving, met den stand van de rol, wordt door den vacuümzuiger *E* geregeld. Bij een tegendruk onder 0.25 K.G./c.M². komen nok en rol niet met elkaar in aanraking, zoodat de klep gesloten blijft.

ZELFWERKENDE COMPRESSIEREGELING (HORIZONTALE DOORSNEDE).

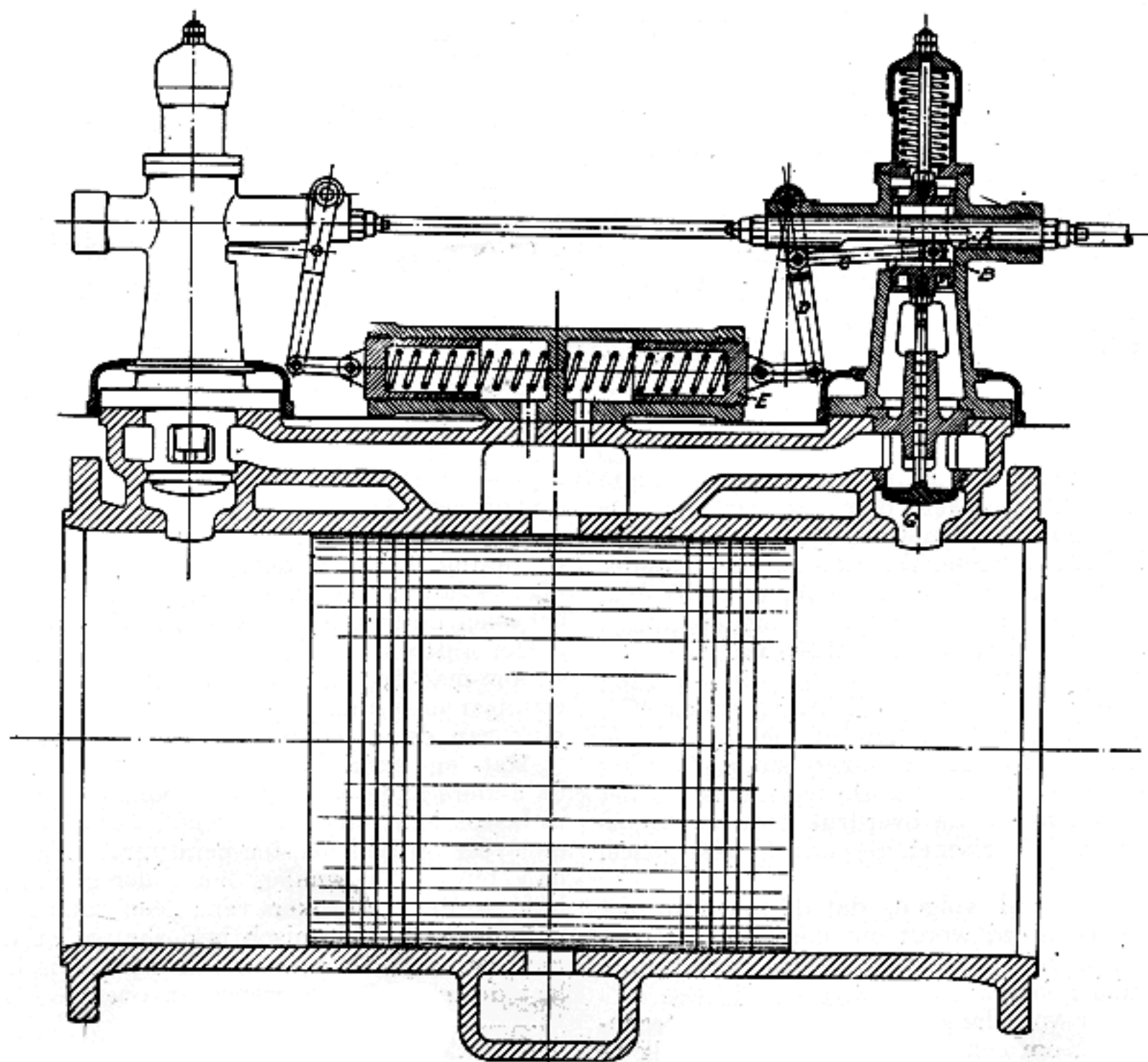


Fig. 22.

De onderlinge verbinding van rol en vacuumzuiger wordt gevormd door de trekstang *C* en den hefboom *D*.

De klep *G* zelf is een één-zittingklep, welke naar binnen opent en in gesloten stand door den stoomdruk in den cylinder zeer gemakkelijk stoomdicht zal kunnen afsluiten. De klepspil behoort slechts af te dichten tegen de uitlaatspanning.

Op het oogenblik van opening is de klep geheel ontlast, daar dan in den cylinder reeds de uitlaatspanning heerscht. Het punt van V.U. wordt n.l. op de gewone manier door den zuiger bepaald. De klep bevindt zich op een afstand van het verwarmde deksel grooter dan den normalen toelaat. De schadelijke ruimte van de klep, op zich zelf reeds klein, behoort nu niet tot de primaire schadelijke ruimte.

De stand van den vacuümzuiger wordt door het drukverschil tusschen atmosfeer en tegendruk en door de veerspanning geregeld. Wanneer we de beweging nagaan, welke de nok *A* zal kunnen veroorzaken, dan hebben we twee bewegelijke stelsels. We nemen daarbij aan dat er atmosferische tegendruk heerscht, zoodat het zuigertje *E* in den buitenstaad staat. De bewegingen der twee stelsels staan onderling loodrecht op elkander. Het eene stelsel wordt gevormd door klep met stang en klepgeleider, het andere door rol, trekstang, hefboom en vacuumzuiger. De beweging van de klep is hierbij doel, zoodat de nevenbeweging van den vacuumzuiger zooveel mogelijk moet worden beperkt. Dit kan worden bereikt door te zorgen voor geringe weerstanden bij de klepbeweging en voor groote traagheidsweerstand en groote gereduceerde veerdrukken bij de beweging van den vacuümzuiger. Geringe weerstanden bij de klepbeweging zullen optreden als de klephoofing klein is, de massa van klep en geleider tevens gering is en de klep op het oogenblik van opening ontlast is. De veer, welke de klep weer sluit, kan dan tevens slap zijn en zal geen grooten weerstand bij opening geven.

Aannemende, dat de veerspanning gelijk is aan de maximumwaarde van de traagheidskracht, dan is de totale weerstand, als maximum, gelijk te stellen aan het dubbele van de klepraagheid.

De traagheid van den vacuümzuiger en de veerdruk werken indirect door hefboomoverbrenging. Is deze overbrenging van 3 op 1, dan zal voor een massa *M* van het zuigertje, aan het uiteinde van de trekstang *C* een massa $9M$ ingevoerd kunnen worden. Een veer van *P* K.G. veerdruk per c.M. doorbuiging in den vacuümcyliner, veroorzaakt een gereduceerden veerdruk van $9P$ per c.M. verplaatsing van de rol. De traagheid in deze bewegingsrichting is derhalve groot, de elastische tegendruk door de veer is sterk en er is een kleine beweging te verwachten, terwijl de klep met geringe traagheid en geringen veerdruk gemakkelijk zal bewegen. Een benaderd beeld van de onderlinge beweging der massa's kan worden verkregen door eerst aan te nemen, dat de klep alleen zal bewegen en de hiervoor benodigde normale drukkingen tusschen rol en nok te bepalen. Uit deze normale drukkingen, ontbonden volgens de nevenbeweging, kan vervolgens de verplaatsing van den zuiger *E* worden nagegaan.

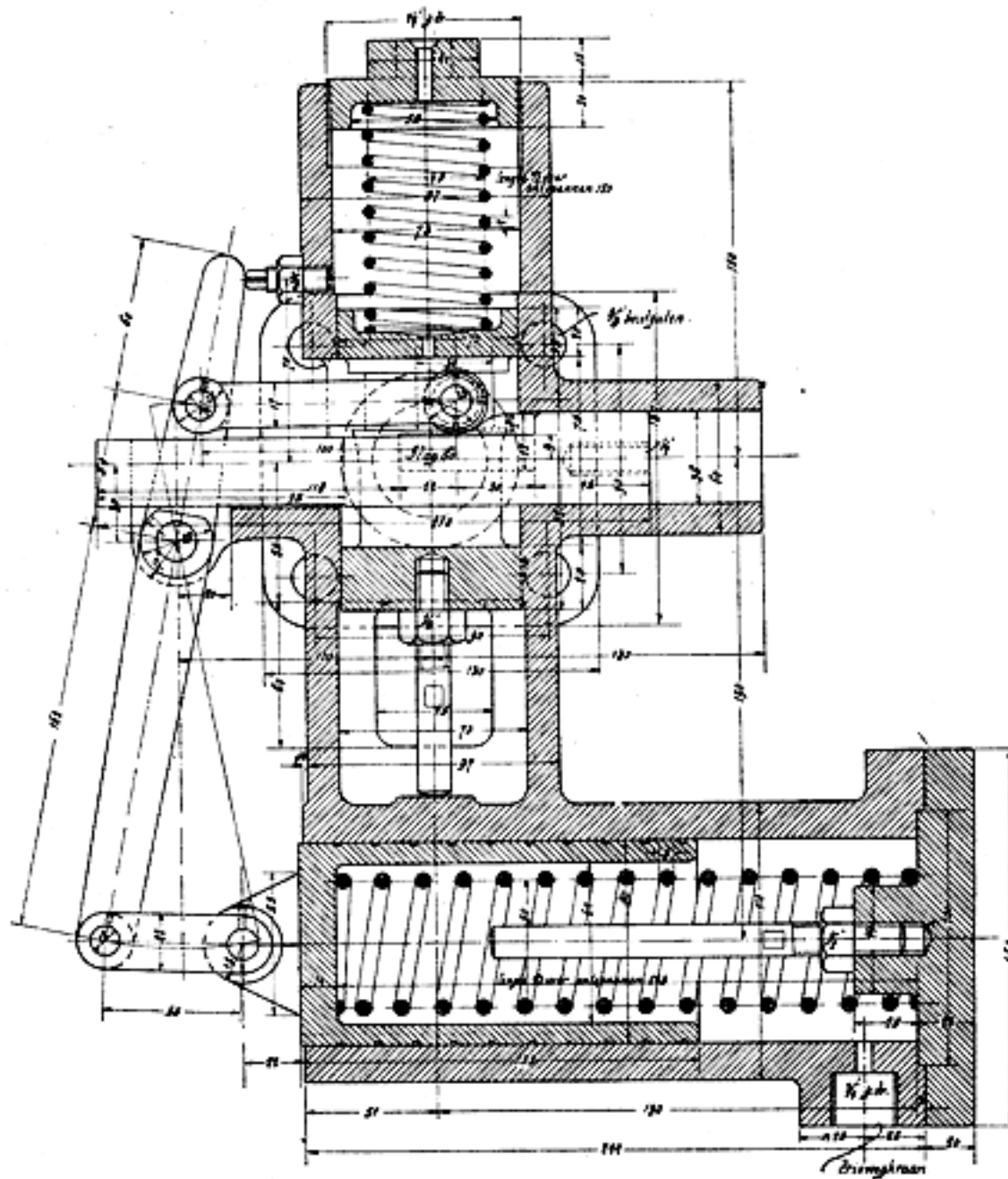
De werkelijke klephoofing zal door de geringe verplaatsing van *E* iets verminderen. De wrijving bij de verschuiving van *B* in de tappelen en bij de verplaatsing van den zuiger, zullen dempend werken op de beweging van *E*, terwijl de veer bij samendrukking een grooten weerstand geeft. In fig. 23 is een eenvoudig model getekend, waaraan de onderlinge bewegingen gemakkelijk zijn na te gaan. Het vacuüm-cylindertje kan door een driewegkraan met een condensor of met de buitenlucht worden verbonden. Van de klep is alleen de spil aanwezig. De nokbeweging kan van een draaiend machinedeel worden afgeleid. Het diagram van de compressieregeling met hulpuitlaatkleppen is getekend in fig. 24. De kleinste compressie met de kleppen vol in werking bedraagt 10 pCt., de grootste compressie zonder opening der hulpkleppen 90 pCt. Zoodat fig. 22 laat zien, wordt de kleinste bereikbare compressie door den zuiger op ongeveer 20 pCt. vastgelegd. De verplaatsing van den vacuümzuiger kan zoo berekend worden, dat bij 0,4 K.G./c.M.². tegendruk de compressie 40 pCt. bedraagt.

De geheele verschuiving van de rol in den klepgeleider wordt aangegeven door de lengte *s* in het diagram. De hulpuitlaatkleppen kunnen zonder bezwaar voor groote stoomsnelheden worden berekend.

Kortgebouwde gelijkstroom-stoomwerktuigen.

De bezwaren, welke een hooge tegendruk bij langgebouwde gelijkstroom-machines kan opleveren en die steeds oorzaak zijn van meerdere complicatie of van slechter economie, hebben er toe geleid een tusschenweg te zoeken, waarbij het mogelijk zou zijn de machine zonder eenige verandering bij verschillende tegendruk te kunnen gebruiken. Het uitgangspunt hierbij moest zijn om aan de bezwaren van groote

EENVOUDIG MODEL VOOR DE ZELFWERKENDE COMPRESSIEREGELING.



Schaal 1:4.

Fig. 23.

primaire schadelijke ruimte bij hoogen tegendruk of aan de complicatie van hulpuitlaatorganen met veranderlijke periodieke werking tegemoet te komen, zonder de economie bij lagen tegendruk noemenswaard te verminderen. Bij de z.g. „kort-

DIAGRAM DER ZELFWERKENDE COMPRESSIEREGELING.

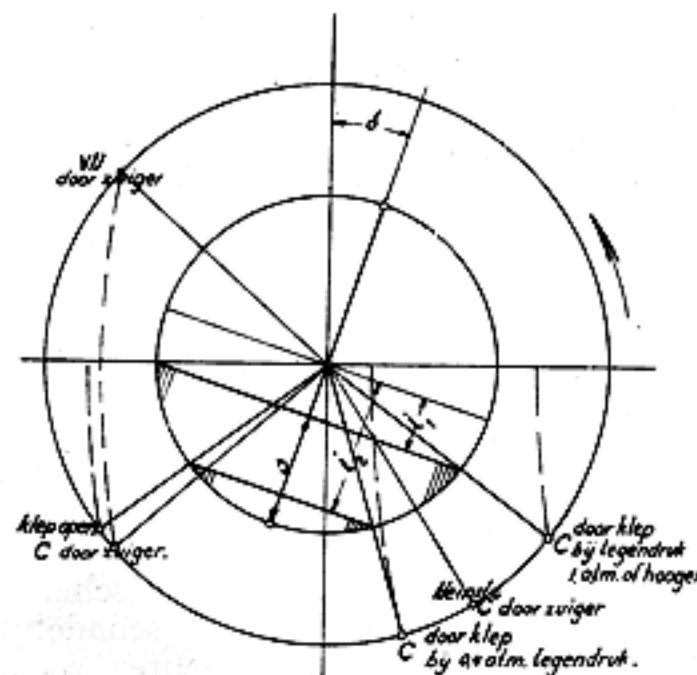


Fig. 24.

gebouwde" gelijkstroom-machines heeft men getracht dit te bereiken. Verschillende dezer constructies, voornamelijk oorspronkelijke van den schrijver, zullen hier nader worden beschouwd.

Wanneer men zonder vergroting der primaire schadelijke ruimte een te hooge compressie-eindspanning bij atmosferischen tegendruk wil tegengaan, dan dient de compressieduur veel kleiner dan 90 pCt. te zijn. De uitlaatpoort kan dan niet meer aan het einde van den slag liggen, doch moet meer naar de deksels worden verplaatst. Zonder hulpuitlaatorgaan zou in dat geval de vroege uitlaat veel te groot worden. Bij elken kortgebouwd gelijkstroom-cylinder zal derhalve een afzonderlijke uitlaatorgaan met constante beweging aanwezig moeten zijn.

SCHEMA VAN EEN KORTGEBOWDEN GELIJKSTROOM-CYLINDER.

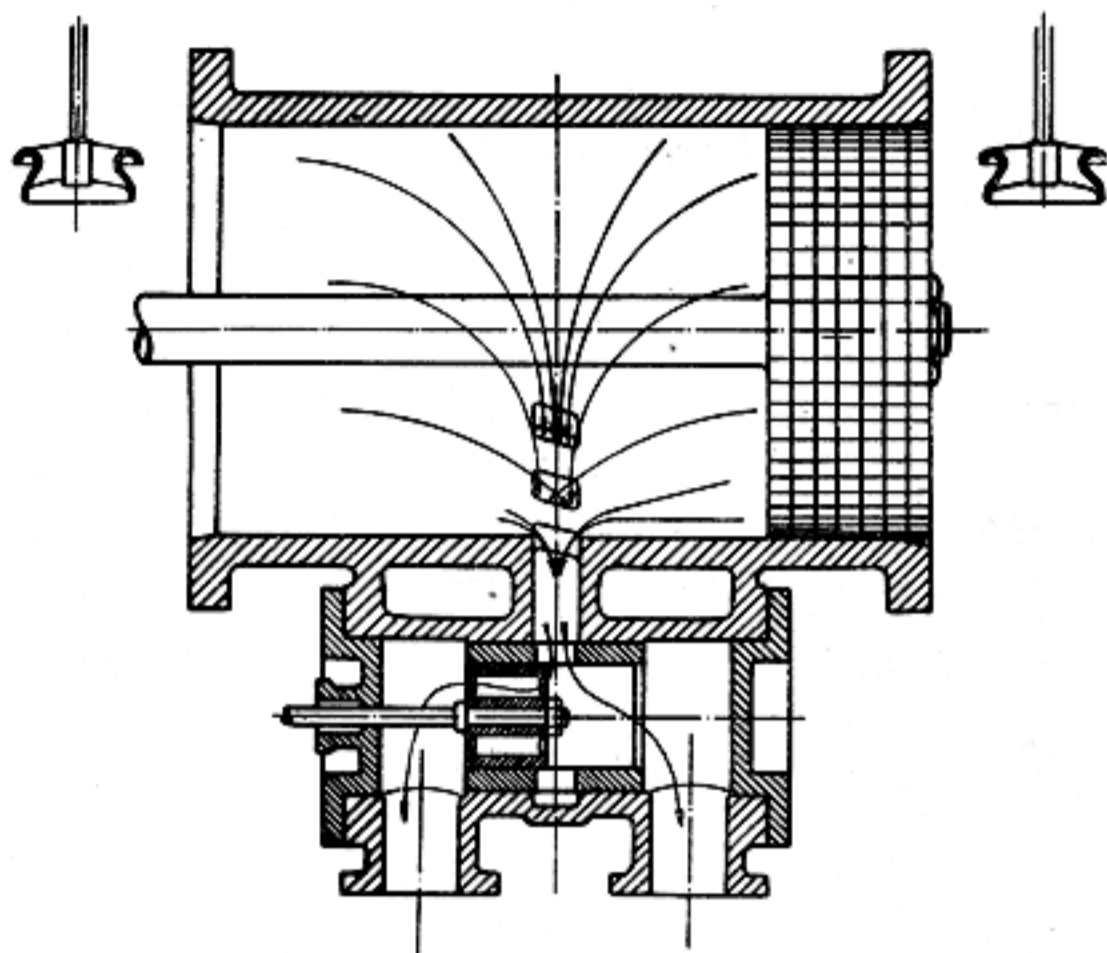


Fig. 25.

INDICATEURDIAGRAMMEN VAN EEN KORTGEBOWDE GELIJKSTROOM-MACHINE.

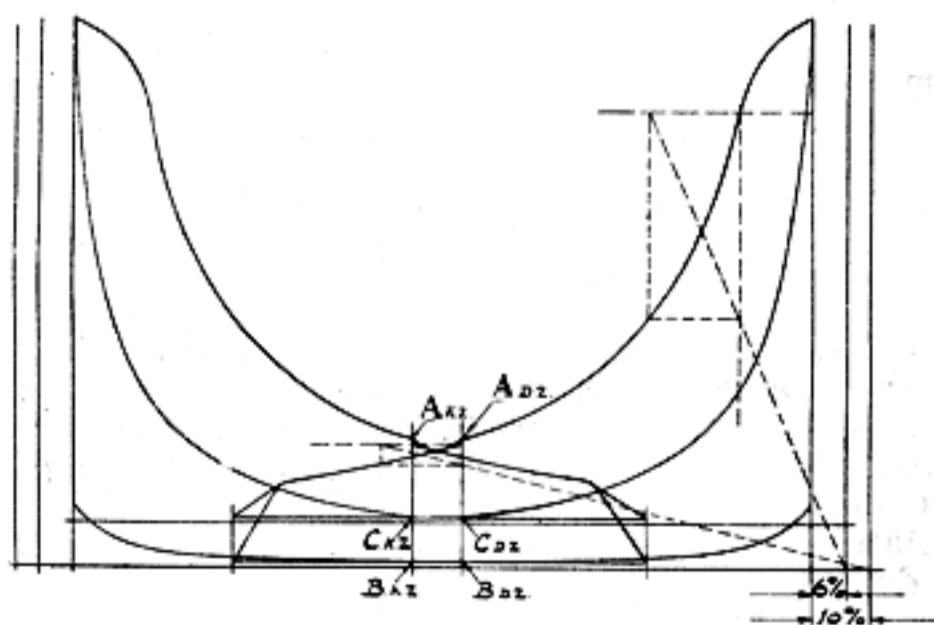


Fig. 26.

Hierdoor verdwijnt de noodzakelijkheid van den langen zuiger, welke bij de langgebouwde machine ongeveer 0,9 van de slaglengte bedraagt. Bij de kortgebouwde machine kan de zuiger van normale lengte zijn. Hiermede gaat een kortere bouw van den geheelen cylinder gepaard, wat tevens den naam van kortgebouwde-machine verklaart.

Wanneer, zooals dit in de schematische afbeelding van fig. 25 het geval is, één uitlaatpoort bij korten zuiger in het midden van den cylinder is aangebracht, dan zal de compressieduur, vastgelegd door de beweging van den zuiger, ongeveer 60 pCt. bedragen.

Deze compressieduur zal bij atmosferischen tegendruk slechts mogelijk zijn bij een behoorlijke schadelijke ruimte. Hierdoor wordt echter de economie slechter, zoodat de constructie zelf zoodanig moet worden gekozen, dat de werking met atmosferischen tegendruk met zoo klein mogelijke schadelijke ruimte kan plaats vinden. In hoeverre dit kan geschieden zal nader worden aangegeven.

Het uitlaatorgaan, in fig. 25, de schuif S, bepaalt den vroege uitlaat, terwijl de kleinste waarde van den compressieduur

door den zuiger wordt bepaald. De uitlaatpoort dient door het uitlaatorgaan te zijn afgesloten als de poort door den zuiger vrij komt. De expansiedruk is dan echter, in verband met den kleinen toelaat, reeds vrij laag. In de diagrammen van fig. 26 is deze druk door de letter A aangegeven. De expansiestoom zal nu echter de uitlaatpoort gaan vullen en er zal warmtewisseling plaats vinden met de wanden van deze ruimte.

We kunnen hier spreken van een secundaire schadelijke ruimte, die eveneens een ongunstigen thermischen invloed zal uitoefenen. Deze zal echter gering zijn wegens het zooveel kleiner verschil in temperatuur. Toch zal het noodzakelijk zijn deze secundaire schadelijke ruimte klein te houden en ook de oppervlakken dier ruimte zooveel mogelijk te beperken. Dat ook de diagrammen (fig. 26) verder in elkaar schuiven, zal thermisch minder gunstig zijn. De hoogedruk-gedeelten blijven echter door de zuigerbreedte buiten den invloed der dubbele wisseling, terwijl de kleine toelaat hierbij zeer gunstig werkt.

Tegenover de verliezen door iets grooter primaire schadelijke ruimte en de verliezen door secundaire schadelijke ruimte staan enkele voordeelen. De groote hoeveelheid stoom, welke gedurende den vroege uitlaat moet ontwijken, stroomt niet meer langs den zuiger, zooals bij de langgebouwde machine het geval is. De zuiger zal minder worden afgekoeld en de warmte, welke door compressie- en toelaatstoom aan den zuiger wordt afgestaan, gaat met den uitlaatstoom niet verloren. Verder zal de zuiger ook veel minder warmte aan den wand afstaan. Met het sterkst door den uitlaatstoom gekoelde gedeelte van den cylinder blijft de zuiger n.l. slechts kort in aanraking. De kleinere compressieverhouding wettigt de veronderstelling dat deze dichter bij de economische compressie zal liggen. Kan derhalve de kortgebouwde machine met kleine primaire- en secundaire schadelijke ruimte geconstrueerd worden, dan is een stoomverbruik te verwachten, dat onder gelijke omstandigheden zeer dicht bij dat van de langgebouwde zal liggen. Dan blijft echter als voordeel het gemak in de bediening, daar bij hoogen tegendruk geen schadelijke ruimten zijn in te schakelen; de machine is onder alle omstandigheden veilig, het stoomverbruik zal gunstig zijn ook bij hoogen tegendruk en de plaatsruimte zal voor een horizontale machine kleiner zijn.

De meerdere kosten door het uitlaatorgaan veroorzaakt zullen grootendeels gecompenseerd worden door den korteren cylinder met zuiger, bekleeding, enz. In het algemeen valt nog op te merken, dat de invloed der secundaire schadelijke ruimte des te kleiner zal zijn naarmate de compressieduur langer is.

Terwijl bij 60 tot 50 pCt. compressie de uitlaat kan plaats vinden door één poort in het midden van den cylinder of met twee symmetrisch aangebrachte poorten, welke gelijktijdig werken, zal bij grooter, en ook bij kleiner compressie, van twee gescheiden poorten gebruik gemaakt moeten worden. Deze kunnen dan nog geheel gescheiden of tijdelijk samenwerkend worden geconstrueerd.

Als uitlaatorganen kunnen schuiven, kleppen of kranen worden toegepast. Bij de kortgebouwde machine van de Sächsische Maschinenfabrik (zie Z. d. V. d. I. 1911, blz. 1686) is een schuif met dubbelen uitlaat gebruikt, welke een beweging krijgt loodrecht op de zuigerbeweging.

De secundaire schadelijke ruimte is echter bij deze constructie zeer groot, ongeveer 10 tot 12 pCt., terwijl ook de secundaire schadelijke oppervlakken van zeer groote afmeting zijn. Dat de op blz. 1687 vermelde resultaten omtrent het stoomverbruik bij die van de langgebouwde achterstaan, behoeft dan ook niet te verwonderen. Te meer, waar ook de primaire schadelijke ruimte door het gebruik van inlaatschuiven, welke ten opzichte van een eventuele hooge compressiespanning geen elastische veiligheid leveren, vrij groot moet zijn. Tenzij een buitengewoon groote vroege inlaat wordt toegepast. Deze zou echter het rustig loopen met condensatie in gevaar kunnen brengen.

Kortgebouwde gelijkstroom-machine met één uitlaatklep.

Wordt de uitlaatoropening in het midden van den cylinder in tweeën gesplitst (fig. 27), dan zal de compressie ongeveer 53 pCt. bedragen of, als het afsluiten door de zuigerveer geschiedt, 50 pCt. Voor de beide cylinderzijden kan nu de

uitlaat plaats vinden door één klep, welke per omwenteling tweemaal opent.

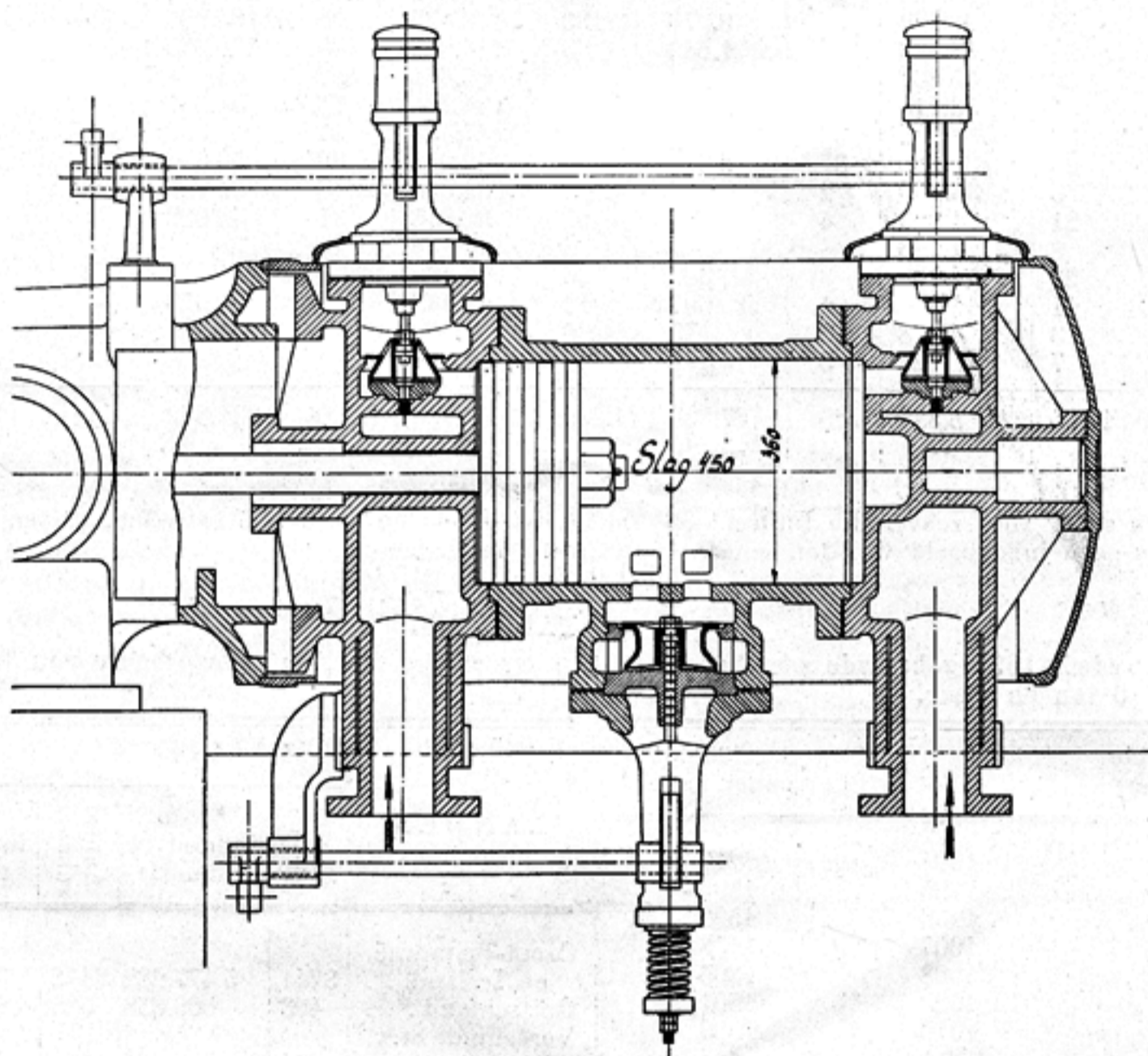
De secundaire schadelijke ruimte is hierbij reeds belangrijk kleiner dan bij den cylinder van de S.M.F. Toch is ze nog vrij groot. De kortere compressieduur laat reeds iets kleiner primaire schadelijke ruimte toe. Deze kan echter door het gebruik van elastische inlaatkleppen nog belangrijk worden verminderd. Zoo zal bij 50 pCt. compressie en $\frac{1}{2}$ pCt.

betrekking hebben op zeeschepen van minstens 100 ton bruto inhoud.

Het totale aantal in 1914 te water gelaten zeeschepen bedraagt:

1.094 stoomschepen, metende	2.785.385 tonnen bruto.
225 zeilschepen " "	67.368 " "
1.319 schepen, metende	2.852.753 tonnen bruto.

KORTGEBOUWDE GELIJKSTROOM-CYLINDER MET EÉN UITLAATKLEP.



Schaal 1:15.

Fig. 27.

vooropening een schadelijke ruimte van 4 pCt. kunnen worden toegelaten. De compressieverhouding is dan rond 12. Bij atmosferischen tegendruk en een compressie-beginspanning van 1,2 K.G./c.M²., zou de eindspanning van de compressie boven de beginspanning liggen. Door dezen hoogen druk in den cylinder zal het elastische gedeelte van de klep een doorbuiging naar buiten krijgen, waardoor de stoom van hooge spanning naar de inlaatkleppenkast kan ontwijken. Daar zich dit in de buurt van het doode punt zal afspelen, is er voor het uitlaten van de geringe hoeveelheid compressiestoom een behoorlijke tijd beschikbaar.

De beweging der kleppen wordt afgeleid van een zij-as, welke niet langer is dan de fundatieplaat en den cylinder geheel vrij laat. De inlaatkleppen worden door één excentriek met schijfregulateur aangedreven, de uitlaatklep krijgt de beweging van een hefboom met dubbelen nok, aangedreven door een excentriek aan het einde van de zij-as. Desgewenscht kan dit excentriek nog verstelbaar worden gemaakt om een langer compressieduur bij lagen tegendruk te krijgen.

(Wordt vervolgd.)

Scheepsbouw in 1914.

Lloyd's Annual Summary of the World's Shipbuilding for the year 1914 bevat een aantal gegevens over den scheepsbouw over de geheele wereld, van genoegzaam belang om er hier eenige daarvan mede te deelen. Het volgende is daarnaar samengesteld.

In de eerste plaats zij opgemerkt dat die gegevens alleen

verdeeld over de verschillende landen als in Tabel I aangegeven, waarin de landen zijn gerangschikt naar de tonnenmaat der in 1914 te water gelaten schepen.

Uit dezen staat blijkt, dat zoowel het aantal schepen als de totale bruto inhoud voor de meeste landen in 1914 geringer was dan in 1913. Alleen Nederland bouwde in 1914 meer schepen met grooteren inhoud, terwijl voor Japan en Noorwegen het aantal schepen wel kleiner, doch de bruto inhoud daarvan grooter was.

De gemiddelde tonnenmaat der schepen wordt gestadig grooter (2163 ton in 1914 tegen 1904 ton in 1913), zooals te zien is in Tabel II, ofschoon daaruit ook blijkt dat er wel jaren zijn geweest waarin achteruitgang is waar te nemen.

Het grootste in 1914 te water gelaten schip is de „Bismarck” (56.000 ton), te Hamburg gebouwd; daarop volgen de in Engeland gebouwde schepen „Britannic” (47.500 ton), „Statendam”, voor de Holland-Amerika-lijn (32.000 ton), „Belgenland” (26.000 ton) en het in Duitschland gebouwde schip „Johann Heinrich Burchard” (21.000 ton).

In de verschillende landen werden te water gelaten.

105 schepen met een bruto inhoud van 6.000 tot 10.000 ton.
15 " " " " " " " 10.000 " 15.000 "
10 " " " " " " " 15.000 en meer.

Volgens het Isherwood-systeem werden gebouwd 44 schepen, met 279.871 ton inhoud, terwijl 40 schepen met 241.391 ton inhoud zijn ingericht voor het vervoer van olie (tank-schepen).

14 schepen met een gezamenlijken inhoud van 140.385 ton hebben alleen turbine-machines, terwijl 12 schepen, met een

Beraadslaging.

Het lid W. Elenbaas bevestigt de goede uitwerking van een oordeelkundig bindmiddel.

De President bedankt de heeren VAN DRONGELEN en ROTTEVEEL voor hun bijdragen tot oplossing van het wegen-vraagstuk, in het bijzonder den heer VAN DRONGELEN als niet-technicus.

AFDEELING VOOR ELECTROTECHNIEK.

Verslag van de gedelegeerden der Afdeling Electrotechniek van het Kon. Instituut van Ingenieurs bij het theoretisch monteurs-examen, gehouden in de maand October 1914 vanwege het Genootschap Mathesis Scientiarum Genitrix te Leiden.

Ingevolge de hun door het Bestuur der Afdeling opgelegde taak ter bijwoning van het monteursexamen van het Genootschap M. S. G. te Leiden, bezochten ondergeteekenden den 8sten October genoemde school, ter bezichtiging van de door de candidaten in den loop van den cursus vervaardigde teekeningen, terwijl op den 19den October de mondelinge examens werden bijgewoond en aan de beraadslagingen over den uitslag werd deelgenomen. Bovendien werd het schriftelijk werk op het examen gemaakt, hun daartoe thuisgezonden, ingezien.

Bij de bezichtiging der door de candidaten in den loop van den cursus vervaardigde teekeningen bleek, dat deze in het algemeen met bijzonder veel zorg waren uitgevoerd. De meeste teekeningen bestonden uit schakelschema's van motoren en dynamo's, welke door de candidaten zelf ontworpen waren aan de hand van bepaalde opgaven, terwijl ook constructietekeningen van dynamo's en schakeltoestellen werden aangetroffen, naar bepaalde schetsen der samenstellende onderdeelen geconstrueerd. In het bijzonder zouden ondergeteekenden op den voorgrond willen stellen, dat het teekenen aan de hand van bepaalde opgaven, waarbij de leerlingen zelf moeten trachten het schema of het voorwerp in elkaar te zetten, de ontwikkeling van den aanstaanden monteur zeer ten goede zal komen en zijn liefhebberij in het vak zal aanwakkeren. Het spijt ondergeteekenden echter onder de vele nuttige teekeningen zoo weinig schema's van elektrische huis- of fabrieksinstallaties aangetroffen te hebben, te meer daar het juist deze zijn, waarmede de aanstaande monteur meestal het eerst te maken krijgt, en zij zich bovendien zoo goed leenen tot een eenvoudig ontwerp, waaraan tal van electrotechnische vraagstukken verbonden kunnen worden.

In het algemeen was de indruk, dat het teekenenwerk in de goede richting geleid werd, hetgeen ten overvloede nog bleek uit de antwoorden van eenige candidaten op vragen, die ondergeteekenden naar aanleiding van het betreffende teekenenwerk stelden.

Het schriftelijk examen bestond uit het maken van eenvoudige vraagstukken, ontleend aan de gelijkstroom- en wisselstroomtechniek, het maken van eenige electrotechnische opstellen en het inleveren van een verslag van eenige praktische oefeningen. Ofschoon de vraagstukken zich zeer goed leenden om te bewijzen, dat de candidaten met verschillende elektrische grootheden kunnen rekenen en omgaan, meenen ondergeteekenden toch meer waarde aan de opstellen, eventueel vermeerderd met eenige meer bepaalde theoretische vragen, te moeten toekennen.

Voor zoover ondergeteekenden hierover konden oordeelen, kregen zij wel den indruk, dat naar vereenvoudiging van de leerstof was gestreefd, alhoewel naar hun meening in deze richting nog verder kan worden voortgegaan. Zelfs voor een theoretische monteursopleiding zou een behandeling van meer praktische onderwerpen zeer goed op haar plaats zijn. Verder betreuren ondergeteekenden het, dat nog steeds aan de zwakstroomtechniek bij dezen cursus geen aandacht wordt geschonken, alhoewel vele van de candidaten daarmee in hun later leven ook te maken zullen krijgen. Waar het avondonderwijs in de electrotechniek op sterkstroomgebied zoozeer in een behoefte voorziet, twijfelen ondergeteekenden er niet

aan of de aanvulling der behandelde stof met eenige onderwerpen uit de zwakstroomtechniek zou den goeden naamder school wel ten goede komen.

Ten slotte moeten ondergeteekenden volstaan met de opmerking dat om een meer gedetailleerd oordeel over het onderwijs te geven, meerdere bezoeken in den loop van den cursus in plaats van alleen tijdens de examens noodzakelijk zouden zijn.

Delft.

's-Gravenhage.

H. W. L. BRÜCKMAN e. i.

A. B. VAN HAMEL e. i.

REDACTIONEEL GEDEELTE.

Gelijkstroom-Stoomwerktuigen

DOOR

Prof. G. BROUWER w. i.

(Met afbeeldingen.)

II.

(Slot, vervolg van bladz. 355.)

Kortgebouwde gelijkstroom-machine met één uitlaatkraan.

Met behoud van de kleine primaire schadelijke ruimte kan de secundaire ruimte belangrijk worden verminderd door het toepassen van een kraan als uitlaatorgaan. Een kraan komt als uitlaatorgään, ongeveer op het midden van den slag, zeer sterk in aanmerking, wijl de temperatuur en de druk van den stoom ter plaatse laag zijn. De hoogste druk komt overeen met dien van de expansie in het midden van het diagram. Wordt de kraan tevens uitgevoerd met dubbelen uitlaat, zoals fig. 28 aangeeft, dan kan de kraanmiddellijn klein zijn, waardoor gunstige bewegingsvoorwaarden worden geboden. Vergeleken met een gewone uitlaatkraan aan het einde van den slag is deze uitlaatkraan in bijzonder gunstige conditie. De gewone uitlaatkraan staat onder invloed van de hooge stoomspanning bij toelaat en expansie, heeft een groote schadelijke ruimte, geeft veel wrijvingsarbeid en aanleiding tot verlies door lekken.

Hier, bij de kortgebouwde machine, is de kraan door den zuiger van de hoogedruk-zône volkomen gescheiden. Ze ondervindt slechts druk over totaal $\frac{1}{4}$ van een omwenteling en dan nog een zeer lagen druk. Een dergelijke kraan kan zonder bezwaar afsluiten tegen den cylinderwand zelf, waardoor een zeer kleine secundaire schadelijke ruimte wordt verkregen. Bij de constructie van fig. 28 bedraagt dan ook deze schadelijke ruimte nog geen 2 pCt. Ze zal èn door den kleinen inhoud èn door de lage temperatuur van den expansiestoom van zeer geringen invloed op het stoomverbruik zijn. Naast de kleine schadelijke ruimte en zeer ruimen doortocht bij kleinen kraanweg, biedt de kraan door de gunstige stroomlijnen weinig weerstand aan den uitlaattstoom. Bij den horizontalen cylinder worden de openingen in den cylinderwand gelijktijdig geopend en gesloten met de tegenover liggende openingen in het kraanhuis.

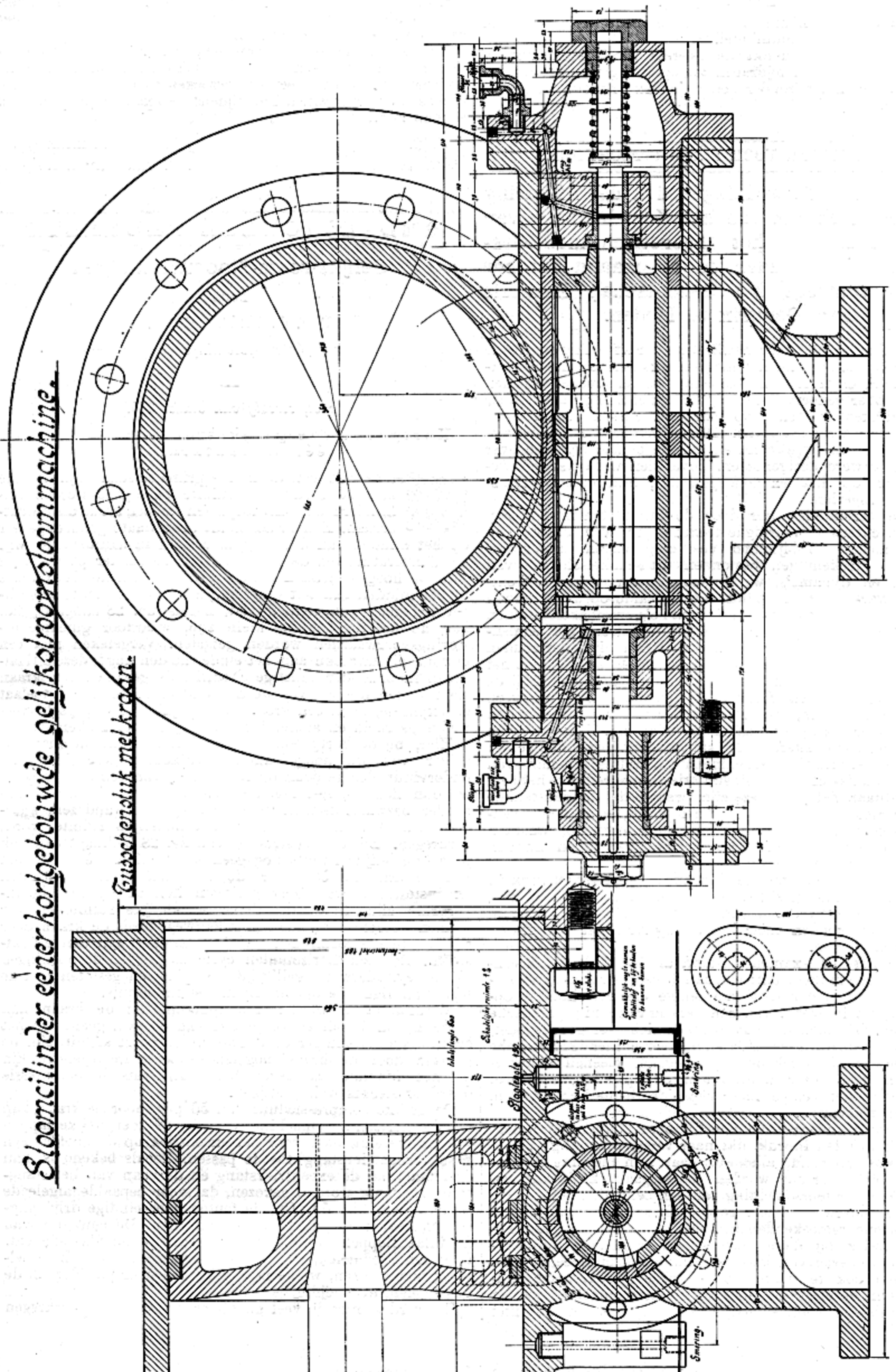
De afmetingen worden zoo gekozen, dat de kraan aan beide zijden dezelfde compressie van 50 pCt. geeft. Op het oogenblik, dat de zuiger de tweede uitlaatpoort afsluit, zijn de poorten door de kraan nog iets geopend. De tegendruklijn in het diagram zal tegen het begin van de compressie daardoor slechts weinig stijgen.

De gelijke compressieduur van 50 pCt. door de kraan, kan bij de horizontale machine van fig. 29 met gelijke lappen worden bereikt door voor het excentriek op de hoofdas een korte excentriekstang toe te passen. Zooals bekend is, kan de lengte van de excentriekstang en de baan van het stangeinde zoodanig worden gekozen, dat voor bepaalde afgelegde zuigerwegen, hier 50 pCt., de fouten door eindige drijfstanden excentriekstanglengte elkaar opheffen. De beweging van de inlaatkleppen wordt eveneens van de hoofdas afgeleid. Door een excentriek, met schijfreguleur, wordt de schommelstang met nokken, welke is opgehangen door geleiders in de klepstoele, evenwijdig bewogen.

Er worden hierbij veel gunstiger verhoudingen verkregen

Stoomcylinder eener kortgebouwde gelijklozooommachine.

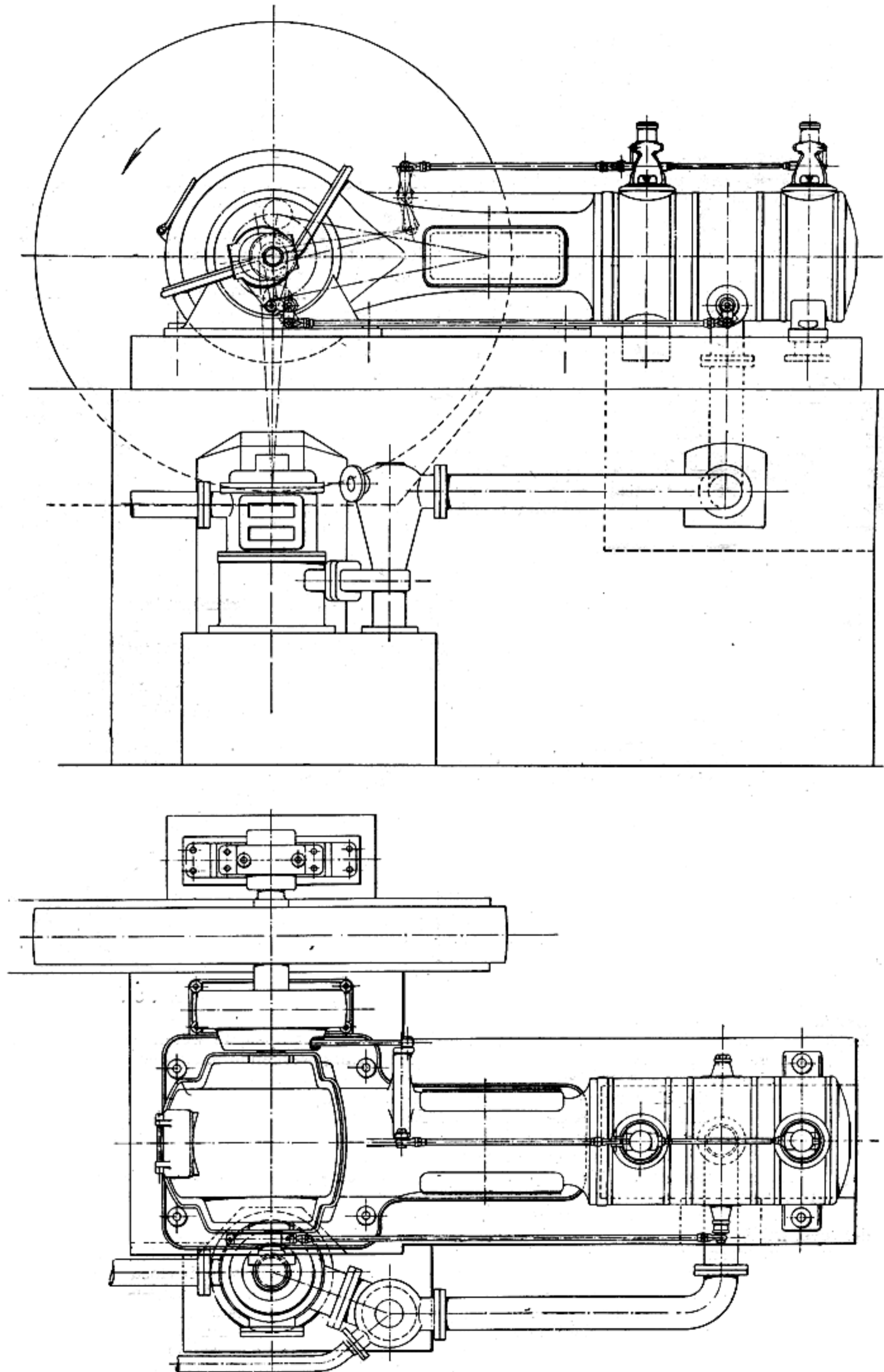
Tusschenstuk met kraan.



Schaal 1:5.
Fig. 28.

KORTGEBOUWDE HORIZONTALE GELIJKSTROOM-MACHINE MET EEN UITLAATKRAAN.

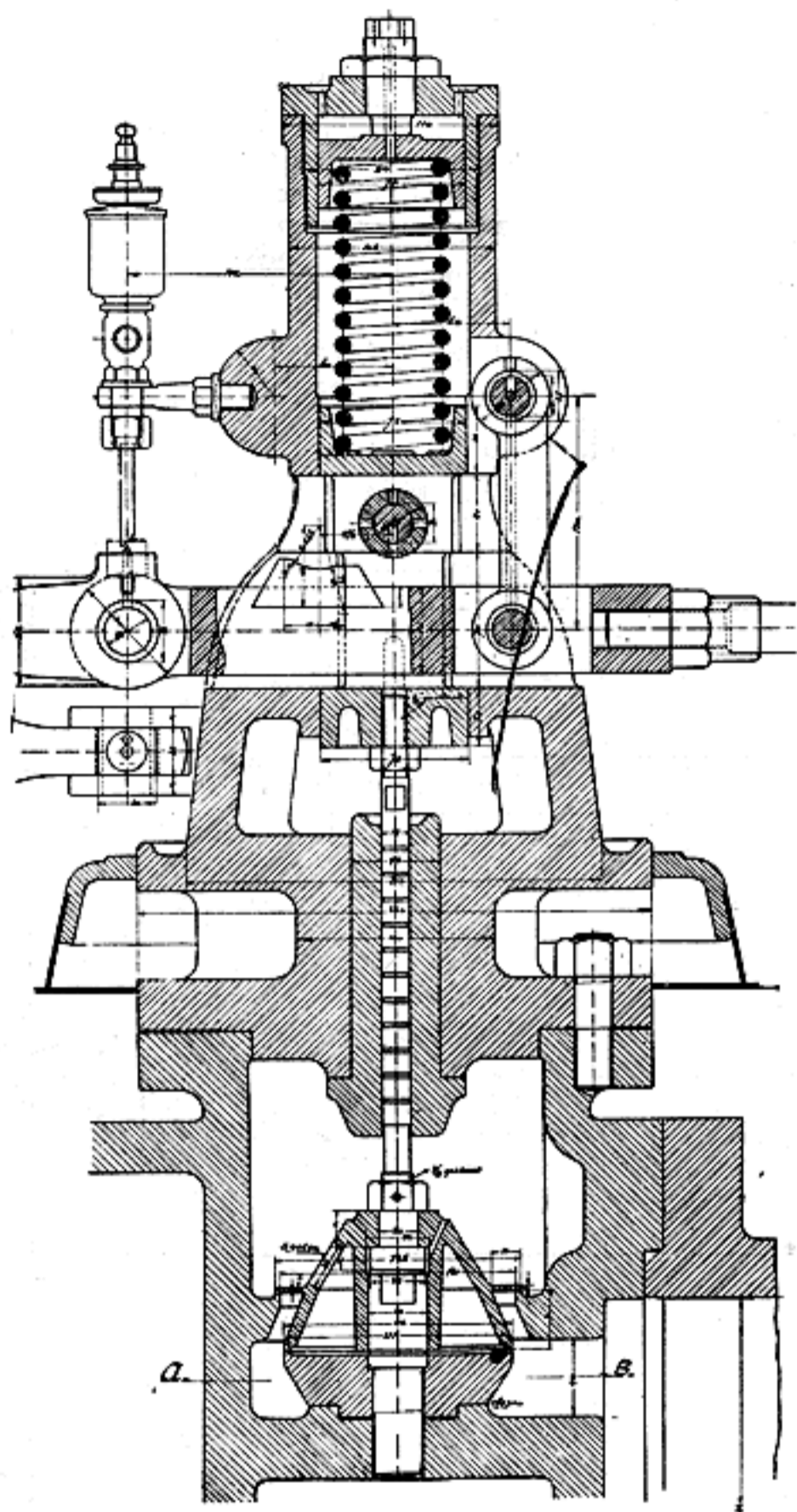
Middellijn cylinder 360 m.M.
 Slaglengte . . . 450 »
 Omw. per minuut 200.



Schaal 1 : 30.
 Fig. 29.

dan bij de stang van STUMPF, welke een rechtlijnige verplaatsing krijgt. De gewenschte klepheffingen kunnen met een kleine excentriciteit worden verkregen. De constructie van klepstoel, elastische klep en kleplichter is in fig. 30

KLEPSTOEL MET KLEP EN KLEPLICHTER.



Schaal 1:5.
Fig. 30.

afzonderlijk afgebeeld. De nok is als gehard stalen stuk in de schommelstang aangebracht. De beweging is gemakkelijk te controleeren en vernieuwing van het nokkenprofiel op eenvoudige wijze mogelijk. De juiste vorm van de nok en de grootte der klepheffingen, welke er mede worden verkregen, zijn in den uitslag van fig. 31 aangegeven.

Ter bepaling van de klepheffing laat men de nok staan en beweegt de rol in tegengestelde richting over de nok, terwijl men gelijktijdig het rolmiddelpunt zooveel laat dalen als de rijzing van de nok zou bedragen.

Elk punt van de nok beweegt zich volgens een cirkelboog met straal gelijk aan de lengte van de ophangstangen. De nok zelf zal zich evenwijdig verplaatsen. De heffing van de klep is de som van twee verticale verplaatsingen. De eene is het gevolg van de verticale verplaatsing van de nok nadat de aanraking is begonnen. De andere is het gevolg van de verticale verplaatsing, welke het rolmiddelpunt zou krijgen, als de nok zich rechtlijnig in horizontale richting zou verplaatsen. De laatste beweging omgekeerd uitgevoerd, waarbij de nok stil staat en de rol zich over het profiel in tegengestelde richting beweegt, doet de z.g. middelpuntsbaan ontstaan. Voor de eerste verticale verplaatsingen moet in werkelijkheid een cirkel uit het punt B worden getrokken, in den uitslag een cirkel met gelijken straal uit het punt C.

De werkelijke beweging van het excentriekmiddelpunt heeft plaats volgens den cirkel uit O, de beweging van dit punt voor den uitslag volgens den cirkel uit O₁ als middelpunt. De geteekende machine van 360 m.M. cylindermiddellijn, 450 m.M. slaglengte en 200 omwentelingen per minuut, zal normaal 120 I.P.K. kunnen ontwikkelen.

Uit vorenstaande mag blijken, dat bij de constructie van deze kortgebouwde gelijkstroom-kleppenmachine met uitlaatkraan, zooveel mogelijk werd voldaan aan de voorwaarden voor een gunstig stoomverbruik. De machine is voor elken in het normale bedrijf te verwachten tegendruk, zonder verdere complicatie veilig, heeft een geringe plaatsruimte en vereischt weinig bediening.

Kortgebouwde, snelloopende, gelijkstroomstoomwerktuigen.

Een groot terrein, waarbij van deze gunstige eigenschappen der kortgebouwde gelijkstroom-machines kan worden partij

HET BEPALEN VAN DE KLEPHEFFINGEN.

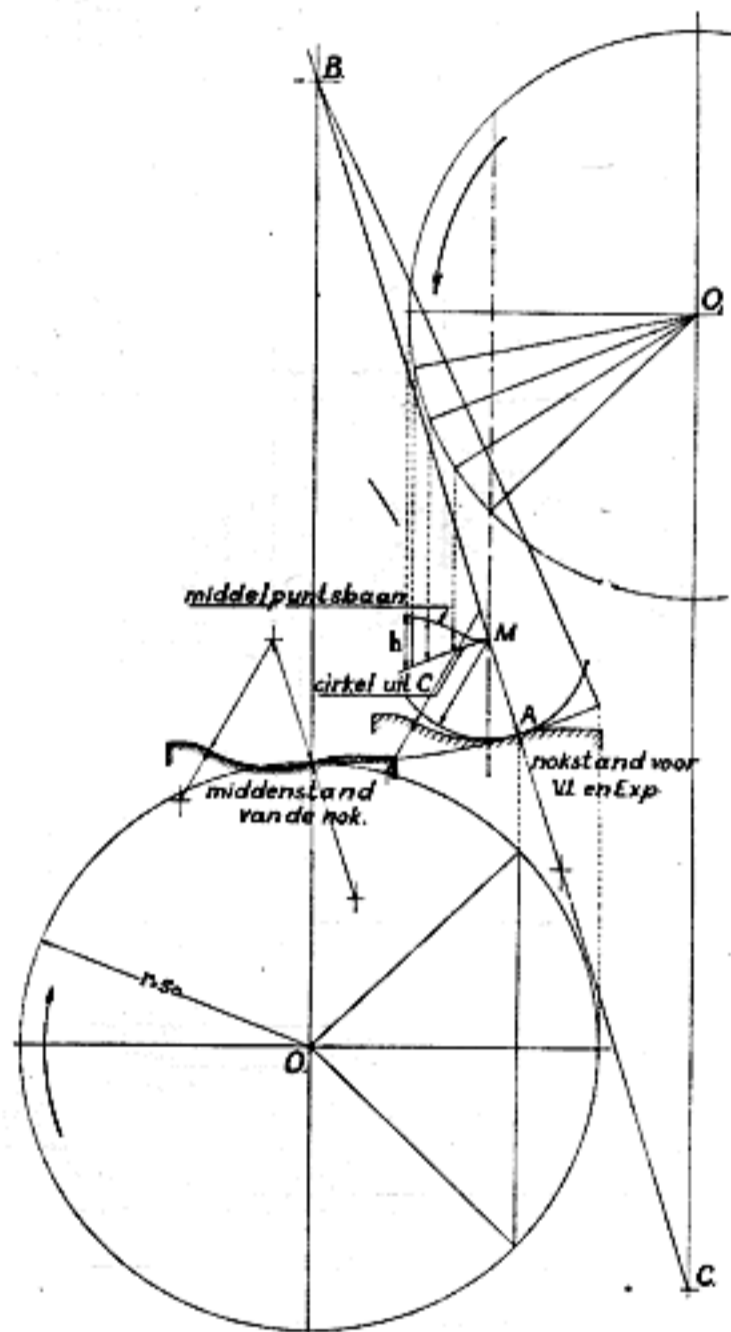


Fig. 31.

getrokken, ligt open, te weten dat der eenvoudig gebouwde, doch zuinig werkende snelloopende stoommachines. Wanneer men de drie standaardtypen dezer machines n.l. de compound Westinghouse, de compound-tweeling Willans en de compound Belliss uit een oogpunt van zuinigheid beziet, dan zijn de resultaten voor normale stoomspanningen en temperaturen zeker niet schitterend, als men deze vergelijkt met de cijfers van de één-cylinder gelijkstroom-stoommachine. De Willans-machine heeft van de drie verreweg de gunstigste cijfers. Wanneer men let op de centrale stoomverdeling met geringe schadelijke ruimten en oppervlak en verder op de verwarmde deksels, dan behoeft dit niet te verwonderen.

Een minder gunstige invloed treedt bij deze machine op door de afkoeling van de zuigers aan den benedenkant door receiver- en exhauststoom, resp. in H.D.- en L.D.-cylinder, terwijl ook het gebruik van één poort voor in- en uitlaat van slechten invloed is. Ook de afkoeling van de holle zuigerstang met groot oppervlak, door den uitlaatstoom, vormt een minder gunstigen factor.

Tabel no. 5 bevat voor enkele dezer machines het stoomverbruik. Als gemiddelde is het verbruik voor een machine van WESTINGHOUSE of BELLISS van 150 I.P.K., werkende met

TABEL V.

Stoomverbruik van snelloopende stoomwerktuigen.

Stoomwerktuig.	Normaal vermogen bij proef in I.P.K.	Stoomdruk in K.G./c.M ² . overdruk; verzadigde stoom.	Stoomverbruik per uur per I.P.K. in K.G.
WESTINGHOUSE:			
Comp. zonder condensatie.	142	8,1	10,2
Comp. met condensatie.	170	8,3	8,2
WILLANS:			
Hoogedruk zonder condensatie.	170	5	12 1)
Hoogedruk met condensatie	66	5	10,1
Comp. met condensatie.	53	8,6	6,9
III Comp. met condensatie	400	13,1	5,7
BELLISS:			
Comp. zonder condensatie.	45	8,3	13,3
Comp. met condensatie.	45	8,3	11,7
Comp. met condensatie.	200	8,3	8

condensatie en met verzadigden stoom van 8 atmosfeer, ongeveer 8 K.G. per uur en per I.P.K. Bij kleiner afmetingen der machines is het belangrijk hooger.

De dubbelwerkende één-cilinder- en ook de enkelwerkende twee-cilinder-machine, gebouwd volgens de beginselen der kortgebouwde gelijkstroom-machine, moeten een gunstiger stoomverbruik kunnen hebben.

Voorwaarde is, dat de constructie en de bediening tevens zoo eenvoudig mogelijk moeten zijn. Voor het groote aantal omwentelingen, dat bij deze machines wordt toegepast, zijn kleppenbewegingen niet aan te bevelen. De zuigerschuif met afdichting door veeren, aangedreven door een excentriek met schijfregulateur, is hier het aangewezen inlaatorgaan,

Enkelwerkende één-cilinder machine met één schuif.

Stelt men den grootsten eenvoud in den bouw als voorwaarde, terwijl men daarna pas op de zuinigheid let, dan is er reeds veel te bereiken met één schuif, welke voor in- en uitlaat dient, doch hiervoor op gescheiden poorten werkt. De dubbelwerkende cilinder geeft dan echter nogal complicatie, terwijl de enkelwerkende een zeer eenvoudige constructie toelaat.

Fig. 32 geeft een afbeelding van een enkelwerkenden horizontalen snellooper met één schuif. Fig. 33 laat de constructie van den cilinder met de schuif zien. De zuiger verplaatst zich alleen bij den uitgaanden slag over de uitlaatpoort. De ligging van deze poort kan gekozen worden naar den gewenschten compressieduur.

Brengt men de poort op 45 pCt. afstand van de dekselzijde aan, dan zou voor 45 pCt. compressie de schadelijke ruimte ongeveer 5 pCt. kunnen bedragen. De constructie van den cilinder brengt een schadelijke ruimte van 5 pCt. wel haast noodzakelijk mede.

Terwijl de compressie door den zuiger onveranderlijk is en tevens de kleinste, welke bereikt kan worden, zal de schuif een grootere compressie kunnen geven. Het excentriek wordt door den reguleur, overeenkomstig de belasting der machine, veresteld.

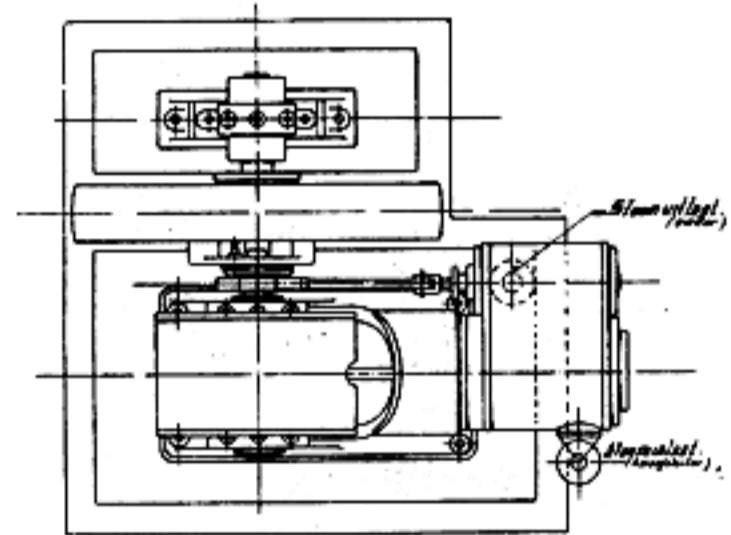
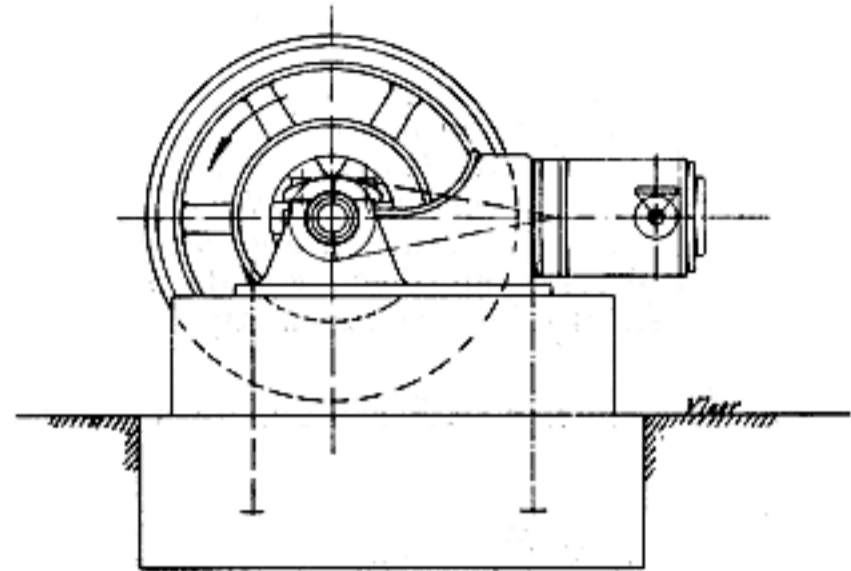
Bij kleiner belasting wordt de hoek van voorijling grooter, de excentriciteit kleiner. De compressie neemt toe evenals de vroege uitlaat. De eenvoudige bouw brengt derhalve mede, dat dit in den koop wordt opgenomen. De grootere compressie levert bij werking met condensatie geen bezwaar. Wel bij atmosferischen tegendruk.

Uit het stoomschuifdiagram van fig. 34 volgt een compressie van 55 pCt. bij 1 pCt. toelaat, terwijl voor nul vulling de compressie ongeveer 56 pCt. zal bedragen. Voor 15 pCt. toelaat sluiten zuiger en schuif de poort gelijktijdig af en zal de compressie 45 pCt. bedragen.

Met de grootste waarde der compressie van 56 pCt. moet derhalve rekening worden gehouden. Een gunstige omstandig-

ENKELWERKENDE SNELLOOPER MET EÉN SCHUIF EN GESCHIEDEN POORTEN VOOR IN- EN UITLAAT.

Middellijn cilinder 250 m.M.
Slaglengte . . . 300 »
Omwentelingen . 300 per minuut.

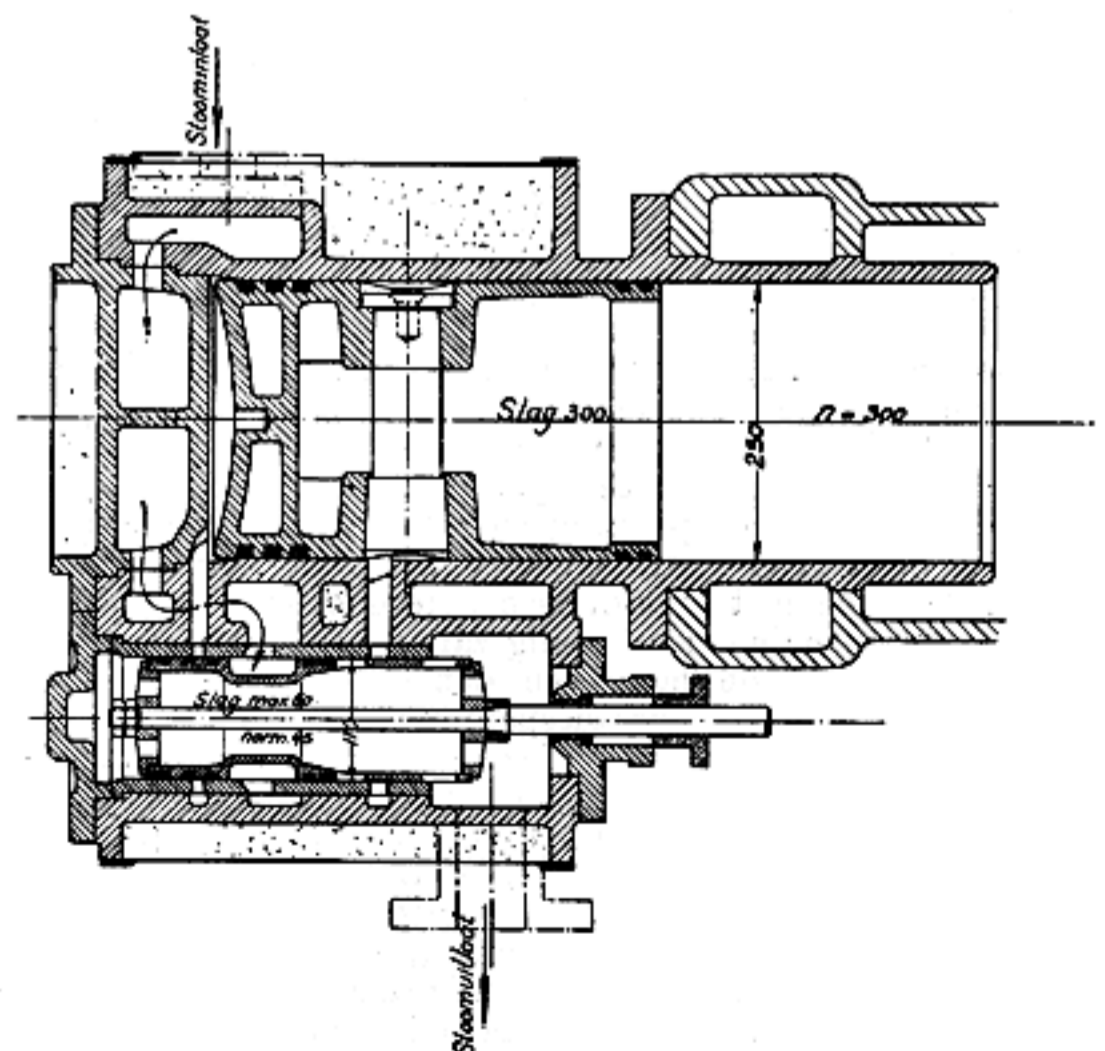


Schaal 1:40.

Fig. 32.

heid is het echter, dat de groote compressie pas bij zeer kleinen toelaat optreedt. De gemiddelde wandtemperatuur is bij de sterke expansie laag en de stoom zal aan het einde van de expansie een groot watergehalte hebben. Bij kleinen toelaat zal daardoor de compressielijn minder steil loopen. Bij grooteren toelaat is de compressieduur zelf kleiner en werkt ook de grootere vooropening gunstig op den compressie-

DOORSNEDE VAN DEN CYLINDER MET SCHUIF.



Schaal 1:10.

Fig. 33.

einddruk. Een schadelijke ruimte van 6 pCt. met 1 pCt. vroegen inlaat voor normale belasting zal dan ook voldoende zijn. Wil men echter ook bij een lager stoomspanning dan 10 K.G./c.M². en bij atmosferischen tegendruk een niet te hooge compressie, dan kan de schadelijke ruimte iets worden vergroot. In de diagrammen is deze op 8 pCt. aangenomen en werden alle compressielijnen volgens $p v = c$ geteekend met een tegendruk in de diagrammen van 1,2 K.G./c.M². De machine zal bij een cylindermiddellijn van 250 m.M., een slaglengte van 300 m.M. en 300 omwentelingen per minuut, normaal 30 I.P.K. kunnen ontwikkelen. Voor kleine bedrijven, waarbij een groot gedeelte van den afgewerkten stoom nog voor verwarming dienst kan doen, zou de machine zonder condensatie kunnen worden gebruikt. Op een enkel punt

STOOMSCHUIFDIAGRAM EN INDICATEURDIAGRAMMEN DER MACHINE VAN FIG. 32.

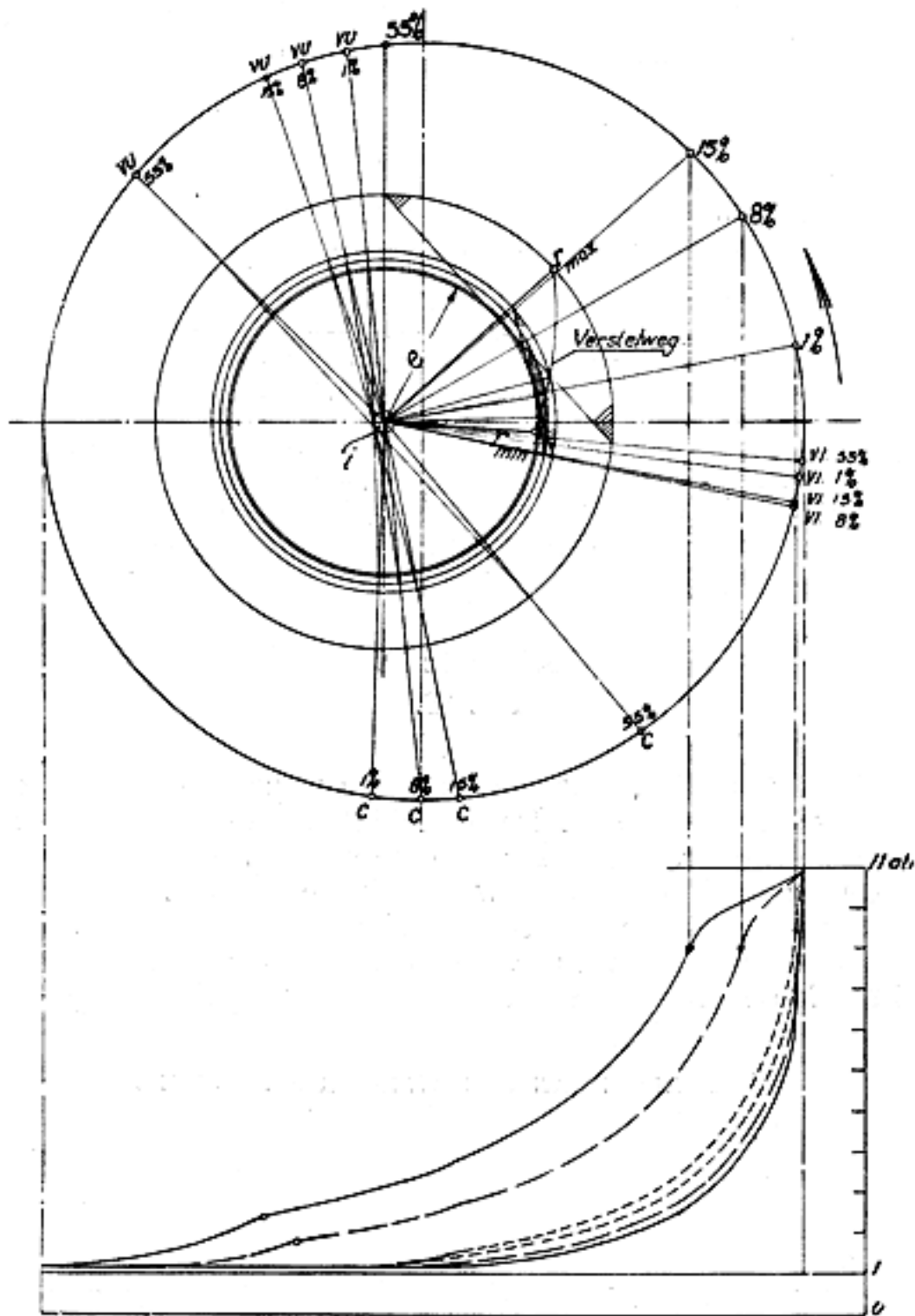


Fig. 34.

zij nog geweest. Er stroomt geen uitlaatstoom door het verwarmde gedeelte van de schuif. De verse stoom stroomt door het deksel en verwarmt tevens de inlaatpoort. De machine heeft slechts één pakkingbus. Deze staat onder stoom van de uitlaatspanning en zal gemakkelijk dicht zijn. Uitlaat heeft door de inlaatpoort niet plaats. Drukwisseling zal bij werking met atmosferischen tegendruk niet optreden, zoodat de machine zeer rustig zal loopen. De versnellingsdruk in de tweede helft van den teruggaanden slag blijft n.l. beneden de compressiespanning van den stoom. De schijfreguleur kan in het vliegwiel worden aangebracht en van zeer eenvoudige constructie zijn.

De indicator-diagrammen dezer machine, met hooge en nagenoeg constante compressie, laten onmiddellijk zien, dat smoorklepregeling hierbij geheel uitgesloten is. Het behoeft hier nauwelijks te worden vermeld, dat een zuinige één-cylinder machine moeilijk verenigbaar is met smoorklepregeling. Ofschoon deze regeling bij compound- en triple-compound-machines veel van haren ongunstigen invloed verliest, vooral bij normale belasting, ziet men toch in den laatsten tijd, dat het voordeel van regeling van den toelaat

door enkele bekende voorstanders van smoorklepregeling wordt erkend.

Zoowel bij de machine van WILLANS als bij die van BELLISS wordt n.l. gelijktijdig met de verstelling van de smoorschuiif een verandering in den toelaat tot stand gebracht. Het beginsel komt ongeveer overeen met de Riderschuiif. Door den reguleur wordt bij de machine van BELLISS de smoorklep versteld en de smoorschuiif gedraaid (1). Deze heeft schuine kanten, welke langs daarmede evenwijdige zijden van de poort afsnijden (fig. 35). Bij de machine van

SCHEMA VAN DE GECOMBINEERDE REGELING VAN EEN BELLISS' MACHINE.

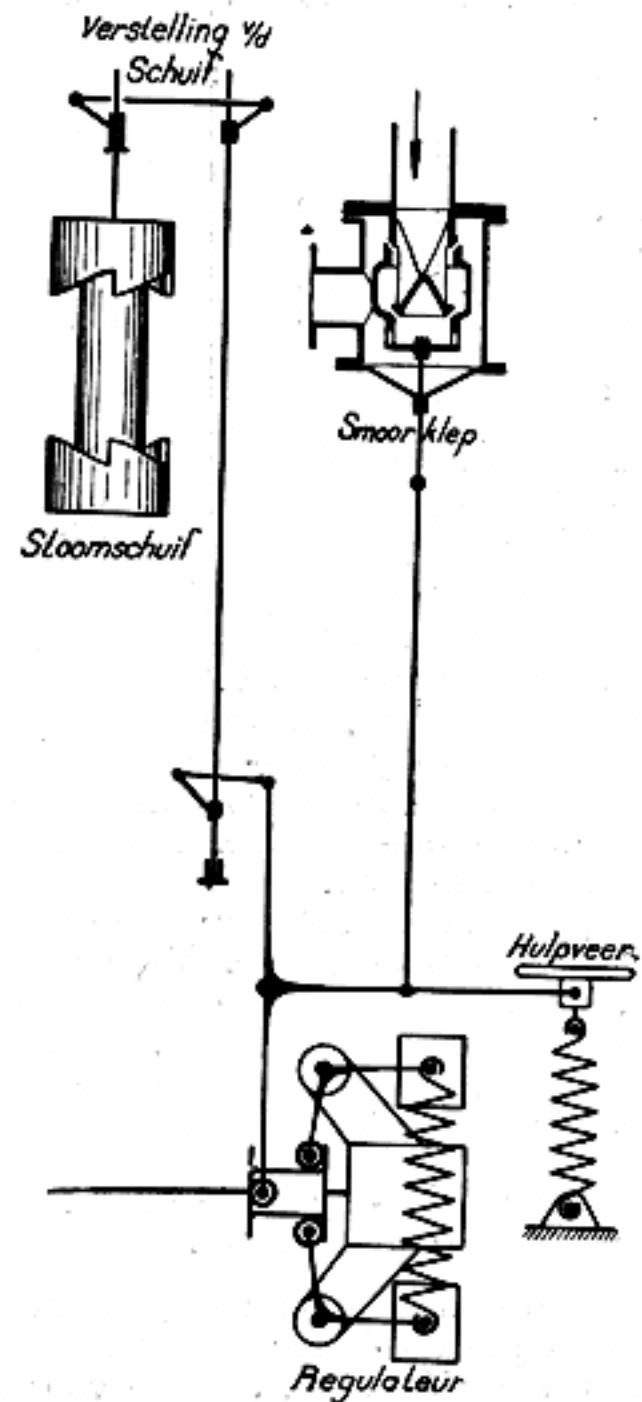


Fig. 35.

WILLANS ver stelt de reguleur de smoorschuiif en werkt op een servo-moteur (2). De laatste verdraait een leibus met schuine gaten, langs welke zich de holle zuigerstang, eveneens met schuine gaten, beweegt. Bij de gewone constructie van WILLANS wordt de toelaat bepaald door de beweging van de holle zuigerstang ten opzichte van de pakkingbus. Bij de nieuwe constructie door de beweging ten opzichte van de leibus met schuine gaten. Door draaiing van de laatste wordt de lap en daarmede de toelaat veranderd. De vroegen inlaat kan hierbij constant blijven, daar deze wordt bepaald door de relatieve beweging van zuiger en centrale schuif.

Bij de machine van BELLISS zal naast de verandering in den toelaat ook verandering van den vroegen inlaat ontstaan.

Bij toenemende lap en afnemenden toelaat wordt de vooropening kleiner en al spoedig negatief. De verandering in den toelaat wordt dan ook terecht slechts binnen enkele tienden van den slag uitgevoerd en wel boven den normalen toelaat.

De smoorklepregeling werkt n.l. minder ongunstig naarmate de vaste toelaat dichter ligt bij den normalen toelaat voor hoogste stoomspanning. De machine kan dan echter niet of slechts weinig worden overbelast. Om nu de machine te kunnen overbelasten, zonder de daarmede gewoonlijk gepaard gaande sterke drukvermindering bij normale belasting en daar beneden te ondervinden, werd de inrichting voor verandering van den toelaat boven den normalen aangebracht.

(1) Zie «A. manuel. of the highspeed steam engine», by H. K. PRATT, blz. 123.

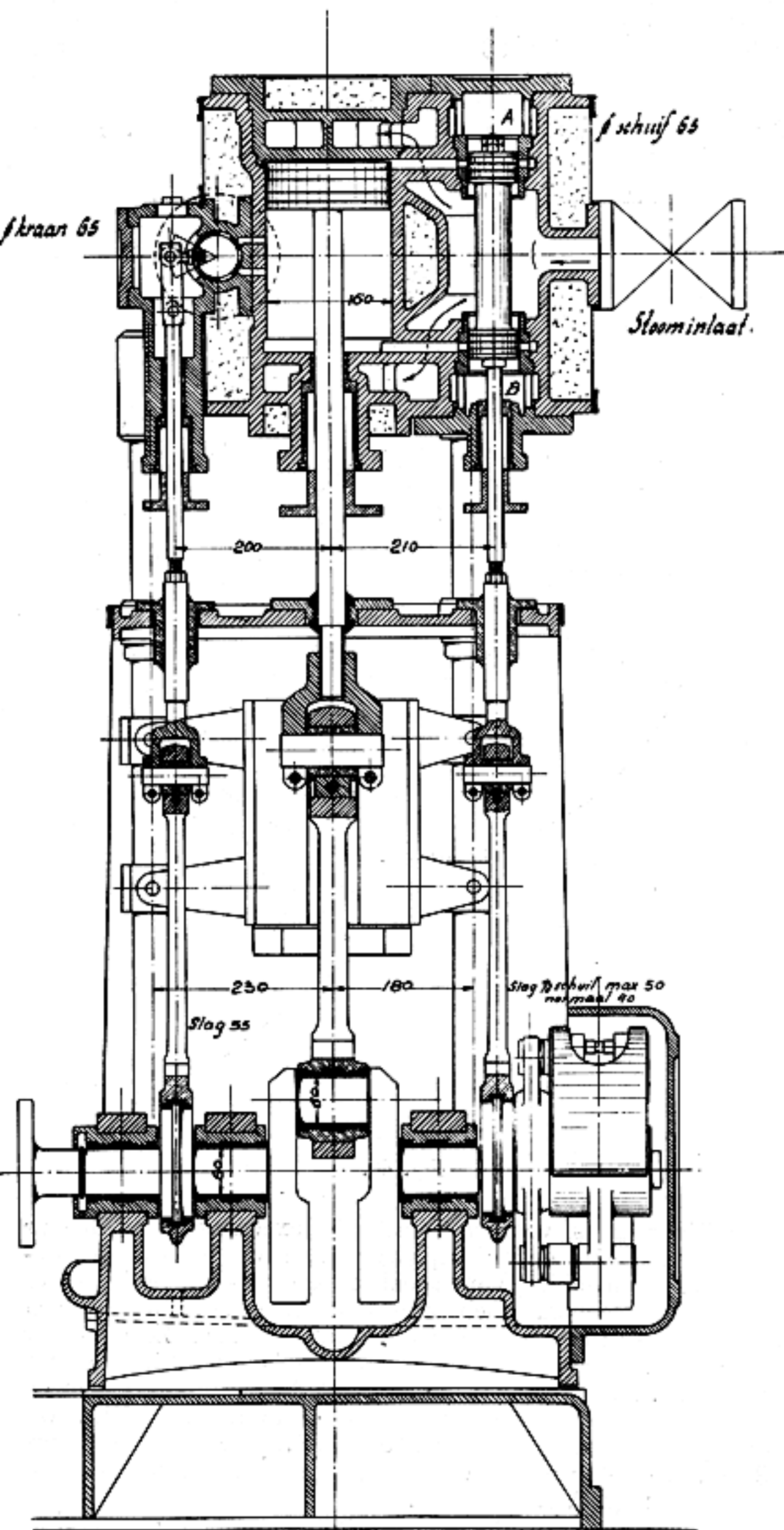
(2) Zie, als boven, blz. 119 en 120.

De inrichting moet zoodanig zijn, dat beneden den normalen toelaat alleen de smoorklep werkt en de toelaat onveranderd blijft.

Dat de machine er door de toepassing van een dergelijk tweelachtig beginsel niet eenvoudiger op wordt is duidelijk.

VERTIKALE KORTGEBOWDE SNELLOOPER MET UITLAATKRAAN.

Middellijn cylinder 160 m.M.
Slaglengte . . . 180 m.M.
Omwentelingen . . 400 per minuut.



Schaal 1:10.

Fig. 36.

De reguleur zal bij directe werking zwaarder moeten zijn, ofschoon de gunstige omstandigheid, welke bij de verstelling van een Riderschuif optreedt, ook hier bestaat. Bij beide zal de wrijving bij de beweging bijna geheel door het excentriek worden overwonnen en zal elke verstelkracht een draaiing veroorzaken.

Bij de inrichting aan de machine van WILLANS is dit niet het geval. De verstelling van de stilstaande bus kost veel

meer arbeid, vandaar de noodzakelijkheid van een servomoteur.

Bij de hier volgende snelloopende machines zal de regeling steeds plaats vinden door verandering van den toelaat, terwijl de compressie constant wordt gehouden en door den zuiger zal worden vastgesteld. De vroege uitlaat zal daarentegen door het uitlaatorgaan worden bepaald.

Kortgebouwde gelijkstroom-snellooper met uitlaatkraan.

Bij de dubbelwerkende verticale machine (fig. 36) heeft de toelaat weer plaats door een binnenladende zuigerschuif. Terwijl echter bij de machine van fig. 32 de inlaatpoort door den buitenkant van de schuif niet werd geopend, is dit hier wel het geval. Het is n.l. gewenscht om bij de schuifstang een lage stoomspanning te hebben. De pakkingbus kan eenvoudig zijn en er zal weinig reactie door wrijving op den reguleur worden uitgeoefend. Om de uitlaatspanning op de pakkingbus te krijgen, zouden de ruimten A en B (fig. 36) met elkaar en met de uitlaatruijme van den cylinder verbonden moeten worden, of elk der ruimten A en B zou een afzonderlijke verbinding met de uitlaatruijme moeten hebben. In het eerste geval wordt de stoomschuif door stoom van de uitlaattemperatuur gekoeld. Om dit te vermijden kunnen de ruimten A en B gescheiden blijven en kan de schuif aan de buitenzijde een kortere overlapping hebben.

De schuif opent nu telkens de poorten aan de buitenzijde, waardoor de ruimten A en B met den cylinder en gelijktijdig met de uitlaatruijme in verbinding komen. De uitlaatpoorten staan dan n.l. tevens open.

Eventueel naar A en B doorgelekte stoom kan in de gewenschte richting door inlaatpoort, cylinder en uitlaatpoort ontwijken.

In de ruimten A en B zal door de beweging van de schuif een geringe compressie en daaropvolgende expansie plaats vinden. Dit kan op de regeling in gunstigen zin werken, daar hierdoor de traagheidskrachten in de schuifbeweging worden tegengewerkt. De reguleur wordt derhalve van deze periodieke weerstanden ten deele ontlast. Water bij het aanzetten in A gevormd kan gemakkelijk naar den cylinder ontwijken, terwijl het in B gevormde water bij het aanzetten, door een aftapkraan kan worden afgevoerd. Door de verwarming om de ruimten A en B door verschen stoom zal tijdens het bedrijf in deze ruimten geen water worden gevormd, daar de temperatuur in die ruimten zelf, door de lage spanning, eveneens laag is.

Bij den normalen toelaat kan tijdens den vroege uitlaat nog een oogenblikkelijke drukverhoging in A en B optreden. Op den reguleur kan deze echter niet ongunstig werken. De verstelweg staat dan vrijwel loodrecht op de richting van de excentriekstang, zoodat slechts een zeer kleine ontbondene volgens den verstelweg optreedt (fig. 37).

ONTBONDENE VOLGENS DEN VERSTELWEG TIJDENS DEN VROEGEN UITLAAT.

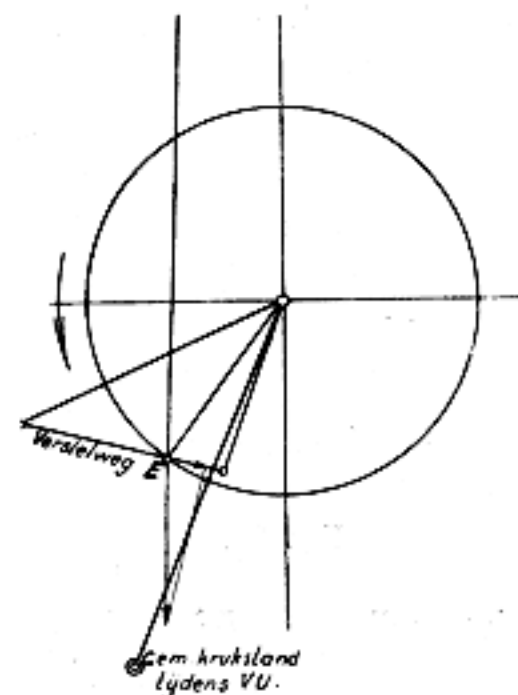


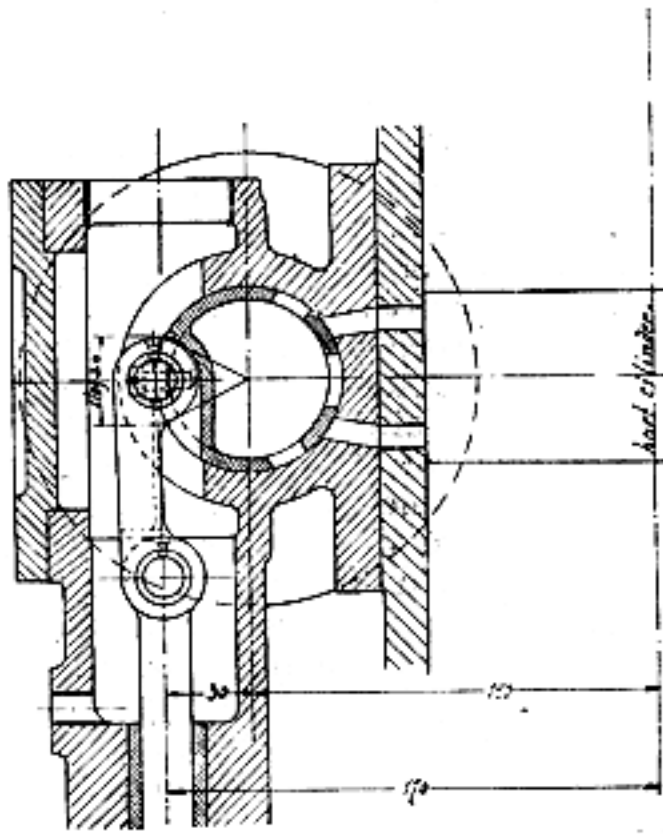
Fig. 37.

De zuiger geeft bij zijn beweging weer een compressie van 53 pCt.

Daar bij het aanzetten de inlaatschuif een grootere slag

maakt, zullen dan de inlaatpoorten aan de buitenzijde langer geopend zijn en zal het eerste gedeelte van de 53 pCt. compressie plaats vinden in een schadelijke ruimte, welke door den inhoud van *A* of *B* is vergroot. De einddruk van de compressie zal daardoor bij het aanzetten geringer zijn. De verse stoom verwarmt ook hier deksels en inlaatpoorten. Het gevormde water bij deze verwarming kan gemakkelijk

UITLAATKRAAN.



Schaal 1 : 4.
Fig. 38.

worden afgevoerd. De machine kan, evenals die van fig. 44, met een geringe wijziging zoo worden geconstrueerd, dat de verse stoom door de deksels stroomt.

Als uitlaatorgaan werd hier de kraan gekozen, daar deze weer de kleinste secundaire schadelijke ruimte biedt. Deze bedraagt nog geen 2 pCt., terwijl de primaire schadelijke ruimte om niet te hooge compressie-eindspanning bij atmos-

STOOMSCHUIFDIAGRAM VOOR DE INLAATSCHUIF VAN FIG. 36.

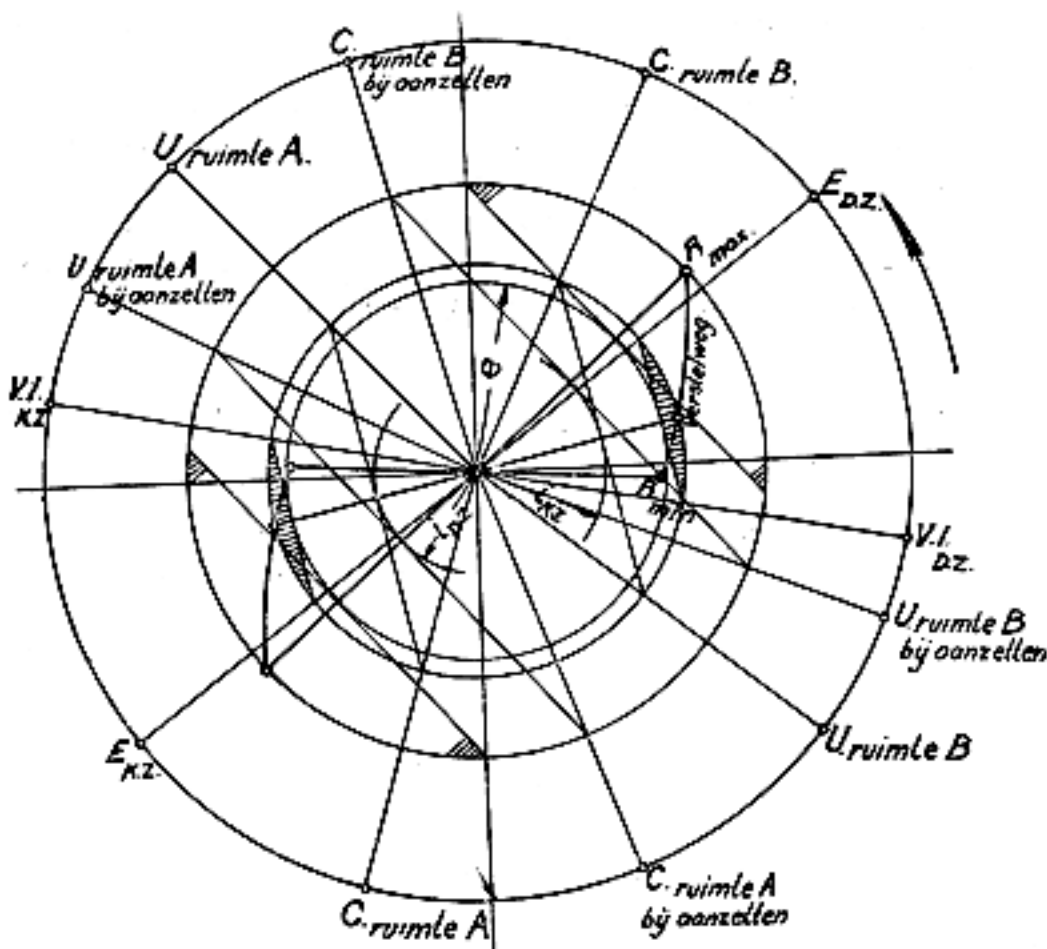


Fig. 39.

ferischen tegendruk te krijgen, op 5 à 6 pCt. wordt aangenomen. Bij een langgebouwde gelijkstroom-schuifmachine zou de schadelijke ruimte ook reeds 4 à 5 pCt. worden. Om de schadelijke oppervlakken aan de dekselzijde klein te houden, wordt de zuigerbevestiging zoo gekozen, dat deksel en zuiger geheel vlak kunnen zijn. De uitlaatstoom ontwijkt door de holle kraan, terwijl de kraanbeweging niet aan het einde, zoals gebruikelijk, doch in het midden is aangebracht. Dit geeft in de opstelling grooter eenvoud. Hiervóór werd er reeds

op gewezen, dat de kraan door den dubbelen uitlaat klein kan zijn en de schommelhoek eveneens van geringe afmeting is. Het geheele uitlaatorgaan weegt nog geen 2 K.G. De druk, welken de kraan ondervindt, is zeer gering, zoodat de weerstanden bij de beweging en de slijtage van geringen omvang zullen zijn. De constructie van de fundatieplaat met kolommen, leibaan, enz. komt overeen met die van de snelloopers met druppelsmering, door de Electrotechnische Industrie te Slikkerveer vervaardigd. Het kraan-excentriek bevindt zich buiten het kussenblok, dat naast de kruk zit. Het buitenblok kan dan het gewicht van vliegwiel en generator opnemen. Wordt het aandrijven van de kraan gewijzigd volgens fig. 38, dan kan het excentriek binnen het blok liggen en kan worden volstaan met één langer kussenblok. De diagrammen voor de stoomverdeling zijn in de figuren 39 en 40 voor schuif en kraan geteekend. In het

DIAGRAM VOOR DE UITLAATKRAAN VAN FIG. 36.

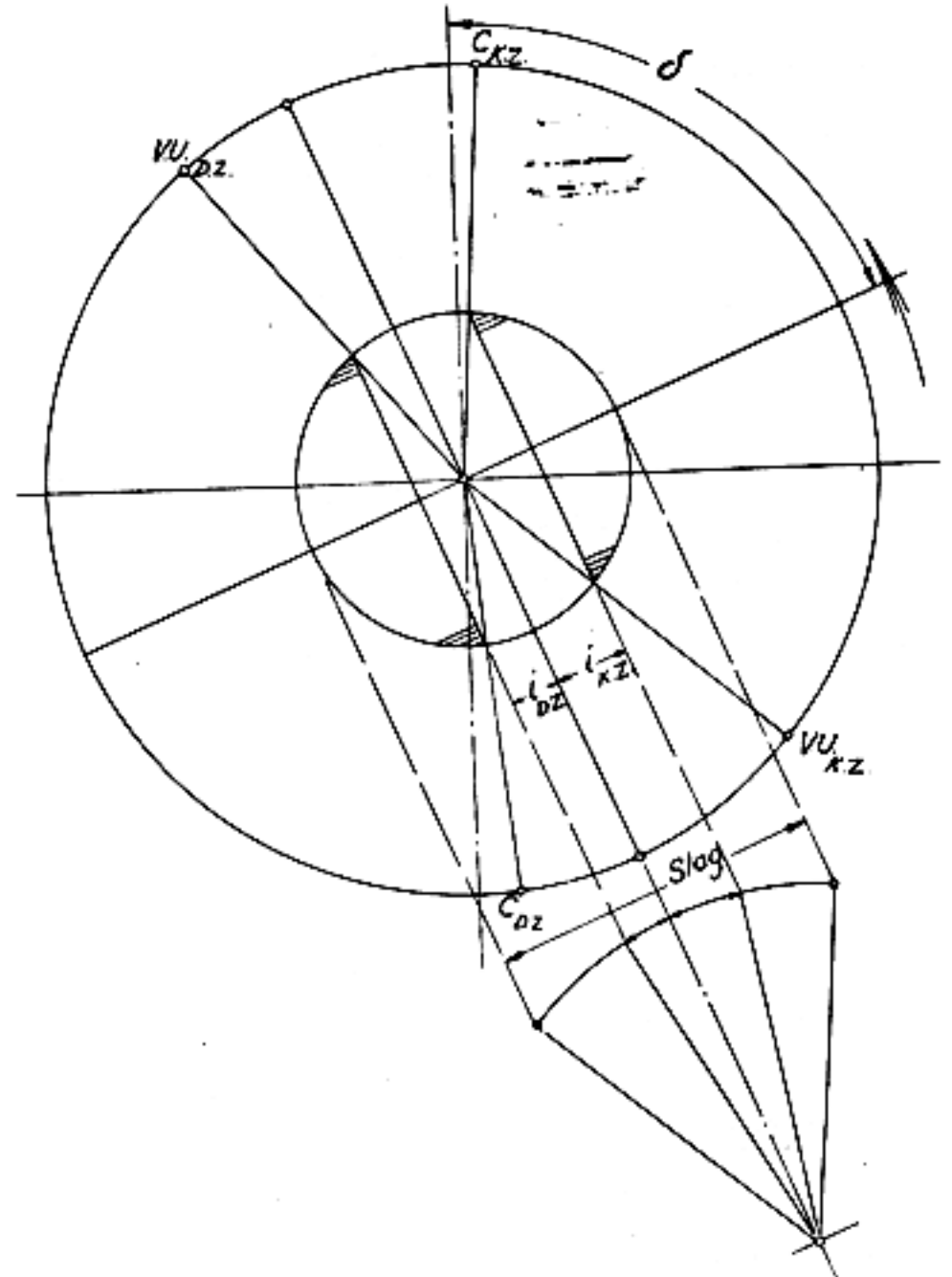


Fig. 40.

schuifdiagram is voor verschillende excentriciteiten tevens de opening van de inlaatpoorten aan de buitenzijde aangegeven. De machine kan, zooals is aangetoond, veilig zonder condensatie loopen, doch kan ook in aansluiting op een condensatie-inrichting met condensatie werken. Ze is verder geschikt om met verzadigden stoom of oververhitten stoom te werken. In het laatste geval dient de pakkingbus voor de zuigerstang voor oververhitten stoom te zijn ingericht. Bij een cylinder-middellijn van 160 m.M., een slaglengte van 180 m.M. en 400 omwentelingen per minuut zal het normale vermogen 20 I.P.K. bedragen.

Wanneer men in de indicator-diagrammen de werking van deze machine met rond 50 pCt. compressie vergelijkt met die van de gelijkstroom-machine met 90 pCt. compressie en men laat beide zonder condensatie werken, dan treedt het voordeel van de kleine compressie duidelijk te voorschijn.

In fig. 41 is het indicator-diagram geteekend van een langgebouwde gelijkstroom-schuifmachine zonder condensatie met 15 pCt. schadelijke ruimte. Voor een p_m van 2,99 K.G. bedraagt de eindspanning van de expansie 2,53 K.G./c.M². De zichtbare hoeveelheid toegevoegde stoom per vulling bedraagt 19 pCt., gemeten bij een spanning van 9 K.G./c.M². absoluut. Bij het diagram van de kortgebouwde gelijkstroommachine (fig. 42) bedraagt de overeenkomstige eind-

spanning slechts 2,09 K.G./c.M². en het zichtbare verbruik per vulling 17 pCt., eveneens bij 9 K.G./c.M². absoluut gemeten. Het nadeel der groote schadelijke ruimte bij atmosferischen tegendruk, door onvolkomen expansie, blijkt hieruit duidelijk. De machines zullen, wat het mechanisch nuttig effect betreft, vrijwel gelijkwaardig zijn.

Bepaalt men n.l. voor beide machines de overdrukdiagrammen (fig. 41a en 42a), en teekent men hierin een zelfde lijn der traagheidskrachten, dan is de negatieve arbeid aan het slageinde bij beide ongeveer even groot en de minder gunstige invloed bij beide ook even groot. Verder zal de arbeid voor de beweging van het uitlaatorgaan bij de kortgebouwde machine ongeveer opwegen tegen den grooteren wrijvingsarbeid van den zuiger bij de langgebouwde.

INDICATEURDIAGRAMMEN EN OVERDRUKDIAGRAMMEN EENER LANGGEBOUWDE GELIJKSTROOM-MACHINE MET INSCHAKELRUIMTEN EN ATMOSFERISCHEN TEGENDRUK.

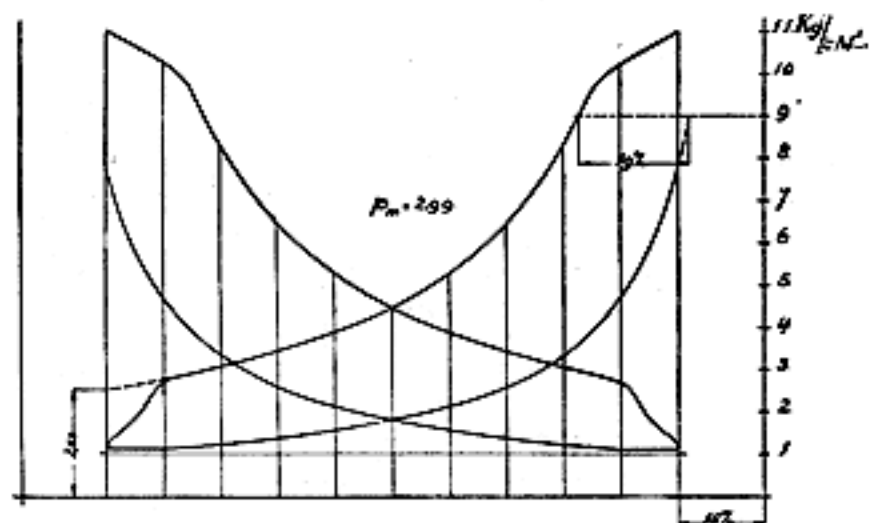


Fig. 41.

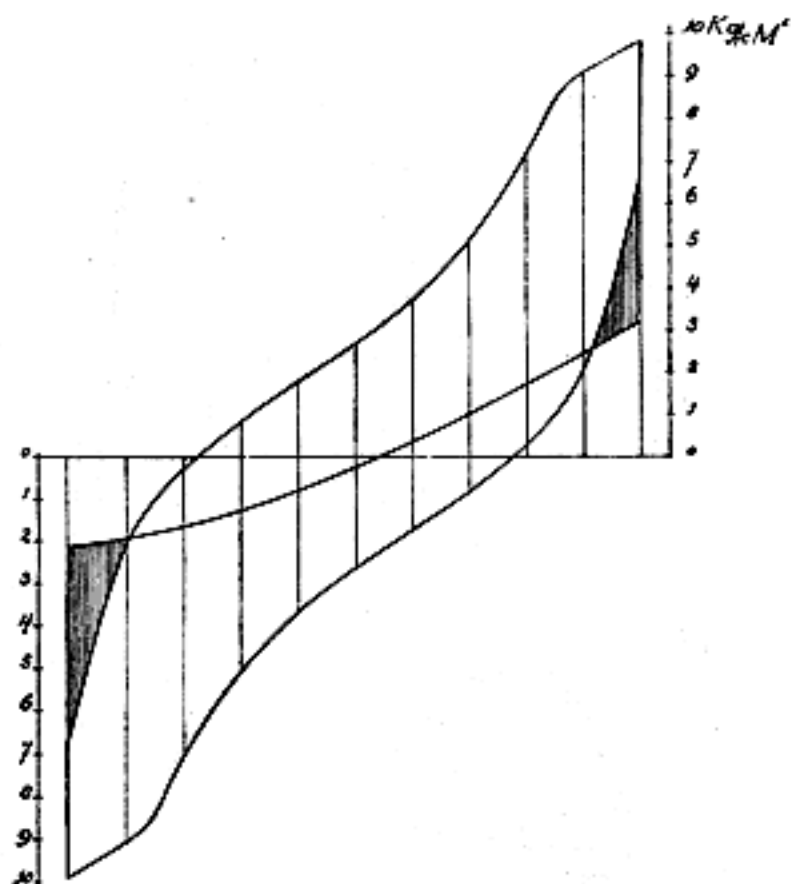


Fig. 41a.

Ten slotte dient vermeld te worden, dat bij werking met condensatie de 10-voudige compressie der kortgebouwde machine vermoedelijk meer in de buurt der economische compressie zal liggen.

Kortgebouwde gelijkstroom-snellooper met uitlaatschuif.

Wanneer men de bewegende deelen, welke daarvoor in aanmerking komen, onder druk wil smeren, dan leveren de tappen voor de kraanbeweging moeilijkheid op. Past men voor dat geval de ontlaste schuif als uitlaatorgaan toe, dan kunnen alle deelen in de krukast onder druk worden gesmeerd. De schuif kan voor ruim 50 pCt. compressie weer met dubbelen uitlaat worden geconstrueerd.

De secundaire schadelijke ruimte wordt grooter dan bij de kraan en zal (fig. 43) ongeveer 4 pCt. bedragen. Het geheel wordt echter wat eenvoudiger. Met een slaglengte van 36 m.M. voor de uitlaatschuif worden, zooals het diagram van fig. 44 laat zien, bijzonder gunstige doortochten, vooral gedurende den vroegen uitlaat, verkregen.

Zoowel bij de uitlaatkraan als bij de uitlaatschuif sluiten deze organen aan weerszijden voor een zuigerweg van 50 pCt. af. De sluitlijn door den zuiger bij beweging over de eerste en tweede poort is in het diagram voor de uitlaatschuif tevens aangegeven.

De onderlinge stand van zuiger en schuif is voor den middenstand van den zuiger nader in fig. 45 geteekend.

Door het excentrisch aandrijven van de inlaatschuif wordt de schadelijke oppervlakte van de inlaatpoorten nog wat verminderd.

Om den cylinder als gietstuk eenvoudiger te houden, de uitlaatpoorten gemakkelijker te kunnen bewerken en hetzelfde cylindermodel ook voor kleiner compressie te kunnen gebruiken, werd het uitlaathuis afzonderlijk met bouten bevestigd. Het

INDICATEURDIAGRAMMEN EN OVERDRUKDIAGRAMMEN VAN EEN KORTGEBOUWDE GELIJKSTROOMMACHINE MET ATMOSFERISCHEN TEGENDRUK.

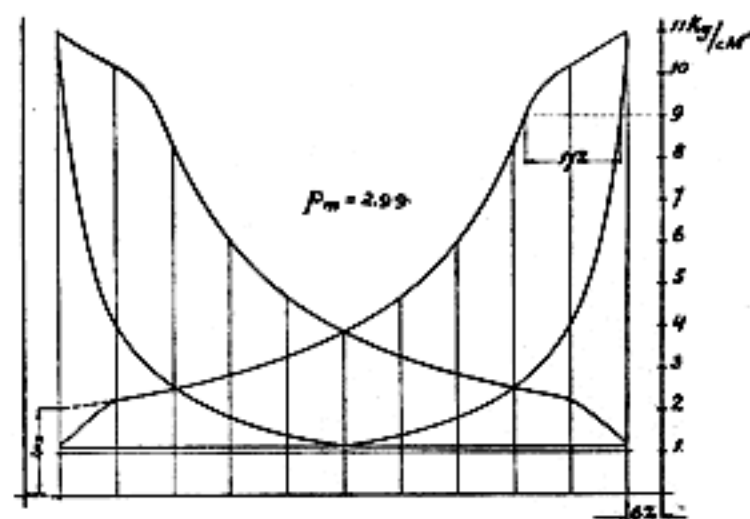


Fig. 42.

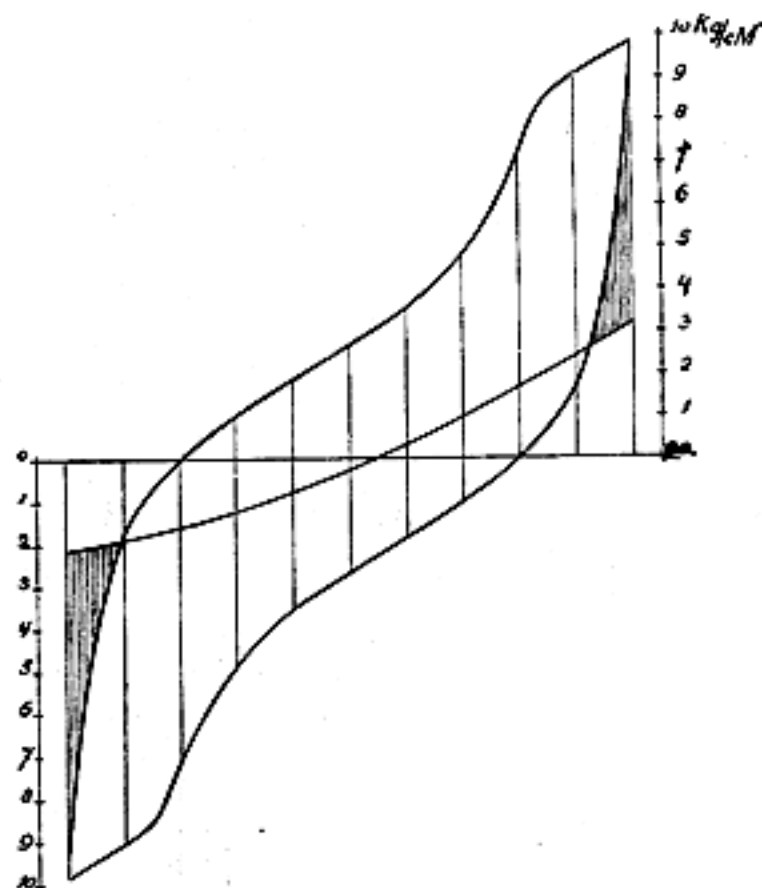


Fig. 42a.

geheel bevindt zich echter onder één bekleeding van staalplaat en de uitlaatschuif kan gemakkelijk worden verwijderd. De stand van inlaat- en uitlaatschuif kan worden gesteld door de schroefverbinding in de leistangen. Ook voor deze machine geldt wat over de ruimten A en B bij de verticale machine met uitlaatkraan werd gezegd.

De machine kan (fig. 43a) met een geringe constructiewijziging worden uitgevoerd met stroomende stoom door de deksels en om een gedeelte van het loopvlak.

De kortgebouwde, dubbelwerkende gelijkstroom-cylinder met uitlaatschuif voor dubbele opening kan ook voor kleine horizontale stoomwerktuigen worden toegepast. Fig. 46 geeft de opstelling van een dergelijke machine voor de werking met condensatie, waarbij de luchtpomp achter den cylinder is geplaatst. De reguleerder is ook hier in het vliegwiel aangebracht. De geteekende machine heeft een normaal vermogen van 40 I.P.K. bij 250 m.M. cylinder-middellijn, 300 m.M. slaglengte en bij 200 omwentelingen per minuut.

Wanneer men met hooger tegendruk dan de atmosfeer te doen krijgt, zooals in chemische bedrijven het geval kan

zijn en men wil de primaire schadelijke ruimte niet vergrooten, dan dient de compressie te worden verminderd. Wordt aan het beginsel vastgehouden, dat de zuiger de compressie, de schuif den vroegen uitlaat vaststelt, dan levert dit in de eerste plaats het voordeel, dat de V.U. onafhankelijk van de cylinderconstructie kan worden gewijzigd en verder, zooals nader zal worden toegelicht, dat voor verschillenden compressieduur een zelfde cylindermodel dienst kan doen en de zuiger dezelfde

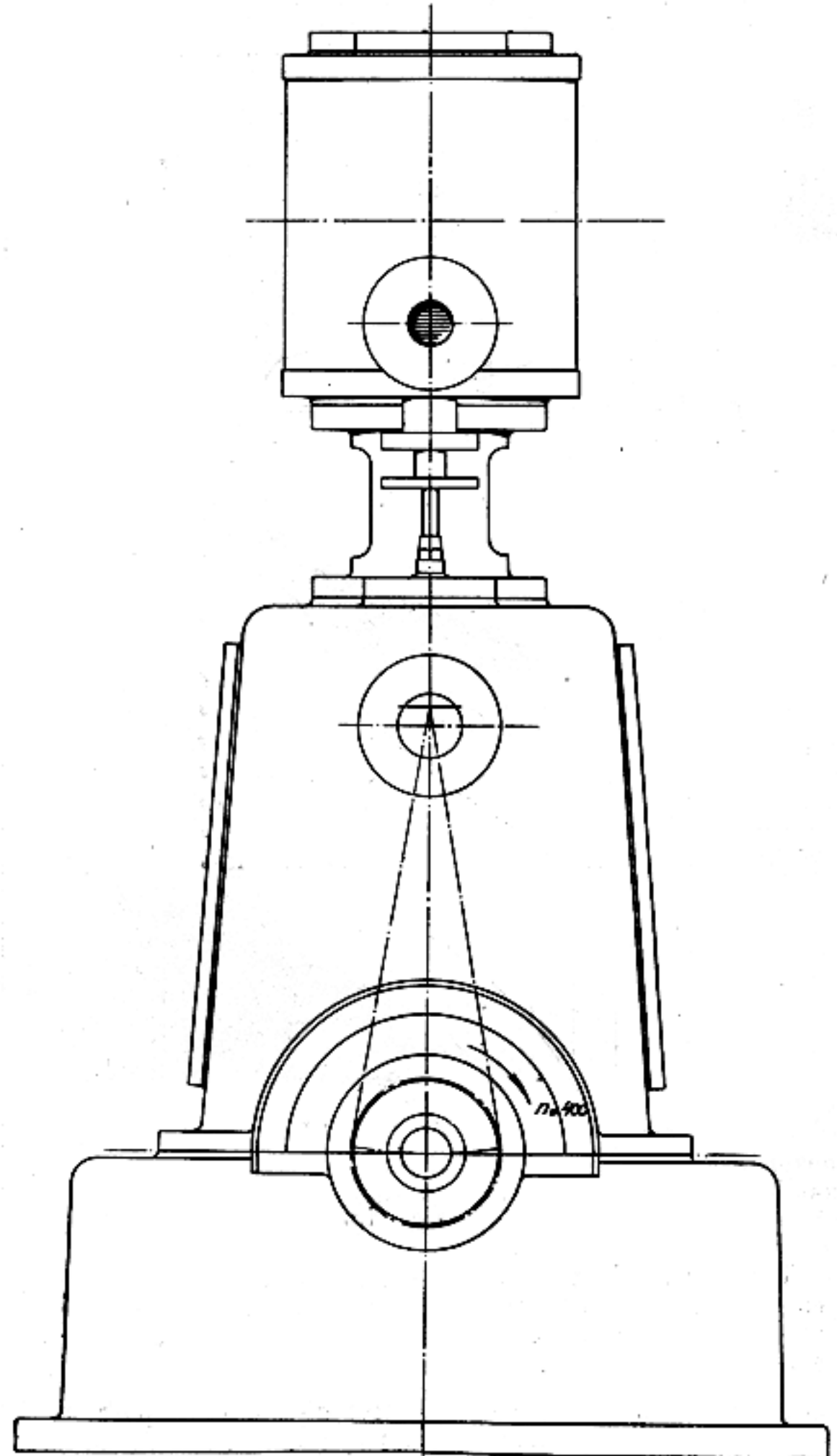
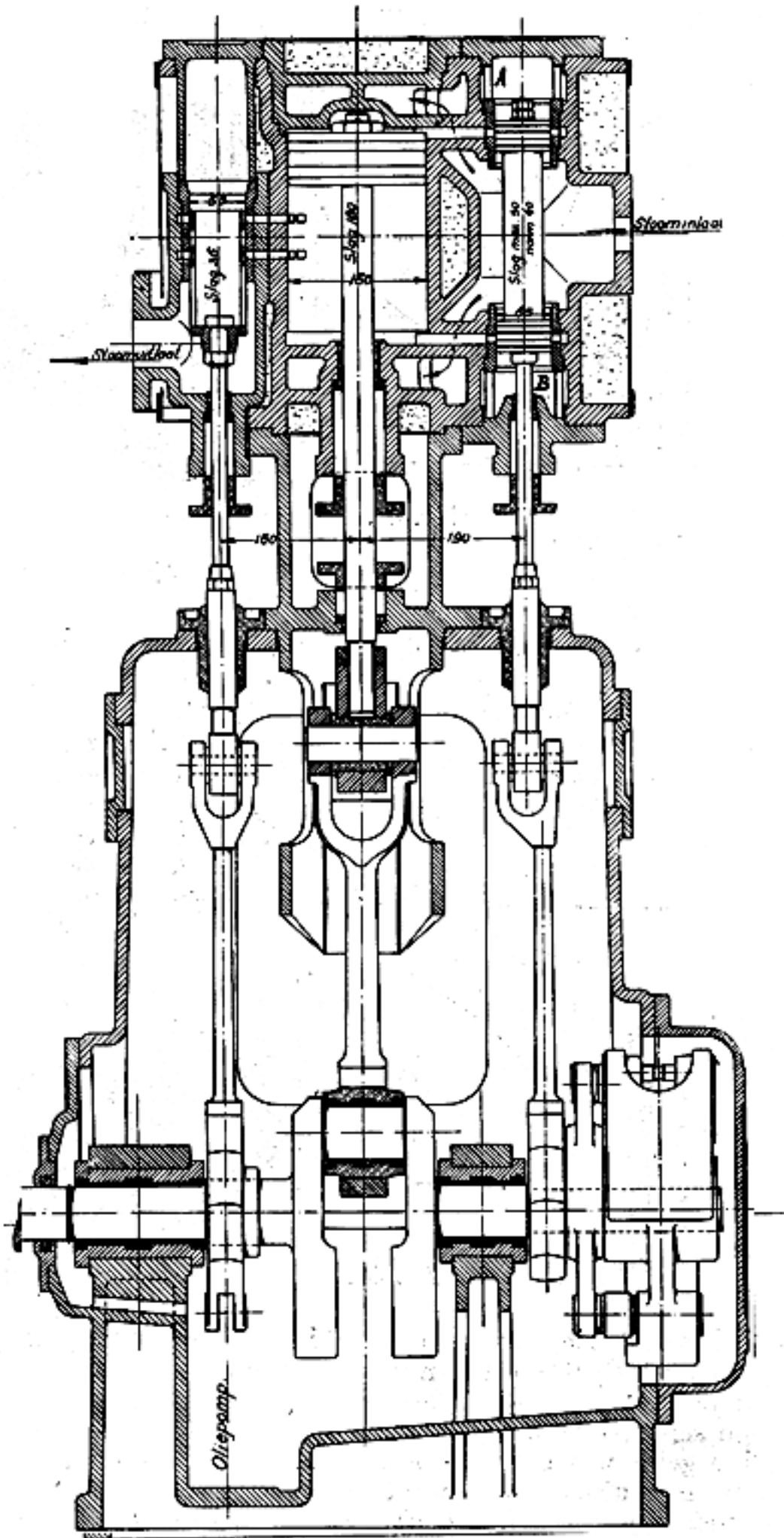
Wanneer nu de poorten I en II nog gelijktijdig stoom zouden uitlaten, dan zou de stoom, welke door poort II ontwijkt, langs den zuiger stroomen en deze sterker afkoelen, terwijl ook de poort, welke weer het eerst expansiestoom zal krijgen (II), sterk zou worden gekoeld. Bij kleiner compressie is het constructief niet goed meer mogelijk de poorten nog ten deele gelijktijdig te laten werken, daar de zuiger dan te laag moet worden.

KORTGEBOUWDE GELIJKSTROOM-SNELLOOPER MET UITLAATSCUIF.

Middellijn cyl. . 160 m.M.

Slaglengte . . 180 »

Omw. per min. 400



Schaal 1 : 10.

Fig. 43.

hoogte kan behouden. De poorten dienen ter vermindering van de compressie meer naar de cylindereinden verplaatst te worden. De invloed der secundaire schadelijke ruimte zal hierdoor onvermijdelijk grooter worden.

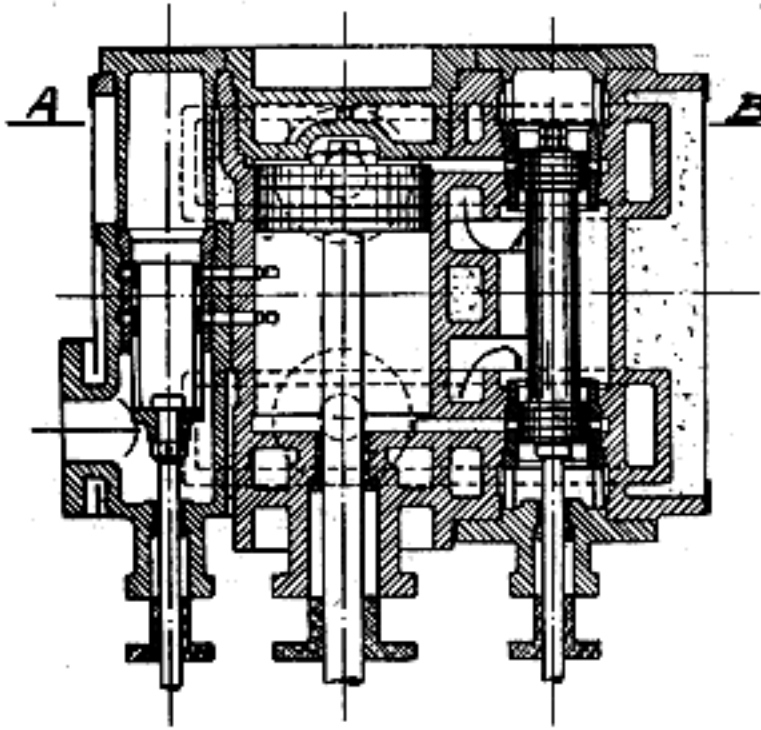
In fig. 47 is de cylinder geteekend voor 40 pCt. compressie. In den cylinder zijn alleen de poorten verplaatst, terwijl uitlaathuis en uitlaatschuif hiervoor werden geconstrueerd. De zuiger is in den eindstand geteekend, de poort II bevindt zich boven den zuiger.

Het is om deze reden beter om bij een compressie kleiner dan 50 pCt. de uitlaatpoorten gescheiden te laten werken. Met dezelfde zuigerhoogte kan nu een compressie van rond 50 pCt. of minder worden verkregen.

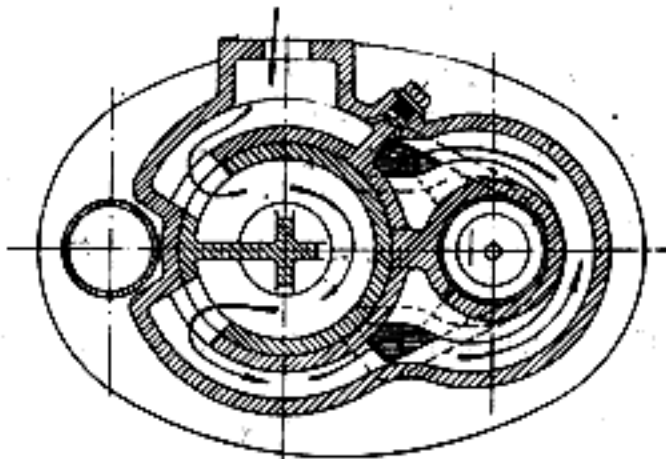
Voor de geteekende cylinders bedraagt de zuigerhoogte 60 m.M.

Het diagram van fig. 48 laat zien, dat de poort II juist gesloten is als de zuiger deze poort voor den vroegen uitlaat zou openen. De uitlaat aan de dekselzijde vindt derhalve

CYLINDER MET STROOMENDE STOOM DOOR DE DEKSELS.



Doorsnede over A—B.



Schaal 1 : 10.
Fig. 43a.

UITLAATDIAGRAM DER MACHINE VAN FIG. 43.

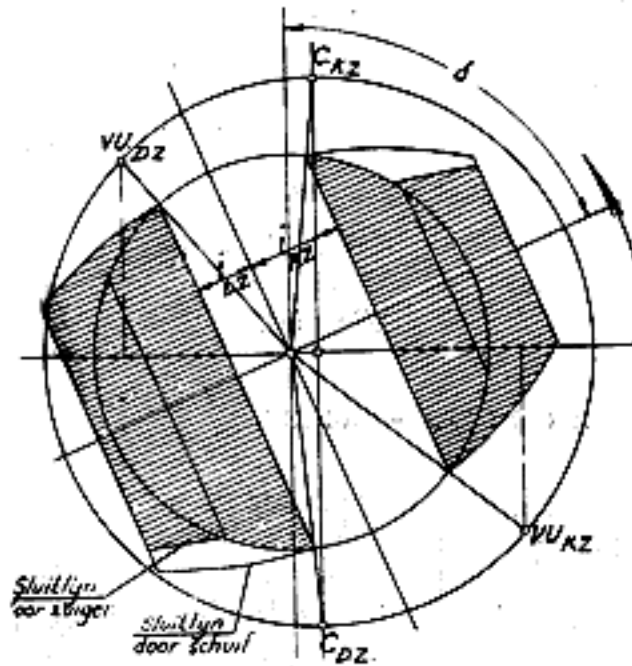


Fig. 44.

ONDERLINGE STAND VAN ZUIGER EN SCHUIF BIJ MIDDENSTAND ZUIGER.

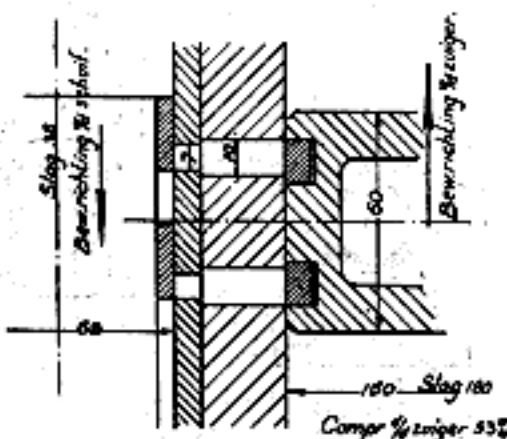
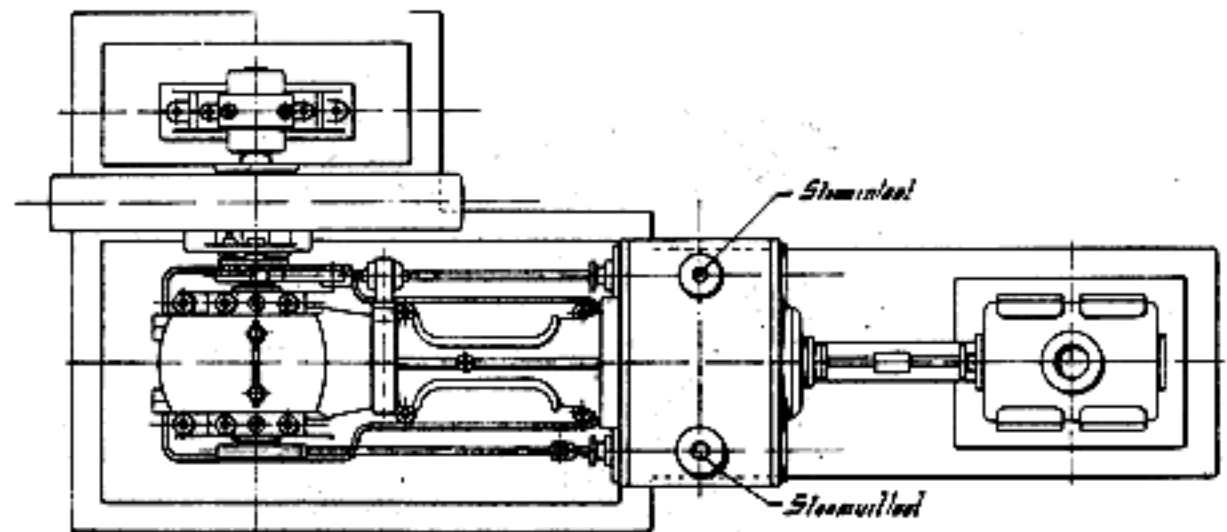
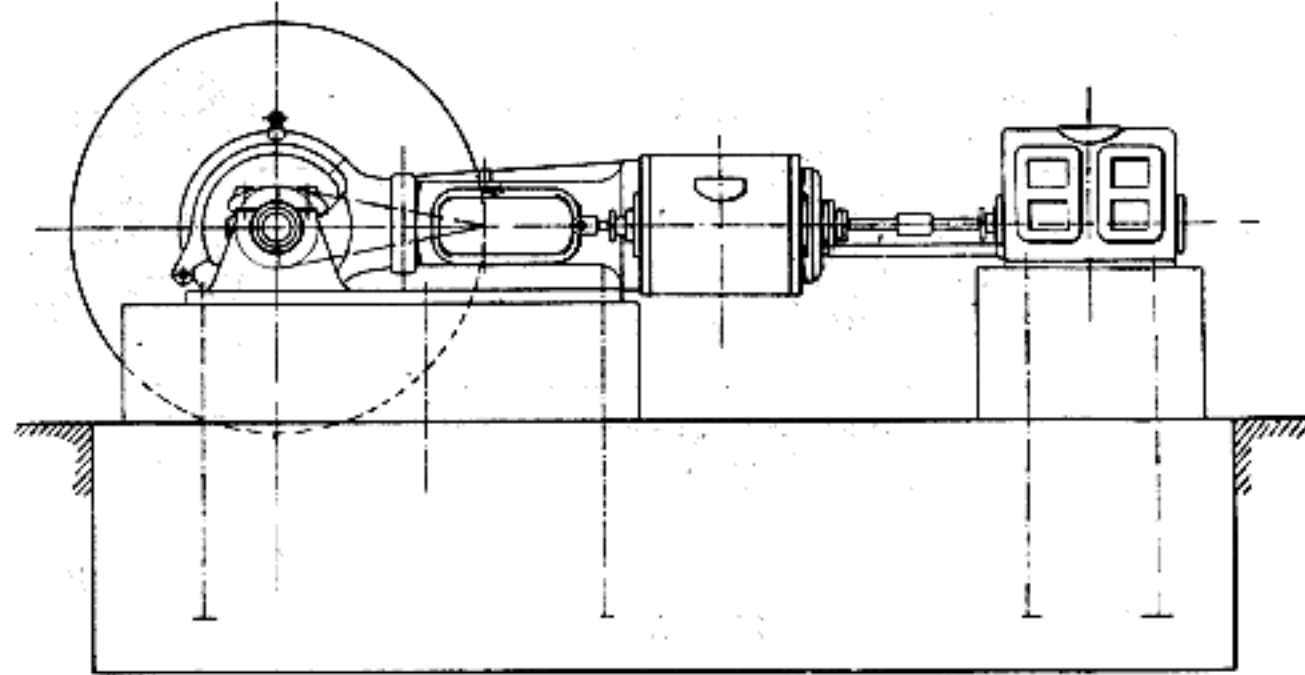


Fig. 45.

KORTGEBOUWDE DUBBELWERKENDE GELIJKSTROOM-SCHUIFMACHINE MET CONDENSATI

Middellijn cylinder	250 m.M.
Slag	300 »
Omwentelingen	200 per minuut.



Schaal 1 : 40.
Fig. 46.

geheel door poort I plaats. De poorten zullen wijder moeten zijn dan bij de schuif met dubbel uitlaat. Echter niet dubbel zoo wijd. De schuif kan thans n.l. negatieve lappen hebben en de poort kan tot het einde vol geopend blijven. Dit laatste wettigt de toepassing van grooter uitlaatsnelheden en derhalve van kleiner poortafmeting. De schuif heeft, zoals uit het diagram blijkt, weer een avanshoek, werkt op gescheiden poorten en heeft negatieve lappen of een zeer kleine positieve lap.

Bij 30 pCt. compressie en gelijke zuigerhoogte (fig. 49 en diagram fig. 50) sluit de schuif iets vóór den eindstand van den zuiger de poort II af. De poort I is dan reeds ver geopend en blijft tot het einde van den uitlaat vol open. Het excentriek heeft een anderen avanshoek, de schuif groote negatieve lappen.

In verband met bovenstaande is het gewenscht te wijzen op de kortgebouwde gelijkstroom-schuifmachine van HUNGER in het *Z. d. V. d. I.* 1914, blz. 736 (fig. 51). Ook hier zijn twee poorten voor den uitlaat aangebracht, echter zoodanig, dat de zuiger zoowel den vroegen uitlaat als de compressie bepaalt, respectievelijk bij de beweging langs elk der poorten. De schuif heeft negatieve lappen, het excentriek staat loodrecht op de kruk, de poorten werken ten deele samen. Gedurende den vroegen uitlaat werken de poorten gelijktijdig, doch hoofdzakelijk de poort, welke de zuiger aan het einde van den slag opent. De groote hoeveelheid stoom, welke tijdens den V.U. ontwijkt, stroomt met kracht langs den zuiger en koelt dezen af. Ook de poort, welke weer het eerst expansiestoom krijgt, wordt sterk gekoeld. Dit zijn minder gunstige omstandigheden. Is de negatieve lap gelijk aan de helft der poortwijdte, dan zal ook gedurende het gelijktijdig werken der poorten als maximum slechts de volle doortocht van één poort beschikbaar zijn. De poorten zullen om die reden wijder moeten zijn dan bij de gelijktijdig werkende poorten volgens fig. 43 van den schrijver.

Wil men echter bij hooger tegendruk een cylinder met kleiner compressie construeeren, dan levert de afhankelijkheid

KORTGEBOWDE CYLINDER VOOR
40 PCT. COMPRESSIE.

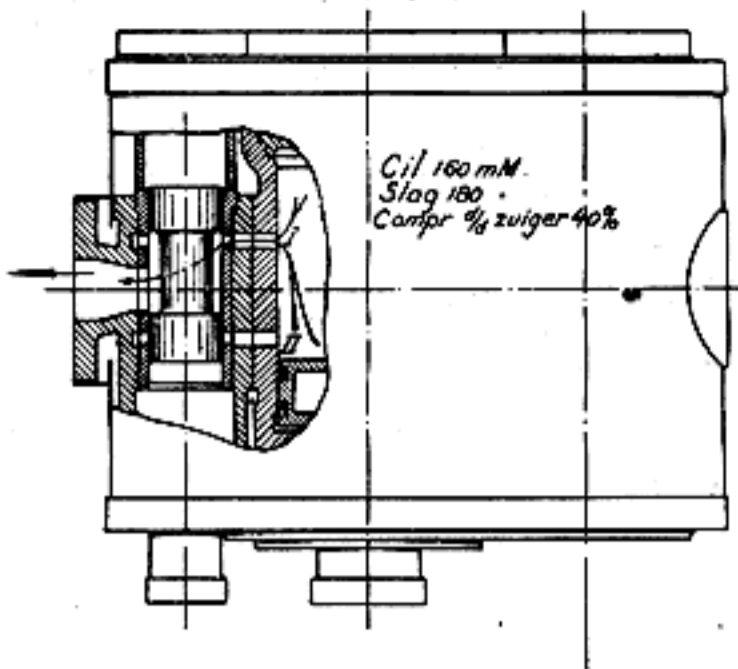
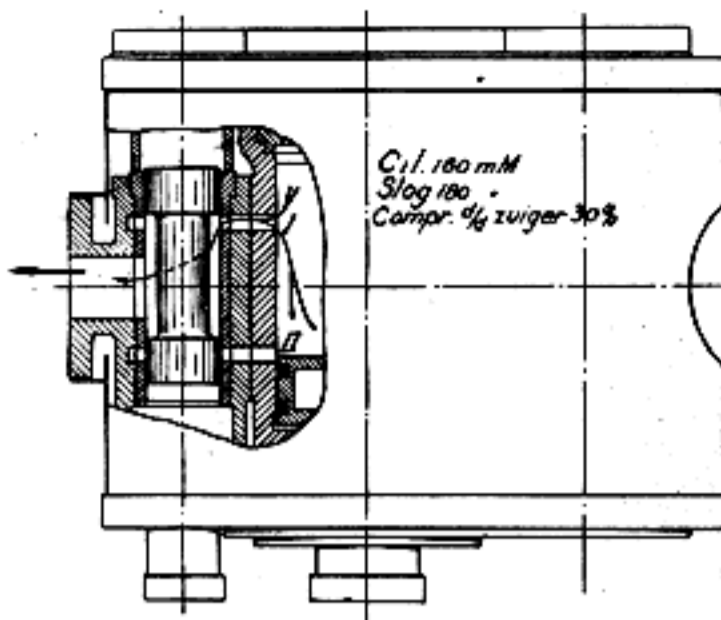


Fig. 47.

KORTGEBOWDE CYLINDER VOOR
30 PCT. COMPRESSIE.



Schaal 1 : 10.

Fig. 49.

KORTGEBOWDE GELIJKSTROOM-CYLINDER
VAN HUNGER.

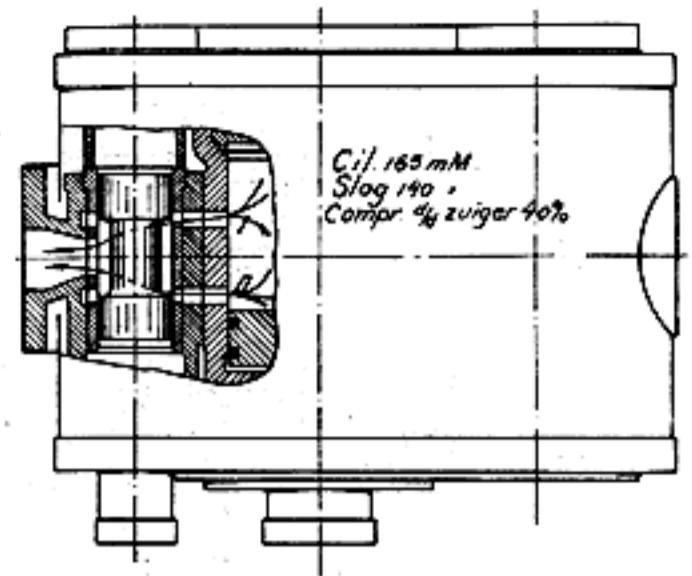


Fig. 51.

UITLAATDIAGRAM VOOR 40 PCT. COMPRESSIE.

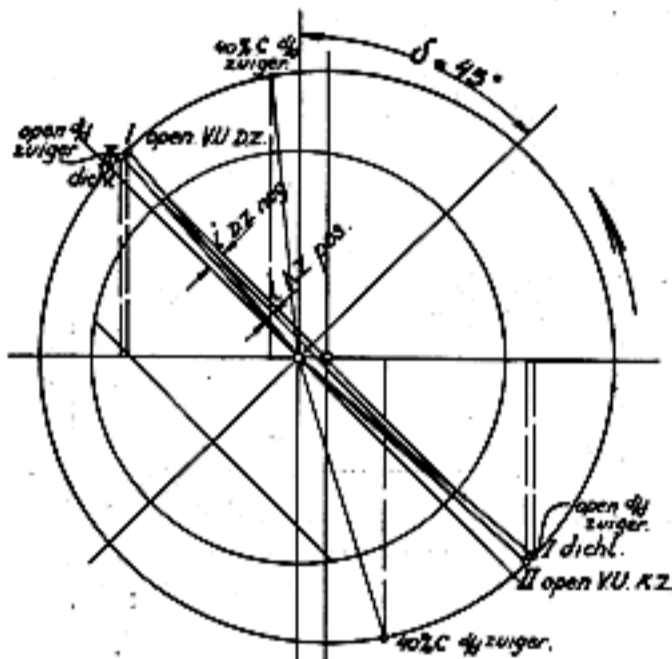


Fig. 48.

Z. d. V. d. I. 1914, .blz. 936, met 140 m.M. slaglengte een kleine compressie construeren, dan zou achtereenvolgens voor 30, 25 en 20 pCt. compressie, de zuigerhoogte slechts ongeveer 33, 26 en 19 m.M. kunnen bedragen. Niet alleen, dat met de zuigerhoogte het cylindermodel verandert, doch dergelijke lage zuigers voor kleine compressie kunnen constructief niet worden uitgevoerd. Het beginsel van HUNGER kan dan ook slechts voor een beperkt compressiegebied toepassing vinden.

UITLAATDIAGRAM VOOR 30 PCT. COMPRESSIE.

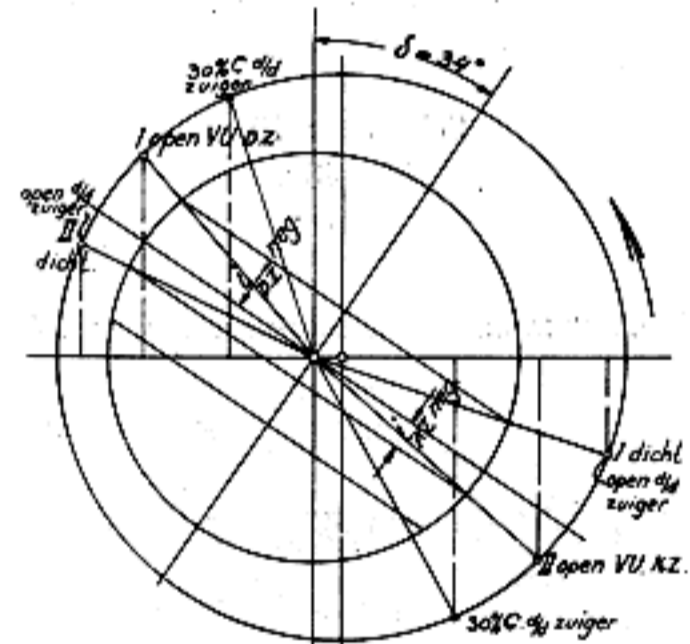
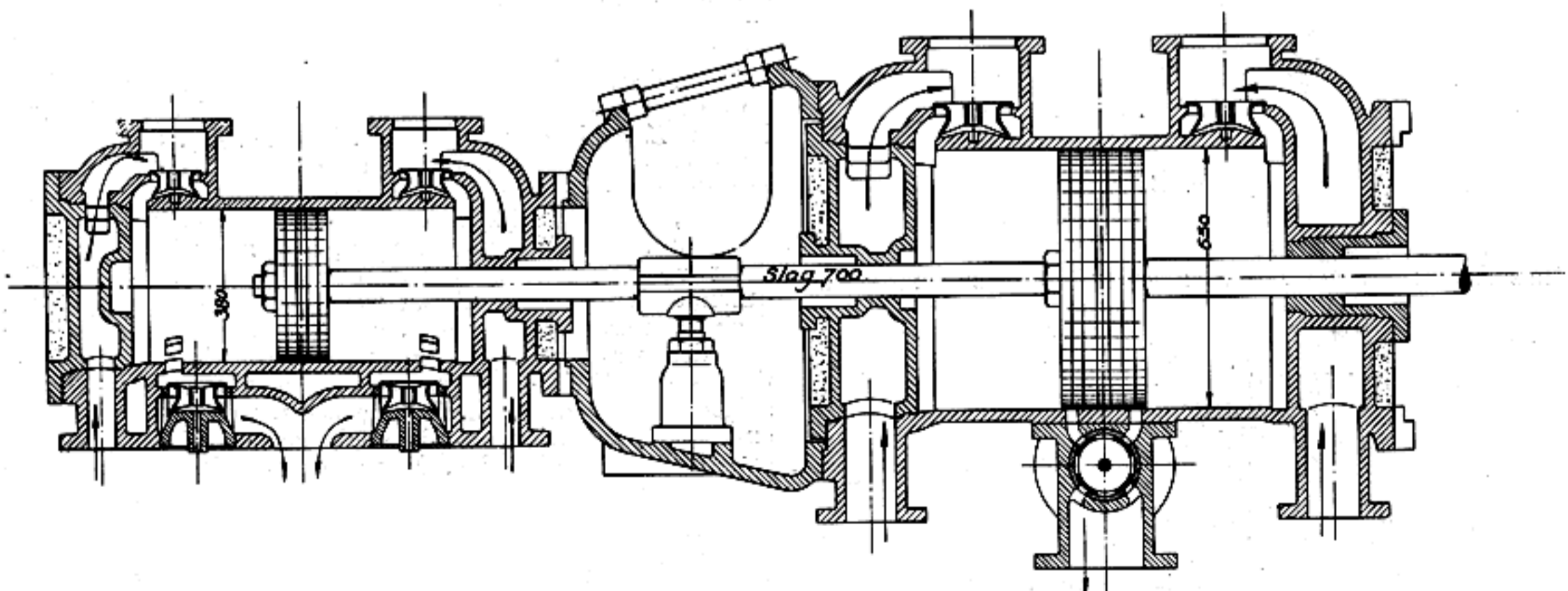


Fig. 50.

tusschen zuigerhoogte en compressie bij HUNGER bezwaar op. Zal n.l. de zuiger den vroegen uitlaat en de compressie bepalen en is de V.U. gegeven, b.v. 15 pCt., dan is de zuigerhoogte iets kleiner dan de compressieduur. Met den laatete zal ook de zuigerhoogte moeten veranderen.

Voor de machine van fig. 48 met 180 m.M. slaglengte zou, voor 50 pCt. compressie, de zuigerhoogte reeds ruim 80 m.M. moeten bedragen. Wil men echter bij de machine volgens

KORTGEBOWDE GELIJKSTROOM-CYLINDERS VOOR EEN TANDEM COMPOUND-MACHINE.



Schaal 1 : 20.

Fig. 52.

TWE-CYLINDER ENKELWERKENDE SNELLOOPER.

Middellijn cylinders 200 m.M.
Slaglengte 200
Omw. per minuut . . . 350.

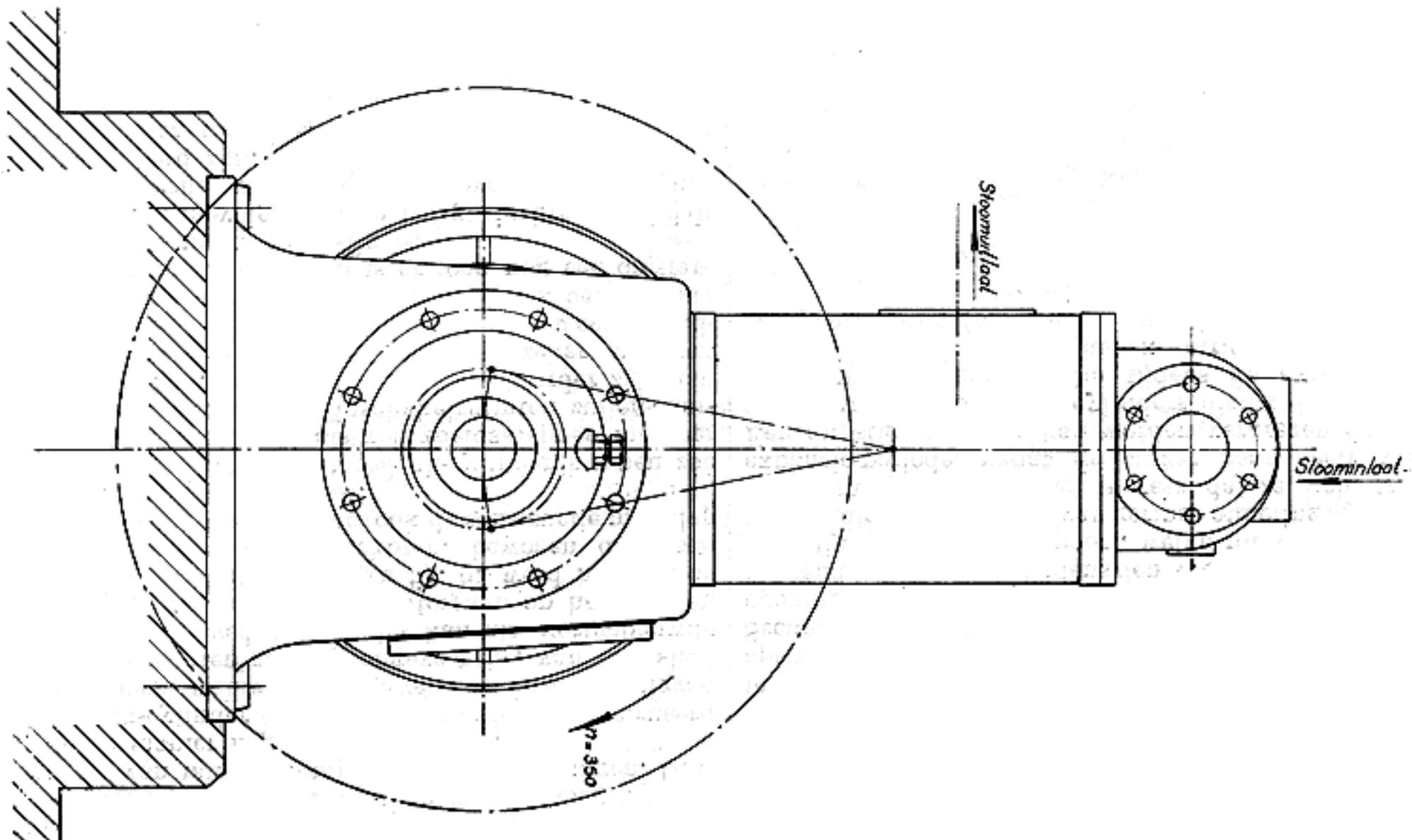
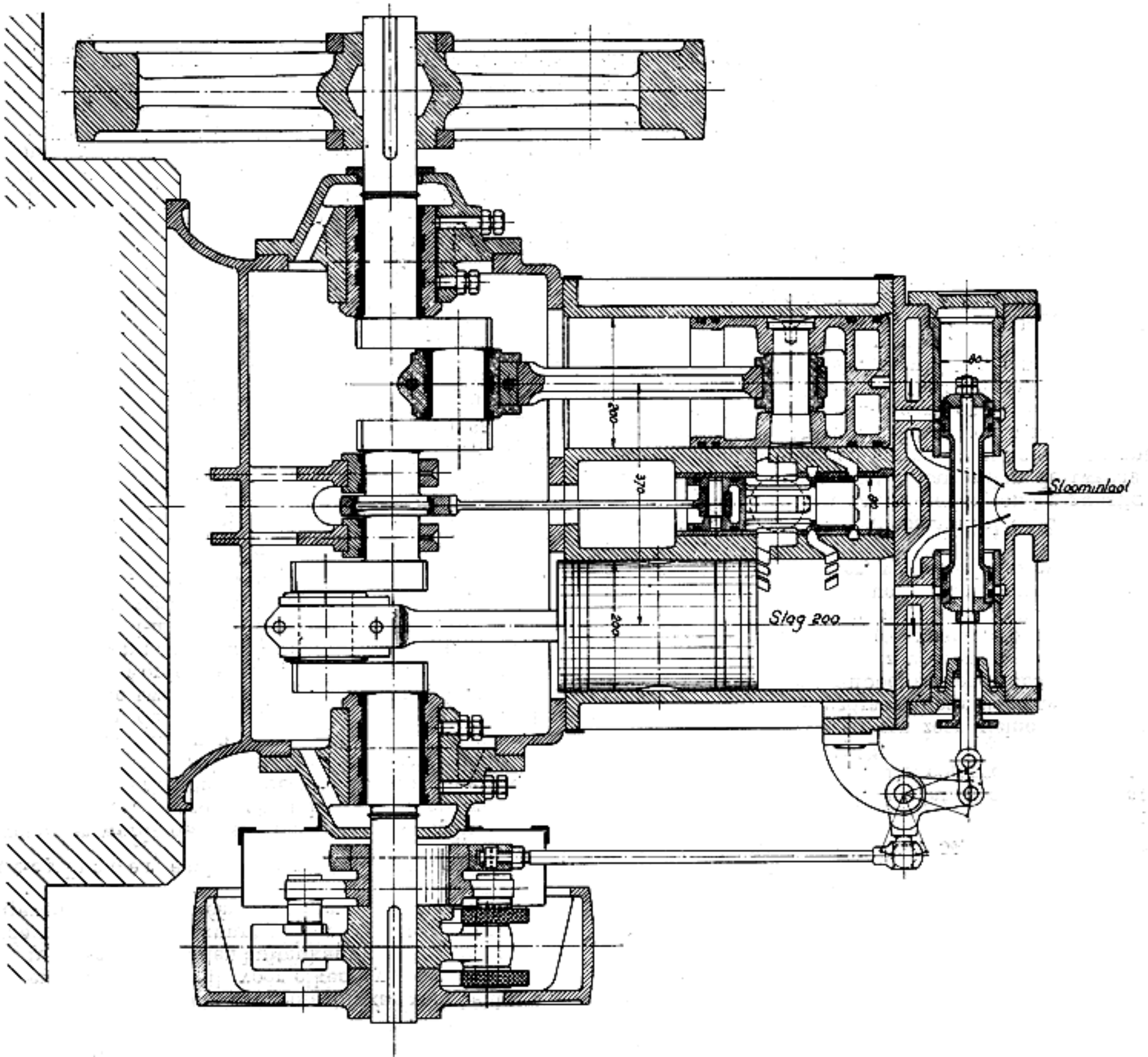


Fig. 53.

Met betrekking tot den kleineren compressieduur bij hoogen tegendruk zij er op gewezen, dat de beginselen der kortgebouwde gelijkstroom-cylinders kunnen worden toegepast bij de constructie van tandem-compound-stoomwerktuigen. Deze kunnen op die manier nog zuiniger worden.

De hoogedruk-cylinder (fig. 52) kan worden geconstrueerd met uitlaatkleppen, welke buiten de verwarmde deksels liggen en waarvan de poorten zich op ongeveer $\frac{1}{10}$ van het slag-einde bevinden. De lagedruk-cylinder kan als kortgebouwde gelijkstroom-cylinder met één uitlaatorgaan op het midden van den slag worden uitgevoerd. In fig. 52 werd hiervoor de kraan met dubbelen uitlaat gekozen, bewogen door een excentriek op de kleppenass, doch ook de constructie met klep van fig. 27 kan worden toegepast.

De inlaatkleppen van den lagedruk-cylinder kunnen zóó worden geconstrueerd, dat ze als veiligheidskleppen met zeer grooten doortocht dienst doen; inschakelruimten zullen daardoor niet noodig zijn. De machine zal niet duurder zijn dan de gewone tandem-compound-machine, doch zeker zuiniger.

Wanneer de zuinige één-cylinder snellooper den compound-snellooper kan vervangen en wat stoomverbruik betreft zeker niet minderwaardig zal zijn, dan is er toch nog een omstandigheid, welke iets minder gunstig is.

Er blijven n.l. tengevolge van de traagheidskrachten bij de vertikale machine vrije vertikale krachten over, als de draaiende massa's gebalanceerd zijn.

De twee-cylinder machine, hetzij als compound- of als tweeling-machine uitgevoerd, biedt, door de plaatsing van de krukken onder 180° en bij gelijke bewegende massa's, gelegenheid om de primaire traagheidskrachten elkaar te laten opheffen. De werking van een koppel blijft dan over. Deze gunstige opstelling is echter ook mogelijk door den dubbelwerkenden snellooper als tweelingmachine met krukken onder 180° uit te voeren. Eén uitlaatschuif van grootere middellijn, tusschen de twee cylinders aangebracht, kan voor beide gelijktijdig dienst doen, terwijl voor elken cylinder een binnenladende inlaatschuif aan den buitenkant kan worden geplaatst. De beide inlaatschuiven kunnen door één excentriek worden aangedreven en dit door één reguleur worden veresteld.

Twee-cylinder enkelwerkende snellooper.

Eenvoudiger wordt de opstelling bij de twee-cylinder enkelwerkende machine, waarbij echter het vermogen met de één-cylinder dubbelwerkende overeenkomt. Ook hier kunnen belangrijk gunstiger resultaten worden bereikt dan dit b.v. bij de tweelingmachine van WESTINGHOUSE het geval is. Door het toepassen van de hiervoren besproken beginselen, zal met de enkelwerkende tweelingmachine, zonder twijfel, het stoomverbruik kunnen worden bereikt, zoo niet verbeterd, van de enkelwerkende compound-machine van WESTINGHOUSE. Deze bekende compound-machine werd door WESTINGHOUSE met bijzonder inzicht geconstrueerd om geschikt te zijn, ook bij kleine belastingen, zonder condensatie te kunnen werken. Bij de regeling met een schijfreguleur brengt dit echter een noodzakelijk buitengewoon groote schadelijke ruimte van den hoogedruk-cylinder mede. Deze bedraagt 25 tot 30 pCt.

De stoomverdeeling geschiedt n.l. door één schuif voor beide cylinders. De middellijn van de schuif, welke naar den lagedruk-cylinder wordt bepaald, is daardoor voor den hoogedruk-cylinder abnormaal groot en bedraagt tot 0,65 van de middellijn van dien cylinder. De compressieduur in den H.D.-cylinder zal geheel afhangen van den toelaat in den L.D.-cylinder. De laatste wordt bij geringe belasting zeer klein. Zoo zal b.v. voor 25 pCt. toelaat in den L.D.-cylinder, de compressieduur in den H.D.-cylinder 75 pCt. bedragen. De beginspanning dier compressie ligt echter door de werking zonder condensatie en door den veranderlijken toelaat in den L.D.-cylinder reeds vrij hoog en wel bij 2 tot 3 K.G./c.M². absoluut. Om hierbij niet te hooge compressiedrukkingen te krijgen is een zeer groote schadelijke ruimte onvermijdelijk. De uitlaatstoom van den H.D.-cylinder passeert echter deze ruimte met groot oppervlak ook weer, zoodat verbetering hier mogelijk en ook wel noodig is.

Neemt men, zooals bij de machine van fig. 53 het geval is, twee cylinders van gelijke middellijn, welke beurtelings stoom krijgen en past men een gescheiden uitlaat toe, dan zal de primaire schadelijke ruimte ongeveer 5 pCt. bedragen, de deksels en inlaatpoorten zullen verwarmd zijn en de uitlaatstoom zal niet meer langs verwarmde vlakken stroomen.

Bij de enkelwerkende machine behoeft, wat de stoomverdeeling aangaat, slechts op de dekselzijde te worden gelet. Voor den uitlaat zou dan ook kunnen worden volstaan met één uitlaatpoort voor elken cylinder, zoodanig aangebracht, dat de zuiger de compressie, de schuif weer de V.U. bepaalt.

Om den stoom en het gevormde water echter gemakkelijk te lossen, kunnen aan het slageinde eenvoudig nog eenige openingen in den cylinderwand worden aangebracht. Secundaire schadelijke ruimte biedt deze ruimte niet en de openingen behoeven door een schuif niet periodiek te worden geopend en gesloten. Tijdens den V.U. doen poort en openingen gelijktijdig dienst. De poort, welke nu voor den eigenlijken uitlaat dienst doet, kan van geringe afmeting zijn. Voorwaarde voor een goede werking is weer, dat ze dicht is tijdens de expansie-periode, nadat de zuiger haar heeft vrijgemaakt. Een gunstige werking kan worden verkregen door de uitlaatschuif, welke voor beide cylinders dienst doet, een negatieve overlapping te geven. Om tijdens de expansie voldoende dekking te hebben, heeft het excentriek een kleine avanshoek. De poort blijft (fig. 54) tot het einde van den uitlaat door

UITLAATDIAGRAM VOOR DE MACHINE VAN FIG. 53.

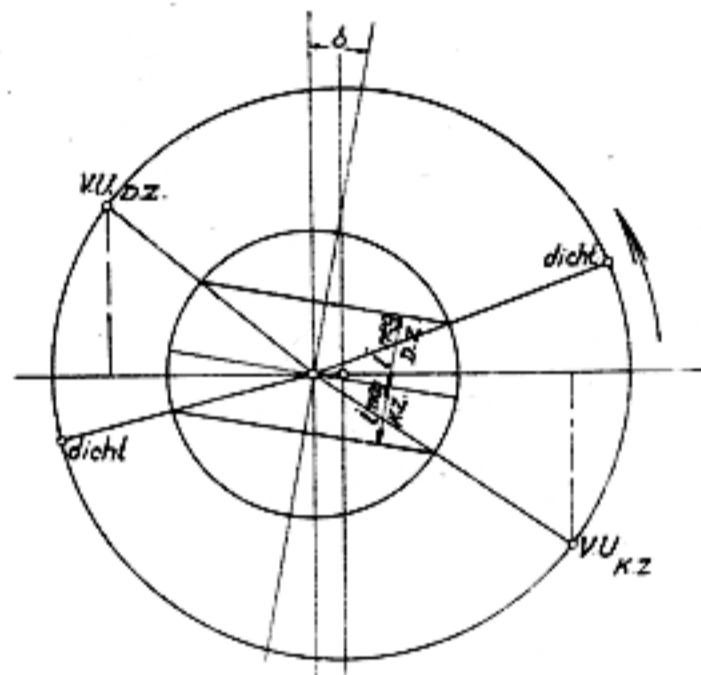


Fig. 54.

de schuif vol geopend, zoodat voor den uitlaat gunstige omstandigheden bestaan. De compressie bedraagt bij 5 pCt. schadelijke ruimte 40 pCt.

De uitlaatschuif heeft een zeer kleine slaglengte. Voor de geteekende machine bedraagt deze slaglengte slechts 25 m.M. Het bezwaar bij de dubbelwerkende machine, dat de poort aan het slageinde sterk zou worden gekoeld, bestaat hier niet, daar deze poort met expansiestoom niet in aanraking komt. De zuigerkoeling tijdens den vroegen uitlaat moet echter wegens den eenvoud worden aanvaard. Een gunstige afvoer van condenswater, vooral bij het aanzetten, staat hier tegenover.

Bij werking zonder condensatie zal de druk niet wisselen, wat voor den rustigen gang weer bijzonder gunstig is. Werkt de machine met condensatie, dan zal in de tweede helft van den opgaanden slag een geringe vertikale druk optreden als verschil tusschen traagheidskracht en compressiespanning.

De eindblokken hebben daarvoor nastelbare bovenmetalén. De smering heeft op de bekende wijze plaats door de rondgeslingerde emulsie, terwijl de eindblokken door olie-potten gesmeerd kunnen worden.

De reguleur is volgens het gebalanceerde één-slinger systeem (*De Ingenieur* 1914, blz. 282, fig. 20), echter zonder verstelling onder het loopen. De machine van 200 m.M. cylindermiddellijn, 200 m.M. slaglengte, zal bij 350 omwentelingen per minuut en bij 3 K.G./c.M². gemiddelden druk, 30 I.P.K. kunnen ontwikkelen.

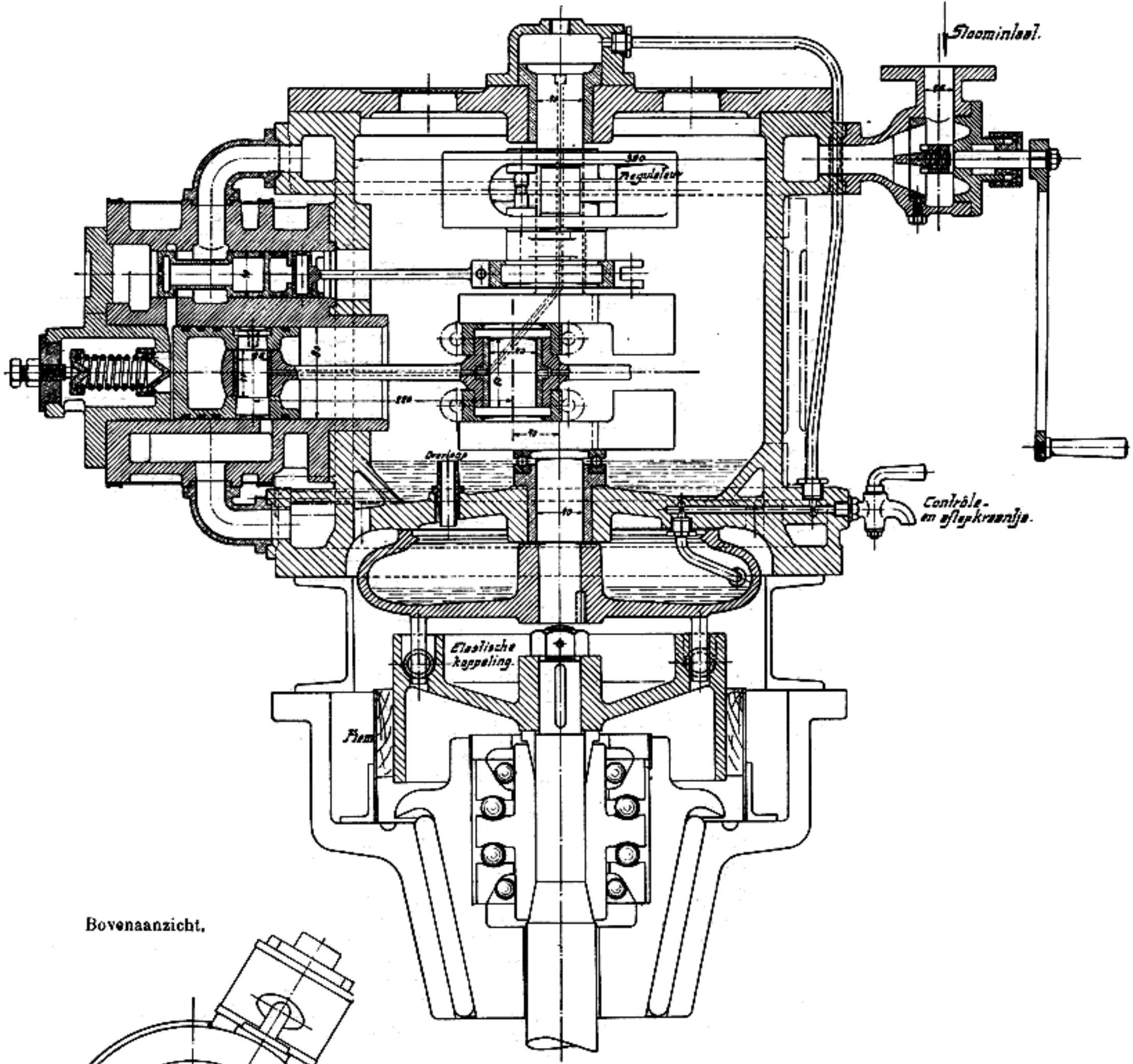
Drie-cylinder enkelwerkende snellooper.

Zooals hiervóór reeds werd opgemerkt kan bij elken enkelwerkenden cylinder voor den uitlaat steeds gebruik worden gemaakt van openingen in den cylinderwand aan het slag-einde. Ze doen dan tevens goede diensten voor het afvoeren van water uit den cylinder.

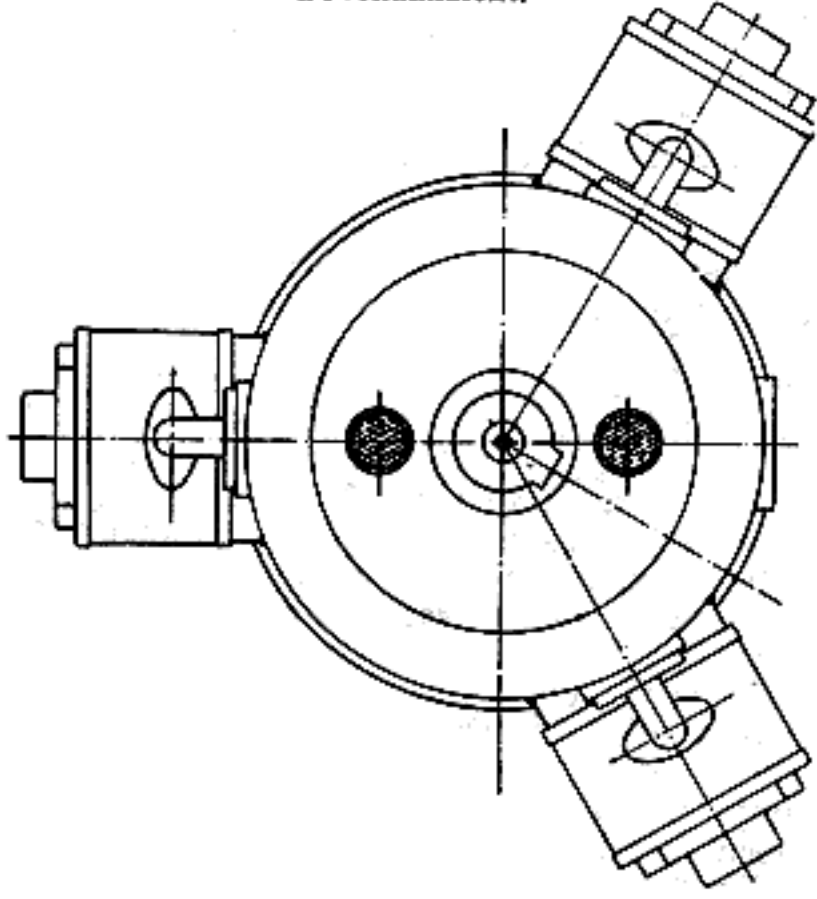
Bij den snellooper van fig. 55, welke voor een speciaal doel werd geconstrueerd, zijn de gaten in den wand dan ook

DRIE-CYLINDER ENKELWERKENDE SNELLOOPER.

Middellijn cylinders 80 m.M.
 Slaglengte 80 m.M.
 Omwentelingen . . . 1000 per minuut.
 Vermogen 10 I.P.K.



Bovenaanzicht.



Schaal 1:5.

Schaal 1:10.

Fig. 55.

aangebracht om het water, dat bij het periodieke aanzetten in de cylindereen aanwezig is, gemakkelijk te kunnen afvoeren.

De drie-cylindermachine herinnert aan het type-Brotherhood, echter niet verder dan de stergewijze plaatsing der drie cylindereen, waarvan de drijfstanen op één krukpen werken. De metalen omvatten de krukpen elk slechts over 90°. Ze worden aan de buitenzijde op hun plaats gehouden door tweedeelige bronzen ringen, welke in bedrijf geen druk krijgen. De machine heeft ten doel om een vertikale, vrijhangende centrifuge van WESTON direct aan te drijven. Het aandrijven van een dergelijke centrifuge, welke periodiek werkt en waarbij men de bekende drie perioden van aanloopen, loopen op volle snelheid en van uitloopen, remmen en stilstaan moet onderscheiden, kan op zeer verschillende manieren plaats vinden.

Gaat men echter het totaal nuttig effect na van de aangewende hoeveelheid energie, dan is dit voor de meeste methoden van aandrijving buitengewoon laag. Het bedraagt, volgens een uitvoerige uiteenzetting in het *Centralblatt für die Zuckerindustrie* 1912, blz. 617, o. a.:

0,18 voor aandrijving met eenvoudige duplex-stoompomp en waterrad;

0,26 voor aandrijving met stoommachine, riemen en wrijvingskoppelingen;

0,30 voor een expansie-pompmachine met waterrad.

De methode met Pelton-wiel is voor de aandrijving zeer eenvoudig, en wordt zeer veel gebruikt, ofschoon voor het tijdig uitschakelen van één der kranen alweer vrij ingewikkelde inrichtingen noodig zijn. Verschillende fabrieken gebruiken hiervoor zelfs een completen centrifugaal-reguleerder.

De redeneering, dat het stoomverbruik van de pompmachines er niet zoozeer op aankomt, daar de afgewerkte stoom toch weer wordt gebruikt, is niet steekhoudend, daar de grootere thermische verliezen en de verliezen door het mechanisch nuttig effect niet weer in nuttigen arbeid kunnen worden omgezet. Ook het slechtere nuttig effect van het Peltonwiel bij het aanzetten, is oorzaak, dat er juist in de periode, welke den meesten arbeid vraagt, ook het meeste verloren gaat.

Zoolang men voor het bedrijf geen brandstof behoeft te betalen, zooals bij de rietsuikerfabrieken het geval is, als men met den ampas toekomt, zijn de verliezen, economisch, van ondergeschikt belang.

Is het stoomverbruik in bedrijf echter hooger b.v. door de toepassing van het witsuikerprocédé en moet men brandstof bijkopen, dan zijn de verliezen reeds van belang, terwijl in beetwortelsuikerfabrieken, waar men de brandstof wel degelijk heeft te betalen, de zuinigheid in verband met de verliezen, veel groter rol speelt.

In een dergelijk geval kan men de ketelbatterij splitsen in een hoogdrukgedeelte voor de machines, welke zonder condensatie werken, doch zoo zuinig mogelijk kunnen zijn, en in een laagdrukgedeelte uitsluitend voor verwarming en verdamping. De vrees, dat eventueel gereduceerde suppletie-stoom door de oververhitting de verdamping zou doen teruggaan, heeft dan geen reden van bestaan meer.

De onderhavige inrichting voor de directe aandrijving door een betrekkelijk zuinige stoommachine, van een centrifuge, beoogt dan ook om op doelmatige wijze het nuttig effect belangrijk te vermeerderen (1).

De stoom wordt direct naar de machine gevoerd en de ontwikkelde arbeid wordt, op kleine verliezen na door het mechanisch nuttig effect, onmiddellijk op de vertikale centrifuge-as overgebracht.

Het thans optredend totale nuttig effect als product van thermo-dynamisch- en mechanisch nuttig effect kan veilig op 0,5 tot 0,55 worden gesteld. Zal de directe aandrijving eenige kans van slagen hebben, dan moet de machine in hooge mate bedrijfszeker zijn; de constructie moet eenvoudig en geschikt voor massafabrikage zijn; de bediening moet gemakkelijk zijn; het aanloopen moet bij belaste machine voldoende snel kunnen geschieden.

De drie-cylindermachine met plaatsing van de cylindereen onder 120° heeft een gunstig drijvend moment. Dit moment kan bij het aanloopen, door het kiezen van den maximum toelaat, een groote waarde hebben, waarbij echter ook is te

letten op het zuinig werken gedurende deze periode, daar deze den meesten arbeid vraagt.

Wordt een centrifuge aangenomen van de volgende gegevens:

$n = 1000$ per minuut,

$D = 1000$ m.M. (middellijn van den trommel),

vulling = 225 K.G.,

eigen gewicht = 225 K.G.,

$T = 120$ sec. (aanlooptijd),

$\eta_{mech.} = 0,9$,

$R = 1,4$ M. (straal van het zwaartepunt eener radiale doorsnede), dan is de effectieve arbeid in P.K., welke bij den toelaat van het aanzetten en bij volle snelheid moet worden ontwikkeld:

$$N_e = \frac{I \omega^2}{75 T} = 8,7 \text{ P.K.}$$

Het aantal I.P.K. zou derhalve rond 10 moeten bedragen.

Bij een cylindermiddellijn van 80 m.M., een slaglengte van 80 m.M. wordt $p_m = 3,75$ K.G./c.M², terwijl, om deze p_m te bereiken, voor een aanvangspanning van 8 K.G./c.M² absoluut en een tegendruk van 1,75 K.G./c.M² absoluut, de toelaat 0,4 moet bedragen. Bij de aangegeven drukgrenzen levert deze toelaat een behoorlijk zuinig diagram.

De drie cylindereen zijn tegen de cilindrische krukast afzonderlijk aangezet. De constructie met aangegoten cylindereen zou goedkoper zijn, doch de bewerking en uitwisseling der deelen wordt lastiger. Pakkingbussen komen niet voor, doch het doorleken van stoom naar de krukast moet zooveel mogelijk worden voorkomen. Water dat doorlekt mag de goede smering niet in gevaar brengen. De krukast heeft aan de bovenzijde een aangegoten kanaal voor den verschen stoom, waarop de drie schuifkasten aansluiten, aan de benedenzijde een aangegoten kanaal, waarop de uitlaat van elk der cylindereen aansluit. De afsluiter heeft een draaiende rooster-schuif, welke gemakkelijk te bewegen is en door den druk, in gesloten stand, goed zal afdichten. Het water, dat zich in cylinder kan bevinden, zal aan het einde van den slag gemakkelijk naar het uitlaatkanaal kunnen ontwijken. Op het cylindereen bevindt zich een veiligheidsklep van groote afmeting om het water, dat den stoom bij het aanzetten kan bevatten, zonder aftapkranen, gemakkelijk kwijt te raken. De schuif is binnenladend. De gewichten der heen- en weergaande deelen in de zuigerbeweging en de kleinste compressie bij aanzetten zijn zoo gekozen, dat de druk steeds naar binnen is gericht en niet wisselt. Door een tegengewicht tegenover de kruk kunnen de primaire traagheidskrachten gebalanceerd worden.

Ook in de schuifbeweging heerscht een steeds naar binnen gerichte druk.

Aan de binnenzijde staat n.l. atm. druk, terwijl aan den buitenkant de tegendruk van 1,5 tot 1,75 K.G./c.M² staat. De verbinding tusschen schuif en excentriekstang kan daardoor hoogst eenvoudig zijn. Het holle cilindrische uiteinde van de stang dient gelijktijdig als tap.

Het excentriek, dat de drie schuiven beweegt, is verbonden met het gewicht van een schijfreguleerder. De reguleerder ondervindt van den overdruk op de schuiven geen reactie, daar de drukkingen elkaar opheffen. Het reguleerergewicht voor deze machine weegt 2½ K.G. De as, waarvan het gewicht wordt opgenomen door een kogelondersteuning, draagt aan de benedenzijde één der schuiven van een elastische koppeling. Deze schijf dient tevens voor centrifugaalsmering, terwijl de tweede schijf op de centrifuge-as tevens remschijf is. De geheele stoommachine kan naar boven worden weggenomen. De elastische koppeling met spiraalveeren laat het vrije slingeren van de centrifuge toe. De olie in de hovenschuif zal door de centrifugaalkracht in het stilstaande pijpje stijgen en in de kamer boven de as terechtkomen, vanwaar ze naar de verschillende punten kan gaan, welke gesmeerd moeten worden. Door het aanbrengen van een overloop in den bodem staat de kogelondersteuning steeds onder olie, terwijl het doorlekkende water en het vuil op den bodem zakken en kunnen worden afgetapt. Onder het loopen kan de olie uit de schijf worden afgetapt en door nieuwe worden vervangen. De olieruimte in de krukast en het uitlaatkanaal zijn door een open luchtkanaal geïsoleerd. Het deksel van de krukast heeft van boven openingen, welke door een zeefplaat zijn gedekt. De waterdamp, welke in de krukast komt kan daardoor vrij ontwijken.

(1) Een bespreking met Prof. P. MEYER gaf mede aanleiding tot het ontwerpen van deze machine.

Van de hiervóór beschreven stoomwerktuigen worden enkele uitgevoerd. Het scheen me echter van belang ook de machines, welke nog niet in uitvoering zijn, aan de lezers van *De Ingenieur* bekend te maken. Een welgemeend woord van dank aan mijn assistenten, de heeren G. L. STUYVENBERG en C. M. VAN WIJNGAARDEN w. i. voor hun hulp bij het teekenwerk, mag hier ten slotte niet ontbreken.

Samenvatting.

Er wordt gewezen op de benaming „gelijkstroom“- en „zuigeruitlaat“-machine.

De zuinigheid der gelijkstroom-stoomwerktuigen wordt vermeld en de vermoedelijke oorzaken dier zuinigheid worden opgesomd.

De compressielijnen van verschillende gelijkstroom-stoomwerktuigen worden onderzocht en de resultaten van dit onderzoek worden vermeld.

Een vergelijking heeft plaats tusschen het tandem-compound-stoomwerktuig en de gelijkstroom-machine, zoowel wat zuinigheid als mechanische afmetingen betreft.

Gewezen wordt op de groote afhankelijkheid der gelijkstroom-machine van een hoog luchtledig.

De middelen om een langgebouwd gelijkstroom-stoomwerktuig bij hoogen tegendruk of bij slecht vacuum te kunnen gebruiken, worden aangegeven en een constructie van den schrijver voor een zelfwerkende compressieregeling nader besproken.

De beteekenis van de kortgebouwde gelijkstroom-machine wordt aangegeven, de noodzakelijkheid van een afzonderlijk uitlaatorgaan bij deze machines aangetoond, de onafhankelijkheid van hoogen tegendruk aangeduid en gewezen op verdere afwijkingen in den bouw.

Overdrukdiagrammen en indicator-diagrammen van een langgebouwde gelijkstroom machine met inschakelruimte en van een kortgebouwde gelijkstroom-machine, beide werkende zonder condensatie, worden met elkaar vergeleken.

Gewezen wordt op de gecombineerde regeling door verstelling van de smoorklep en door verandering van den toelaat bij de machines van BELLISS en WILLANS.

De toepassing der beginselen van de kortgebouwde gelijkstroom-cylinders op de tandem-compound-machine wordt aangegeven.

Verschiedene constructies van kortgebouwde gelijkstroom-machines van den schrijver worden besproken, waaronder:

- een horizontale machine met 2 inlaatkleppen en één uitlaatklep;
 - een horizontale machine met twee inlaatkleppen en één uitlaatkraan;
 - een horizontale snelloopende enkelwerkende machine met één schuif, welke op gescheiden poorten werkt;
 - een verticale snellooper met inlaatschuif en uitlaatkraan;
 - een verticale snellooper met inlaatschuif en uitlaatschuif;
 - een horizontale machine met inlaatschuif en uitlaatschuif.
- Ten slotte worden nog een paar enkelwerkende machines van bijzondere constructie van den schrijver besproken.

Het XVde Nederlandsch Natuur- en Geneeskundig Congres

DOOR

R. A. VAN SANDICK c. i.

III.

(Vervolg van blz. 358.)

Rede van Prof. C. FELDMANN,

Een en ander over het Corona-effect ook bij gelijkstroom.

Spreker deed in 1913 op het vorige XIVde Natuur- en Geneeskundig Congres te Delft een mededeeling omtrent het corona-verschijnsel bij wisselstroom. Daarover werd een referaat gegeven door C. J. SNIJDERS Jr. t., in *De Ingenieur* van 10 Mei 1913, No. 19, blz. 378.

Bij leidingen van bijzonder hooge spanningen ontstaat na overschrijding van een bepaalde kritieke spanning e_c tusschen geleider en aarde een sissend of krakend geluid en tegelijk beginnen de draden onder vorming van ozon een blauwachtig

glimlicht uif te stralen. Waar stofdeeltjes of onregelmatige puntjes aanwezig zijn, beginnen dan binnen deze lichtende omhulling van den draad witte of gele punten sterker op te lichten. Dit verschijnsel, dat door STEINMETZ 1894 met den naam van Corona werd gedoopt, gaat gepaard met een energieverlies, waarop het eerst in 1898 SCOTT, daarna in 1908 MERSHON attent maakte.

Het verschijnsel is dus geenszins nieuw. Maar het heeft pas in de laatste jaren in steeds stijgende mate de aandacht der technische wereld getrokken omdat men thans de isolatoren, porseleinklokken en olieschakelaars zoo verbeterd heeft, dat spanningen bereikt worden, waarbij deze corona-verliezen eenige beteekenis hebben verkregen.

Zoolang nu de maximum waarde der wisselspanning kleiner is dan de kritieke doorslagspanning e_0 der lucht werkt het systeem als een volkomen isolator. Zoolang dus de elektrische veldsterkte of de gradiënt

$$g = \frac{de}{dr} = \frac{e}{r \ln \frac{D}{r}}$$

aan den omtrek der draden met den straal r en den asafstand D kleiner is dan de doorslagvastheid g_0 der lucht, treden voor gladde ronde draden geen verliezen op behalve die, welke uit de ionisatie der lucht of uit onvoldoende isolatie der steunpunten ontstaan.

Wordt echter de veldsterkte aan de oppervlakte der draden grooter dan de vastheid der lucht, dan wordt deze doorbroken en er treedt onder stootionisatie de lichtende corona op.

Dat het glimlicht eerst bij een bepaalde spanning e_c ontstaat, kan men begrijpen als men zich voorstelt, dat eerst wanneer het elektrische veld een bepaalde sterkte heeft gekregen, de eerste electronen, die van een der geleiders uitgaan, zoo groote snelheden aannemen, dat zij door hun stoot de lucht moleculen ontleden. Is dit eenmaal begonnen, dan kan het aantal ionen tengevolge van de splitsing der lucht moleculen door de stooten der reeds aanwezige ionen zeer snel toenemen, zoodat als de trillingstijd der electronen klein genoeg is, de draad warmte en ook licht kan uitstralen.

In de mededeeling op het vorig congres werd aan het slot opgemerkt dat er nog steeds een verklaring ontbreekt van het energieverlies, dat na overschrijding der kritieke doorslagspanning e_0 optreedt. Dit is ook thans nog het geval.

De formule van PEEK

$$W = \frac{k\nu}{\delta} \sqrt{\frac{r}{D}} (e - e_0)^2 \cdot 10^{-5} \text{ K.W./K.M. draad}$$

bevat de kritieke doorslagspanning

$$e_0 = m_0 g_0 \delta r \ln \frac{D}{r} \text{ K.V./t.o.v. aarde,}$$

welke lager is dan de kritieke glimspanning

$$e_c = m_c g_c \delta r \ln \frac{D}{r} \text{ K.V./aarde.}$$

Hierin beteekent $g_{0, \max.} = 29.8 \text{ K.V./c.M.}$ den gradiënt of de breukvastheid der lucht bij $t = 25^\circ \text{ C.}$ en $p = 76 \text{ c.M.}$

luchtdruk, $\delta = \frac{3.92 p}{273 + t}$ een correctie voor temperatuur en

druk, die voor $t = 25^\circ$ en $p = 76 \text{ c.M.}$ gelijk één wordt,

r is de straal van den draad,

D de asafstand tusschen de draden,

ν de frequentie van de wisselspanning,

k een constante = 344 volgens PEEK.

Voor meeraderige kabels is de gradiënt, dus ook breukvastheid der lucht lager in de verhouding

$m_0 = 1$ voor blanke gladde draden.

= 0.98 ÷ 0.92, oude, ruwe draad.

= 0.87 ÷ 0.83, zevenader kabels.

Het is interessant, dat PEEK uit zijn proeven als snijpunt van de \sqrt{W} -lijn met de abscissas de waarde e_0 vindt en daaruit berekenen kan de waarde $g_{0, \max.} = 29.8 \text{ K.V./c.M.}$, die volkomen overeenstemt met de door J. J. THOMSON gevonden waarde van 30 K.V./c.M.; voor de in de techniek gebruikte middelbare waarden is dan $g_0 = 21.1 \text{ K.V.}$ in te voeren.

De gradiënt $g_{0, \max.}$ is dus constant = 29.8 K.V. De gradiënt g_c echter, waarbij het glimmen begint, ligt hooger