

II. BOUW- EN WATERBOUWKUNDE.

INHOUD: Een nieuw bufferschacht-systeem, door ir R. M. Sedijatmo; — De brug over de Kali Seraju bij Klampok, door ir M. G. Fabius.

621.29 : 621.643-56

Een nieuw bufferschacht-systeem

door

ir R. M. Sedijatmo.

Inleiding.

Bij moderne waterkrachtwerken is men door terreinomstandigheden vaak gedwongen het krachtstation te bouwen op belangrijke afstand van de inlaat. Alleen bij z.g. stuw-werken kan het krachtstation vrijwel steeds direct achter de dam worden gebouwd.

Bij werken met groot drukverval, waar het krachtwerk ver van de inlaat en belangrijk lager ligt, is het in de meeste gevallen gunstiger de toevoerleiding in twee delen uit te voeren, n.l. een gedeelte onder gering verhang (de toevoerleiding) en een steil hellend gedeelte (de drukleiding). Beide gedeelten ontmoeten elkaar in een bufferschacht.

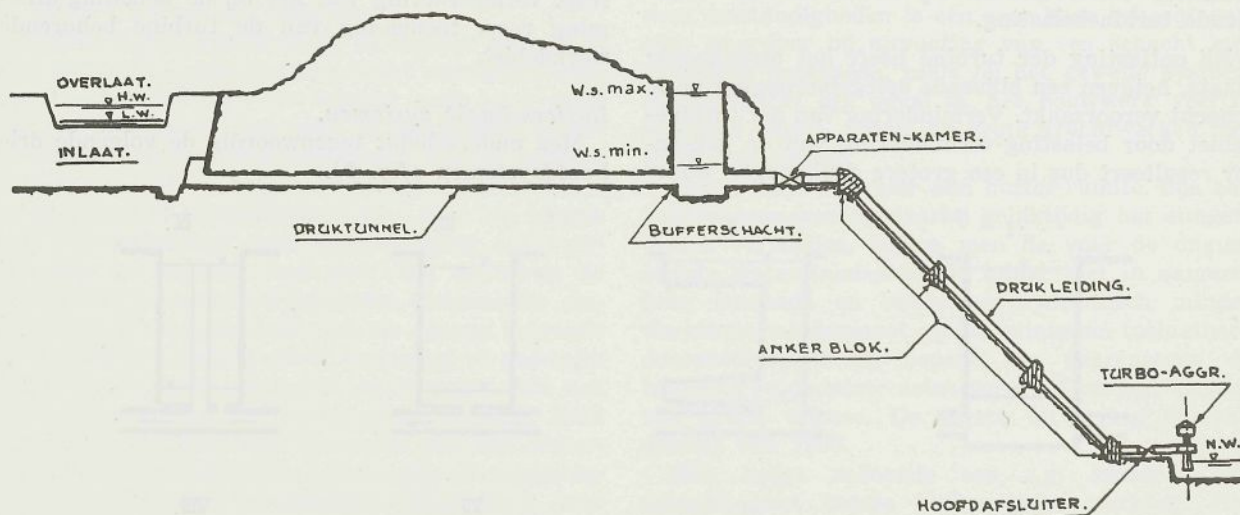


Fig. 1. Schema van een normaal omleidingskrachtwerk met bufferschacht.

De toevoerleiding kan als een open kanaal worden uitgevoerd, dan wel als druktunnel. De druktunnel heeft boven het open kanaal het voordeel, dat men niet zo zeer gebonden is aan het verhang van de leiding-bodem. Bij de uitvoering als een open kanaal is het leidingdebiët n.l. in hoge mate afhankelijk van de juiste uitvoering van het bodemverhang. Hoewel in de regel goedkoper, is de aanleg van een open kanaal met vrije waterspiegel in een zeer geaccidenteerd terrein niet altijd goed mogelijk, terwijl een plaats voor een grote ontvangbak of een vergaarkom niet altijd aanwezig is. Overigens heeft een bufferschacht hier geen zin, omdat het lange open kanaal (zij het als tunnel uitgevoerd) zelf als bufferschacht dienst doet, als dit open kanaal zoals gewoonlijk in een enigszins ruime ontvangbak, of nog gunstiger in een vergaarkom eindigt. De taak van de bufferschacht als watertoevoerregelaar

wordt hierdoor geheel en zelfs doelmatiger overgenomen.

De werking van de bufferschacht is als volgt.

Bij toenemende generator-belasting en dus groter waterverbruik door de turbine moet de in de toevoerleiding stromende watermassa plotseling worden versneld. Aangezien toevoerleiding en drukleiding in een gezamenlijke schacht, de bufferschacht, uitkomen en in de drukleiding wegens de grote helling direct de grotere watersnelheid optreedt, blijft het water in de toevoerleiding dus feitelijk ten achter. De waterspiegel in de bufferschacht daalt diensgevolge, waardoor echter tevens het verhang in de toevoerleiding groter wordt en hier de watersnelheid toeneemt. Door het snelle suppleren van het tekort aan turbine-debiët ten gevolge van een belastingtoeneming van de generator wordt voorkomen, dat de steilhellende drukleiding a.h.w.

wordt leeggezogen waardoor een zeer gevaarlijke vacuum zou ontstaan. Hierbij wordt opgemerkt, dat bij toeneming van de generatorbelasting, de turbine-regulateur in werking treedt, waardoor de leidkanalen tussen de leidschoepen een groter doorsnede verkrijgen met als gevolg een grotere wateronttrekking uit de aansluitende drukleiding.

Door de traagheid van de voortstromende watermassa zal de waterspiegel nog dieper dalen dan met het bij het nieuwe waterverbruik behorende drukverlies (verhang) overeenkomt. De waterspiegel in de bufferschacht zal dus met afnemende amplitude om de nieuwe evenwichtsstand slingeren en deze na enige tijd blijvend bereiken. Hiervoor is echter nodig, dat in de bufferschacht een gedempte waterspiegelslingering optreedt, m.a.w. de werking van de bufferschacht "stabiel" is. Blijvende (normale sinus) of, nog erger, zichzelf versterkende slingeren mogen in een bufferschacht nimmer optreden. Het al of niet optreden van bovengenoemde ongewenste oscillatie-verschijnselen hangt o.m. af van de diameter van de schacht van de bufferbak.

De waterspiegel in de nieuwe evenwichtsstand ligt dan zoveel lager, als overeenkomt met het grotere drukverlies in de toevoerleiding t.g.v. het meerdere waterverbruik bij bovenbedoelde toenemende turbinebelasting.

Bij ontlasting der turbine heeft het omgekeerde plaats, hetgeen een blijvende spiegelverhoging in de schacht veroorzaakt. Vermindering van het turbine-debiet door belasting-vermindering van de generator resulteert dus in een grotere drukhoogte, waar-

door onnodig rendementsverlies wordt voorkomen. De bufferschacht moet nu zo bemeten worden, dat de waterspiegelslingeringen geen moeilijkheden voor de turbineregeling teweeg brengen. De amplitude van de slingeren hangt af van de afmetingen van de bufferschacht, anderdeels ook van het systeem. De tunneldimensies worden in de regel bepaald door andere eisen, samenhangend met plaatselijke omstandigheden, zodat een beperking van de duur en de amplitude der slingeren alleen bereikt kan worden door keuze van afmetingen en van het systeem van de bufferschacht.

Uit hetgeen gezegd is blijkt, dat de amplitude bij gegeven verhoudingen des te groter is, naarmate de kinetische energie van de watermassa (bij lagere drukleiding en/of grotere stroomsnelheid) groter is en naarmate de belastingverandering van de turbine sneller intreedt of groter is. Er blijkt ook uit, dat de nivellerende werking van de bufferschacht des te sneller en intensiever is, naarmate de waterspiegel bij de verandering van de belasting sneller omhoog resp. omlaag wordt gebracht, omdat hierdoor de remmende resp. versnellende werking op de bewegende watermassa in de tunnel ook des te sneller intreedt. Dit leidt tot snellere vermindering resp. vermeerdering van het bij de belasting-afneming resp. toeneming van de turbine behorende werkdebet.

Bufferschacht systemen.

Men onderscheidt tegenwoordig de volgende drie hoofdsystemen (fig. 2).

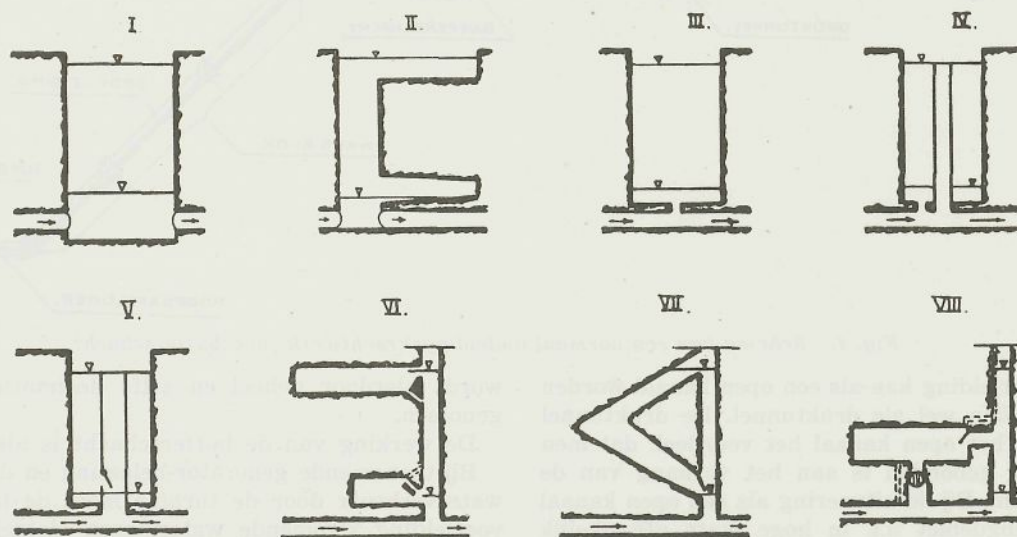


Fig. 2. Bufferschacht systemen

- 1e. de gewone bufferschacht (I)
- 2e. de kamer-bufferschacht (II, V, VI, VII, VIII)
- 3e. de gedempte bufferschacht (III, IV).

De gewone bufferschacht (fig. 2, I).

Het oorspronkelijke type bufferschacht is de gewone „standpijp“, waarvan het principiële kenmerk is het over de gehele hoogte gelijkblijvende doorsnede-oppervlak (meestal cirkelopp.). Hoe groter krachtwerk, des te groter doorsnede, dus hoe

groter de diameter van de schacht.

Dit type vereist gewoonlijk de grootste ruimtinhoud en dan ook in de meeste gevallen de grootste kosten voor de uitvoering. De werking is traag en primitief bij de grotere schachtdiameters en zeer onrustig (snelslingerend) bij de kleinere (fig. 3).

De hydraulische berekening en uitvoering ervan is echter betrekkelijk eenvoudig. Bij de kleine wa-

een overlaat aangebracht om de maximum waterspiegelstijging bij dezelfde ligging van de bovenkamer zo groot mogelijk te maken. Later heeft Kammüller hetzelfde gedaan voor het geval van belasting-toeneming, door in de benedenkamer een z.g. zuigdrempel (Saugschwelle) aan te brengen. Zulk een „Schoklitsch-Kammüller“-bufferschacht is afgebeeld in fig. 2, VI.

Voor verdere bijzonderheden van deze geperfectioneerde kamerbufferschacht wordt verwezen naar literatuur (3).

De gedempte bufferschacht (fig. 2, III).

Eenzelfde resultaat bereikt men ook door in plaats van een smalle stijgschacht een dempende weerstand tussen de bufferbak en de druktunnel in te schakelen. Zodoende ontstaat de z.g. gedempte bufferschacht.

Wordt bij een belastingtoeneming water aan de bufferbak onttrokken dan moet het water een weerstand (eventueel te bewerkstelligen met behulp van een afsluiter) passeren. Dit brengt een krachtig drukverlies teweeg, van de orde van grootte van het gehele drukverlies in de toevoertunnel, soms nog meer, en de werking hiervan op het voortstromende water in de tunnel is dezelfde alsof het water in de bufferbak lager zinkt dan zijn feitelijke ligging en juist zoveel lager als overeenkomt met het drukhoogteverlies in de weerstand. Men kan zich de werking ook aldus voorstellen, dat het piëzometrisch vlak tussen inlaat en bufferschacht door de weerstand a.h.w. sterker gaat hellen, waardoor dus de overdruk tussen inlaat en buffer groter wordt, met als gevolg een grotere versnelling van de waterbeweging naar de buffer toe.

Bij een belastingafnemning is de werking van de weerstand in de buffer juist andersom. Het in de buffer binnendringende water passeert de weerstand, hetgeen mogelijk is indien een grote druk hierbij behulpzaam is. Het is dus alsof het piëzometrisch vlak, beschouwd van de inlaat af naar de buffer, minder daalt en daardoor dus de van de buffer afkomstige tegendruk op het voortstromende water sterker is. Het is dus ook alsof door het inschakelen van de weerstand de waterspiegel in de bak hoger ligt dan zijn feitelijke ligging, waardoor de tegendruk op het tunnelwater groter wordt. Dienovereenkomstig wordt het tunneldebiet sneller verminderd.

Het is duidelijk, dat in de tunnel nabij de buffer bij belastingtoeneming een drukverval en bij belastingafnemning een drukverhoging optreedt, die bij plotselinge belastingafval groot kan zijn. Hieruit volgt duidelijk, dat zulk een weerstand enige nadelen met zich voert. Immers wil men bij een bufferschacht aan volume sparen, dan moet men de horizontale doorsnede van de schacht klein nemen, met het ongewenste gevolg van grote slingerwijdten. Om deze grote amplituden te beperken moet men bij deze soort bufferschacht de dempingweerstand verkleinen, m.a.w. de dempingweerstand vergroten. Hierdoor kan zoals gezegd de drukverhoging in de tunnel bij plotselinge belastingafnemning te groot worden, en dus behalve gevaarlijk te worden, ook

dure voorzieningen voor de tunnel eisen. Bij een sterke belastingtoeneming ontstaat in de tunnel een onderdruk of zelfs in het ongunstigste geval een vacuum, met de gevolgen van dien.

Een ander nadeel van deze soort bufferschacht is, dat de berekening daardoor zeer onzeker wordt, want niet alleen met de onzekerheid van de K -waarde in de tunnel maar ook met de nog grotere onzekerheid van de η -coëfficiënt voor het drukverlies in de weerstand heeft men rekening te houden. Immers de K - en η -waarden zijn vooraf niet vast te stellen dan door grove schatting.

Deze soort bufferschachten met dempende werking is zeer populair in Amerika, in tegenstelling met de vorengenoemde kamerbufferschachten, waarvan in Europa vrijwel altijd de voorkeur wordt gegeven.

De Johnson-bufferschacht (fig. 2, IV).

Om het nadeel van de gewone bufferschacht, n.l. de grote gevoeligheid voor gevaarlijke drukverhogingen bij plotselinge belastingafname te ondervangen heeft Johnson in de bufferbak een centrale buis naast de weerstand aangebracht, beide in verbinding staande met de druktunnel.

Bij een plotselinge ontlasting zal het water snij in de centrale buis stijgen en overvloeien in de bufferbak, waardoor niet al het water door de weerstand hoeft te passeren. De drukverhoging door de aanwezigheid van de weerstand kan dus min of meer beperkt worden door de horizontale doorsnede van de centrale buis kleiner of groter te nemen. Hoe groter doorsnede, hoe meer de drukverhoging wordt verzwakt. Door derhalve de doorsnede van de centrale buis voldoende groot te nemen, kan men de drukstoot binnen bepaalde grenzen houden, maar daarmee wordt het voordeel van de dempende werking dan tevens gedeeltelijk opgeheven. Om nog van de voordelen van de gedempte bufferschacht, dus van de weerstand te kunnen profiteren moet de diameter van de centrale buis betrekkelijk klein worden gehouden. Door het een en ander wordt de berekening zeer ingewikkeld en bovendien onzekerder.

Het is duidelijk, dat ook bij de Johnson-bufferschacht het nadeel van de dempende weerstand niet is verholpen, n.l. het gevoelig zijn voor belastingsstoten, vooral wanneer deze groter zijn dan overeenkomt met de voor de rekening van de dempingsweerstand aangenomen belastingtoeneming, ook wanneer die belastingsstoten slechts weinige seconden duren. Het drukverlies in de weerstand immers neemt toe met het kwadraat van de belastingtoeneming, terwijl de centrale buis binnen enkele seconden zijn inhoud verliest.

Om nu de gevoeligheid van de gedempte bufferschacht, met name van de Johnson-bufferschacht, te verminderen, worden wel verschillende peilen aangebracht. Deze werken dan zo, dat voor de grootste belastingtoeneming een geringer weerstand werkt (2 weerstandsopeningen of meer bijv.), waardoor een kleiner drukverlies optreedt. Te grote drukverhoging bij volledige ontlasting wordt hierdoor ook vermeden. In plaats van verschillende

weerstand op verschillende peilen aan te brengen kan men een beter resultaat verkrijgen, door een met de waterstand veranderlijke weerstand aan te brengen in de vorm van een verticale spleet in de centraal-buis.

Een bufferschacht, die wat de vorm betreft veel overeenkomst vertoont met de Johnson-bufferschacht, maar die in wezen een kamerbufferschacht is, is de bufferschacht van Schoklitsch, bestaande uit een grote bufferbak met in het midden een centrale buis, die met de bufferbak in verbinding staat door middel van naar de gemeenschappelijke verticale as openende terugslagkleppen (fig. 2, V). De bufferbak kan hierdoor dezelfde dienst doen als de kamers bij een kamerbufferschacht. Dit idee leidt tot het ontstaan van de bufferschachten van Schüller en van schrijver dezes. Door de nodige grote hoogte en diameter van de bufferbak komt dit type niet zo voordelig uit.

Nieuwere vormen van Kamerbufferschacht.

Bufferschacht van Schüller (fig. 2, VII).

De grondidee van Schüller is om de grote bovenkamer, die berekend is voor het geval van buisbreuk, waarbij dan de automatische klep plotseling sluit, zodat de belasting van vollast plotseling op nul overgaat, ook dienstbaar te maken om het momentane watertekort bij belastingtoeneming te dekken, totdat door genoegzame waterspiegeldaling in de bufferschacht de watertoevoer in de druktunnel zoveel is toegenomen, dat het benodigde debiet door de drukleiding, behorende bij de nieuwe belastingstoestand, hieraan gelijk wordt, zodat na enige kleine schommelingen de nieuwe evenwichtstoestand is bereikt. Dit is alléén goed mogelijk, wanneer de waterstand bij de tunnelinlaat nagenoeg constant is of constant gehouden wordt; de kamer zal dan, in tegenstelling met de bovenkamer bij het 2-kamer-systeem, geheel onder de constante waterstand bij de inlaat moeten worden geplaatst.

Als doorsnede van de stijgschacht wordt de minimum toelaatbare doorsnede volgens Thoma genomen.

Op de hoogte h_1 boven de inlaatwaterstand bevindt zich in de stijgschacht een overlaatsdrempel met valleiding voor de samengetrokken kamer, waarin het water valt. Onmiddellijk onder de waterspiegel bij vollast in de schacht sluit een terugslagklep de verbindingsoening tussen schacht en kamer af. De klep laat een kleine spleet open, die een langzame waterspiegelvereffening tussen kamer en schacht mogelijk maakt.

Bij plotseling afvallen van de belasting van vollast tot nul, werkt de bufferschacht als een twee-kamerbufferschacht met overlaatsdrempel in de bovenkamer.

Bij belastingtoeneming werkt hij als een gewone bufferschacht met grote doorsnede, die gelijk is aan de som van schachtdoorsnede voorzover gelegen beneden stuwpeil en kamerdoorsnede, waardoor een rustige spiegelschommeling met kleine amplitude verkregen wordt. De valleiding blijft hierbij als kamer onbenut, aangezien hij boven stuwpeil ligt. Hierbij dient de doorsnede-verdeling van de kamer

over de hoogte, overeenkomende met het drukhoogteverlies tussen inlaat- en schachtwaterspiegel, zodanig te geschieden, dat voor iedere bedrijfstoestand de benodigde bergruimte voor het overvallende water (bij plotseling afvallen van de belasting tot nul) in de kamer aanwezig is.

Is de waterstand bij de inlaat sterk veranderlijk, dan blijft een 2-kamersysteem het aangewezen.

Door verhoging van het peil van de overlaatsdrempel h_1 kan de kamerinhoud willekeurig beperkt worden of bij eenzelfde volume het debiet vergroot worden; alleen wordt bij kleine kamerinhoud de werking bij toeneming van de belasting, dus bij spiegeldaling, slechter.

De door schrijver voorgestane eenkamerbufferschacht. (fig. 2, VIII).

Evenals bij Schüller is ook hier de grondgedachte om de twee kamers van het 2-kamersysteem tot één kamer samen te trekken, welke geheel onder de waterstand bij de inlaat, die nagenoeg constant zal moeten zijn, wordt geplaatst, waardoor op de benodigde kamerinhoud belangrijk wordt bespaard.

Bij sterk veranderende waterspiegel zal het 2-kamersysteem nog altijd het aangewezen zijn.

Het verschil met het systeem Schüller is, dat de stijgschacht niet overgaat in een valleiding via een overlaatsdrempel, maar de kamer zelf direct in verbinding wordt gebracht met de stijgschacht met behulp van een spruitstuk, dat afgesloten wordt door een terugslagklep, die naar de kamerzijde opent.

Wanneer door een plotselinge belastingafneming het water in de schacht tot een bepaald peil is gestegen, opent de klep zich onder de wateroverdruk en water stroomt van de schacht de kamer binnen. Bij de belastingtoeneming zal omgekeerd het water snel dalen tot een bepaalde minimumstand, waardoor een holle balklep naar beneden zakt, tengevolge waarvan de verbindingsschacht tussen kamer en tunnel „vrij” staat en water uit de kamer in de druktunnel stroomt.

Uit het bovenstaande volgt, dat het voorgestelde systeem bij belastingafneming werkt als een 2-kamer-bufferschacht met een overlaatsdrempel in de bovenkamer, terwijl bij belastingtoeneming het systeem werkt als een 2-kamer-bufferschacht met een zuigdrempel in de benedenkamer, en in beide gevallen dus als een „Schoklitsch-Kammüller”-bufferschacht.

Voor de bepaling van de kamerinhoud past men toe de formules voor de berekening van de geïdealiseerde kamerbufferschacht bij plotselinge belastingafneming van vollast tot nul.

De voordelen van het nieuwe systeem boven dat van Schüller zijn :

1e. de doorsnede-vorm van de kamer is, in tegenstelling tot het systeem Schüller, niet aan een bepaalde doorsnede-verdeling over de hoogte gebonden, zodat de kamerdoorsnede beter aangepast kan worden aan statische en hydraulische eisen en gemakkelijker is uit te voeren.

$$V = \frac{L \cdot f \cdot V_o^2}{g \cdot h_o} \cdot \frac{x_{\max} - n^2}{\varepsilon_1} \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_s}\right)$$

$$\frac{L \cdot f \cdot V_o^2}{g \cdot h_o} = \frac{1000 \times 3,14 \times 2,55^2}{9,78 \times 3,74} = 554,5 ;$$

$$x_{\max} = \frac{h_{\min}}{h_o} = \frac{4,50}{3,75} = 1,22 ;$$

$$\varepsilon_s = \frac{L \cdot f \cdot V_o^2}{g \cdot F_s \cdot h_o} = \frac{20300}{9,78 \times 3,14 \times 3,74^2} = 47,25 ;$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon \text{ (uit het nomogram van V o g t)}$$

$$\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_s} = \frac{2,5}{47,25} = 0,053 ; 1 - \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_s} = 1 - 0,053 =$$

$$= 0,947 ;$$

$$\frac{x_{\max} - n^2}{\varepsilon_1} = 0,175 \text{ (uit het nomogram van F r a n k)}$$

$$\text{und Schüller waarbij } n = \frac{\text{deellast}}{\text{vollast}} = 0,5)$$

$$V = 554,5 \times 0,175 \times 0,947 = 92 \text{ m}^3 \text{ of rond } 90 \text{ m}^3$$

Deze hoeveelheid is bij de gegeven belastingtoestand van het krachtwerk in de kamer ruimschoots aanwezig.

Bij halfvast staat de waterspiegel in de stijgschacht, dus ook in de hiermee in verbinding staande kamer, op 0,95 m. Bij deze stand bedraagt de hoeveelheid water in de kamer n.l. 155 m³.

Bij toepassing van de meest economische 2-kamerbufferschacht van Schoklitsch-Kammüller zou een inhoud nodig zijn van 200 m³ voor de boven en 90 m³ voor de benedenkamer. Toepassing van de door schrijver dezes voorgestelde kamerbufferschacht geeft dus een besparing op de kamerin-

houd van ca 30%. Vergeleken bij de gewone, niet gepatenteerde 2-kamerbufferschacht (zonder overlaat noch zuigdrempel) bedraagt de besparing ca 50%. Bovendien staat het water in de kamer hier, in tegenstelling tot de benedenkamer van de 2-kamerbufferschacht, niet onder druk, hetgeen een extra besparing meebrengt op de kamerbemannering.

Tot slot zij opgemerkt, dat het meergenoemde bufferschachtsysteem, beter nog dan de z.g. Amerikaanse systemen, zeer geschikt is voor de uitvoering in open bouw. Van groot voordeel is in dit geval n.l. het feit, dat de kamerwand niet onder waterdruk staat, waardoor de hele constructie incl. formeelwerk lichter kan worden gemaakt.

Mede door de lage horizontale ligging van de kamer kan de constructie ook beter tegen aardbevingsgevaar worden verzekerd dan de normale toren-bufferschacht, waarbij de kamer als een hoge verticale schacht met centrale buis moet worden geconstrueerd.

Het een en ander maakt het systeem voor een land als Indonesië aantrekkelijk.

Literatuur :

1. Dipl. Ing. F. V o g t : — Berechnung und Construction des Wasserschlosses.
2. Dr. Ing O. Streck : — Das Wasserschloss bei Hochdruckspeichieranlagen.
3. J. Frank and J. Schüller : — Schwingungen in den Zuleitungs- und Ableitungskanälen von Wasserkraftanlagen.
4. A. Schoklitsch : — Spiegelbewegung in Wasserschlossern.
5. D. Thoma : — Beiträge zur Theorie des Wasserschlosses bei selbsttätig geregelten Turbinenanlagen.
6. R. D. Johnson : — The Surge Tank in Water Power Plants, Transactions A.S.M.E., Vol. 30, 1908.

624.21.011.2 :656

De brug over de Kali Seraju bij Klampok.

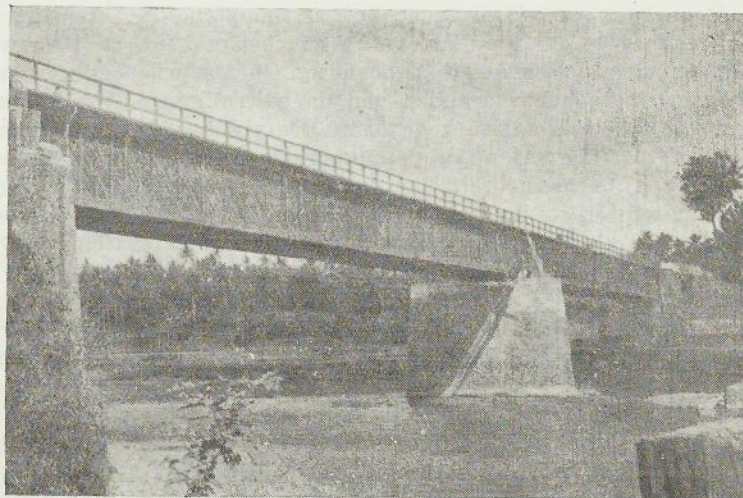
door

ir M. G. Fabius.

In de nacht van 13 op 14 Juni 1949 werd door kwaadwilligen in brand gestoken de houten brug over de kali Seraju bij Klampok, die daardoor practisch totaal verloren ging. (zie foto).

Hiermede is een zeer merkwaardige, gedurfde houtconstructie, die gedurende de Japanse bezetting werd gebouwd, vernietigd.

De voorgeschiedenis van deze brug is de volgende. Tegen het eind der twintiger jaren werd ter plaatse door de suikerfabriek Klampok een uit twee overspanningen bestaande stalen vakwerkbrug gebouwd met het doel de aan de Noordzijde van de Kali Seraju gelegen riettuinen in het smalspoornet van de op de Zuidelijke oever gelegen fabriek te kunnen opnemen. De brug werd te-



Houten brug over de K. Seraju bij Klampok.
(in Juni 1949 vernield)

vens op royale wijze voor gewoon verkeer ingericht, zodanig, dat naast het in de campagne door middel van vertikale staven en kettingen daarvan afgescheiden spoor nog een ruime voertuigbaan overbleef en buiten de campagne, door verwijdering dier afscheiding, ruim twee verkeersbanen ter beschikking kwamen.

De breedte tussen de leuningën bedroeg dan ook zeker meer dan 6 m.

Met de Plaatselijke Raad van Noord- en Zuid-Banjumas werd een overeenkomst gesloten, volgens welke de fabriek de brug gratis beschikbaar stelde voor het openbare verkeer en genoemde Raad de onderhoudsplicht op zich nam. Deze ging later over op de Provincie Midden-Java.

In Februari/Maart 1942 werd de brug, die een schakel vormde in de verbinding van Purwokerto over Sukaradja en Purbolinggo naar het Oosten, door het K.N.I.L. vernield.

Tijdens de Japanse bezetting werden de resten der beide overspanningen onder inkorting verbouwd tot één overspanning en gebezigd voor het herstel van de eveneens vernielde brug over de Serajuvlakten Noorden van Banjumas in de weg Banjumas-Sukaradja. Hiermede werd nog in 1942 aangevangen.

In 1943 oordeelde de bezetter het wenselijk ook de brug bij Klampok te herstellen, waarvoor, wegens het ontbreken van ijzer, de keuze viel op een houtconstructie. Het ontwerp werd opgemaakt door ir H. Krull van de Technische Dienst van het Boswezen, toentertijd werkzaam bij de inmiddels onder Japanse supervisie nog functionerende Onderafdeling Constructiebureau van de Afdeling Waterstaat van het Departement van V. en W.

Gebruik makende van het feit, dat de oorspronkelijke rijvloer der vakwerkbrug zeer hoog boven water was gelegen, kwam de ontwerper tot een brugconstructie met bovengelegen rijvloer. De breedte tussen de leuningën bedroeg 4,50 m, terwijl de rijvloer rechtstreeks ondersteund werd door vijf hoofdliggers, die hart op hart op afstanden van 1,02 m gelegen waren. Omdat de rijvloer tevens als windverband fungeerde, werd deze in twee lagen uitgevoerd. De onderste laag, ter dikte van 6 cm, bestond uit planken, die op de middenligger begonnen en naar buiten toe een hoek van 45° met de brugas maakten, de bovenste, eveneens ter dikte van 6 cm, bestond uit planken dwars op de lengte-as der brug. Op deze wijze werd met de bovenranden van de buitenliggers een veelvoudig K-vakwerk gevormd. De vijf hoofdliggers waren liggers op drie steunpunten ter lengte van $2 \times 47,04$ m theoretische overspanning en met een buitenwerkse hoogte van 3,135 m. Zij waren uitgevoerd als volwandige liggers met een lijfdikte van 5 cm en randen, die waren samengesteld uit ribben van 6×18 cm in aantallen overeenkomstig de bepalende maximum momenten.

De lijfplanken, ter breedte van 13 cm, maakten een hoek van 45° met de vertikaal en liepen, gerekend van de buitenste steunpunten, over 17,64 m (d.i. over $\frac{3}{8}$ der enkele overspanning) in vallende, overigens in stijgende richting tot het middensteunpunt. De randen bestonden elk minimaal uit vier van de vorengenoemde ribben aan elke zijde van het lijf, aangebracht in twee lagen, dus 2×2 links en

2×2 rechts van het lijf en maximaal uit 3×3 links en 3×3 rechts van het lijf.

In het algemeen was in elke laag aan elke zijde van de hoofdligger steeds één rib als lasplaat te beschouwen, zodat de maximum werkzame randdoorsnede te stellen was op 12 ribben van 6×18 cm. Bij de berekening van momenten en dwarskrachten werd eenvoudigheidshalve uitgegaan van een constant traagheidsmoment over de volle liggerlengte.

Al het gebruikte materiaal was djatihout, op een klein nader te noemen gedeelte na. De houtwerken werden machinaal bewerkt en gereed voor samenvoeging op de bouwplaats (montage op steigerwerk) afgeleverd door het bedrijf van de Verenigde Javasche Houthandel Mijen te Semarang.

Overigens werd deze volwandige ligger voor de berekening beschouwd als een vakwerk met een zeer groot aantal diagonalen (elke lijfplank was een diagonaal) en een kleiner aantal vertikalen. De afstand dezer vertikalen hield enerzijds verband met het lasschema der randen, anderzijds met de in die randen optredende buiging tussen elk paar vertikalen, waarbij zeer terecht niet zozeer de optredende buigspanning, als wel de optredende doorbuiging maatgevend werd geacht. Men kwam zodoende tot een indeling van elk der overspanningen in 32 panelen van 1,47 m. Nabij de eindopleggingen werden in 5 dezer panelen tussenvertikalen aangebracht met het oog op vorenbedoelde doorbuiging. Aan elke kant van het middensteunpunt kwam dit over 10 panelen voor. De lengte van elk der randribben was in het algemeen $3 \times 1,47 = 4,41$ m, waarmee voldaan werd aan de eis, dat de grootste djatihoutlengte ten hoogste 4,50 m zou bedragen. Slechts bij het middensteunpunt kwamen grotere lengten voor, waarvoor rasamalahout werd gebezigd. In het gebied, waarin tengevolge van de mobiele belasting de diagonalen op druk en de vertikalen op trek belast konden worden, werden aan weerszijden van de vertikalen ijzeren trekstangen aangebracht. De vertikalen bestonden in het algemeen uit 2 ribben van 10×10 cm, één aan elke zijde van het lijf. Bijzondere zorg was besteed aan de vertikalen boven de opleggingen en die, waar de richting der lijfplanken veranderde.

Hier waren door het mogelijke optreden van buiging zwaardere afmetingen nodig. Voor alle verbindingen tussen lijfplanken en randen, die tussen lijfplanken en bijzondere vertikalen en voor de lasen in de randen werden hardhouten deuvels van $\phi 6,4$ en $\phi 8,1$ cm toegepast. Wegens het grote aantal dezer deuvels kon een deel daarvan zonder bouten $\phi \frac{1}{2}$ " worden uitgevoerd.

Bij de opleggingen, op twee velden van de eindopleggingen en overigens om de drie velden kwamen dwarsverbanden voor, bestaande uit houten stemfels, ijzeren trekstangen en houten schoren in twee richtingen.

Bij de berekening werd uitgegaan van een eigen gewicht per ligger van 450 kg/m' en een gelijkmatig verdeelde mobiele belasting van eveneens per ligger 450 kg/m' . De brug was geschikt voor wegklasse II, terwijl uit berekeningen met geconcentreerde grotere lasten is gebleken, dat lasten van 15 ton op onder-

linge afstanden van ± 15 m en lasten van 20 ton op onderlinge afstanden van ± 20 m konden worden toegelaten, onder toepassing van een schokcoëfficiënt van 20%.

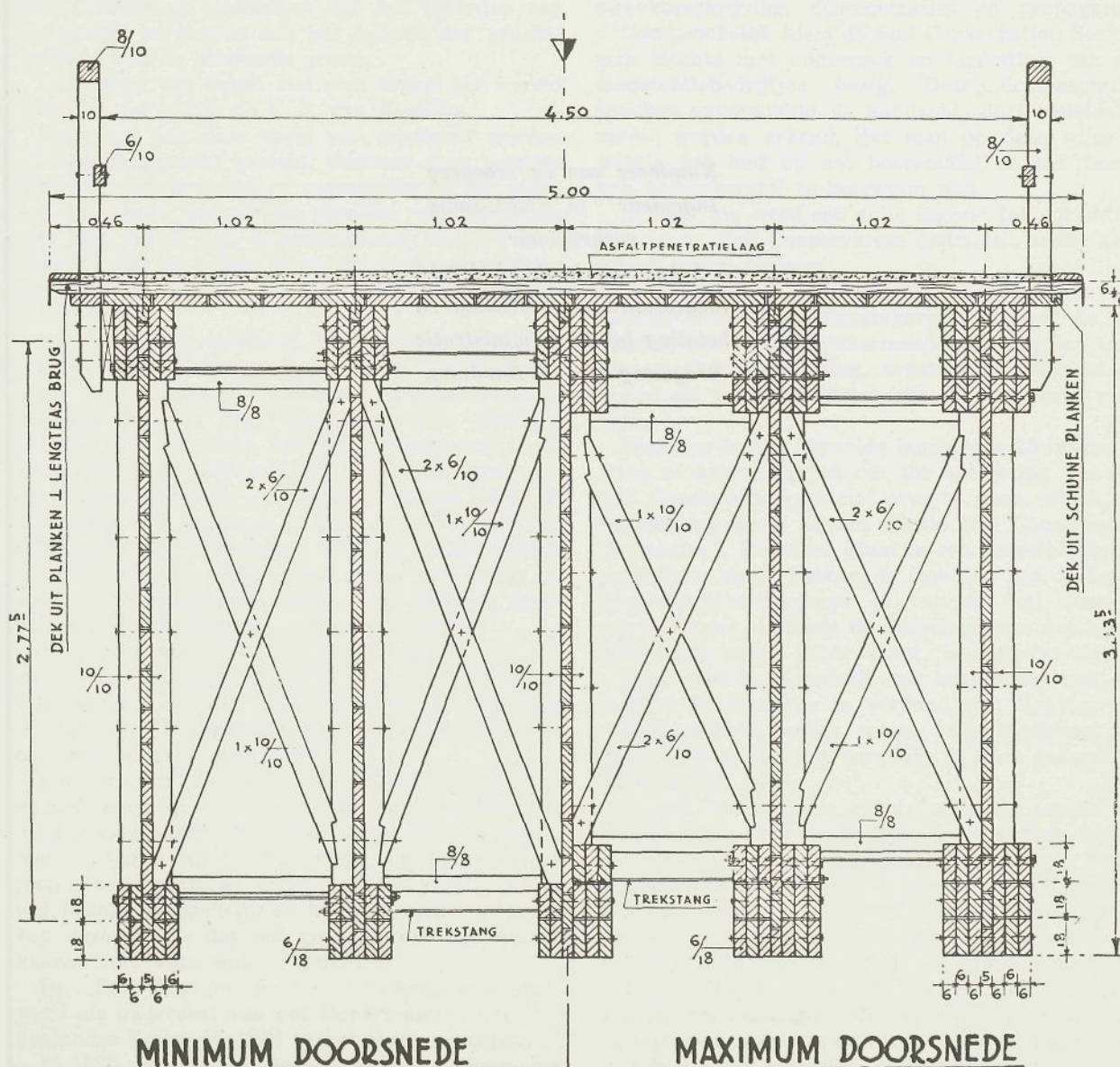
De grootste buigende momenten werden berekend op ± 168 tm en $-252,5$ tm, de grootste dwarskrachten op 26,67 ton en 17,33 ton, de maximum spanning op 75 kg/cm^2 .

Het buitengewone van deze constructie komt wel tot uiting indien men zich realiseert, dat hier openingen van elk ruim 47 m werden overspannen met liggers van 3,135 m hoogte, d.i. één vijftiende der spanwijdte, en dat deze ruim 3 m hoge liggers een lijfdikte vertoonden van slechts 5 cm!

Nadat de brug in 1948 voor personeel der Openbare Werken Midden-Java bereikbaar was, is gebleken, dat de onderranden der buitenliggers door inwatering hebben geleden. In voorbereiding was

daarom het maken van een hangsteigerwerk, dat voor een nauwkeurige inspectie zou kunnen dienen en tevens geschikt zou zijn voor ondersteuning van een of twee te herstellen liggers. Tengevolge van de brandstichting is een nauwkeurig onderzoek naar de gevolgen dezer inwatering niet meer mogelijk. Wel kan er op grond van deze ervaring toe besloten worden, dat bij soortgelijke constructies maatregelen ter bescherming van de onderranden der buitenliggers niet kunnen worden ontbeerd.

Hoewel het verloren gaan van deze brug zeer zeker een verlies betekent, ook al omdat daarmee een belangrijke, ongewone constructie is vernietigd, moet daarbij toch worden bedacht, dat zij gelegen was in een verre van logisch wegtracée. De bouw zal daarom op een andere plaats moeten geschieden, waardoor een vrij beduidende verkorting van de wegverbinding van Purwokerto naar het Oosten zal kunnen worden tot stand gebracht.



*Nummers van de vroegere
Ingenieur in Ned.-Indië
verkrijgbaar*

*à f 2,— afgehaald, à f 2,50
toegestuurd na bestelling en
betaling bij de Administratie
Bragaweg 38 — Bandung.*

III. ELECTROTECHNIEK EN WERKTUIGBOUW

INHOUD : Enige typische breukgevallen bij zuigers van vliegtuigmotoren, door ir G. Broersma.

621.431.75—24

Enige typische breukgevallen bij zuigers van vliegtuigmotoren

door

ir G. Broersma.

1. Inleiding. *)

In het volgende zullen breukgevallen behandeld worden, welke voorkwamen bij zuigers van twee verschillende types vliegtuigmotoren.

De analyses, die er toentertijd van gemaakt zijn, waren er voornamelijk op gericht, om op korte termijn enige aanwijzingen te verkrijgen over mogelijke breukoorzaken. De aard van het bedrijf, waar de vliegtuigmotoren in gebruik waren en de heersende tijdsomstandigheden lieten een langdurig, diepgaand onderzoek niet toe.

Een resumé van de formules, die gevonden werden bij het mechanisch-fysisch gedeelte van de analyse vindt men in *lit. 1*. Sedertdien is een nieuwere, meer diepgaande analyse verricht, waarvan een rapport is gemaakt (*lit. 2*).

2. Eerste zuigertype.

In *fig. 1* vindt men een schets van één van de

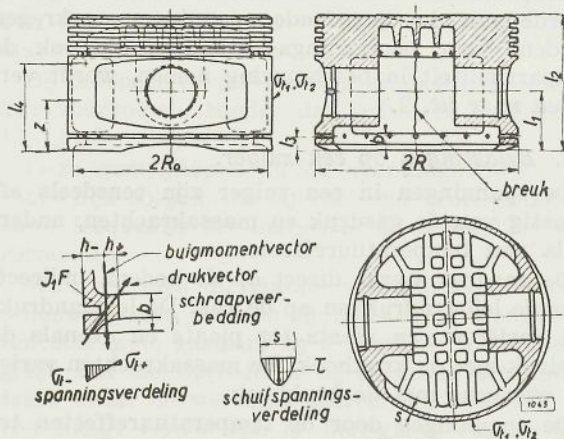


Fig. 1. Breuk lopende door het schraapveer-oliegaatje.

twee bedoelde zuigertypen. Deze zuiger werd gebruikt in een radiale 9-cylinder vliegtuigmotor.

*) Wegens het ontbreken van het letterteken Sigma is in de tekst voor de aanduiding van een spanning (trek of druk) de letter *s* gebruikt. Dit bracht mee, dat de rokdikte *d* moest worden genoemd. In de reeds eerder gemaakte cliché's van de figuren echter werd wel de sigma voor spanning gebruikt en de *s* voor de dikte van de rok.

De vliegtuigmotor zelve werd gebruikt in een 3-motorige vliegboot (verkenners-bommenwerper). Niet lang na de indienststelling in de tropen van deze vliegboot, die in Europa werd gebouwd, begonnen breuken op te treden in de zuigers. Deze breuken begonnen (of eindigden) in de schraapveer-oliegaatjes en/of in de oliegaatjes onder de van het gesloten eind verst verwijderde zuigerveer. De breukvlakken kan men zich praktisch denken als snijvlakken van de rok met vlakken door de zuigerhartlijn, loodrecht staande op de hartlijn van de zuigerpen.

Ze kwamen daarbij voor aan de kant van de zuiger, die tijdens het eind van de compressie-slag aanlag aan de cylinderwand. (De ontsteking der bougies vond resp. 25° — achterste — en 30° — voorste — voor het D.P.D.Z. plaats).

In *fig. 1* is een voorbeeld aangegeven. Daar loopt de scheur door een schraapveer-oliegaatje.

(2.1) Mechanisch-chemisch onderzoek.

Allereerst werden sterkte-proeven en een chemisch onderzoek van het zuigermateriaal verricht door de chemicus H. J. C. Pfeiffer. Dit gedeelte van het onderzoek leverde het negatieve resultaat op, dat er geen principieel verschil in mechanische eigenschappen, resp. chemische samenstelling van het materiaal der gescheurde zuigers en dat van zuigers, die heel bleven, aanwezig bleek te zijn. Ook een visueel onderzoek van de zuigers leverde geen bewerkingsfouten — zoals krassen of slecht bewerkte gaatjes — op, waardoor spanningsconcentraties kunnen veroorzaakt worden. De oliegaatjes veroorzaken in elk geval spanningsconcentraties, maar dit wordt nog ernstiger bij slechte afwerking (elliptische gaatjes, krassen). Voorts werd altijd opgemerkt, dat de zuigerveren los zaten, voor zover de mechanische beschadigingen aan de gescheurde zuigers niet zo ernstig waren, dat de veren gedeeltelijk door gruis waren vastgeklemd. (Men zou dit ook een positief resultaat kunnen noemen, in zoverre, dat één lijn van onderzoek afgesloten werd).

Verderop zal nog op de smering ingegaan worden, in verband met de mogelijkheid van hoge plaatse-lijke mechanische en/of thermische belastingen.

(2.2) Warmtebelastingen.

Vervolgens werd er naar gezocht, welke temperaturen er optraden, resp. de invloed ervan op het zuigermateriaal. Dit geschiedde langs indirecte weg en wel door onderzoeken aan zuigerveren. Een verslag hiervan vindt men in *lit. 3*. Door meting van vormveranderingen aan de zuigerveren werd de verandering in elastische eigenschappen (resp. de verandering in elasticiteitsmodulus en de blijvende vormverandering) vastgesteld. Als resultaat werd er een correlatie gevonden met bekende temperatuurmetingen en voorts — en dat was het belangrijkste — dat het gebruik van de motor een grote invloed heeft op de mechanische eigenschappen van het zuigermateriaal. Een vergelijking kon nl. getroffen worden met hetzelfde type motor, dat toegepast werd in een waterjager, waar geen zuigebreken voorkwamen. Het is immers zeker, dat in een jager, statistisch gesproken, het gebruik veel ruwer is dan in een verkenner-bommenwerper. De zuigerveren gingen — zelfs bij juist gebruik — zeker vier maal sneller achteruit in elastische eigenschappen in de vliegmotor in de waterjager dan in de motor, geplaatst in de verkenner-bommenwerper.

Tegelijkertijd was schrijver opgedragen een onderzoek te beginnen naar de vliegwijze van de verkenner-bommenwerper, meer in verband met de actie-radius ervan. Dit bleek zo veelbelovend, dat een systematisch onderzoek naar het benzine-gebruik onder alle mogelijke omstandigheden begon, waaruit tenslotte vliegvoorschriften ontstonden (zie *lit. 4*) en waardoor gewezen kon worden op een — mogelijk aan het type inherente — onjuiste vliegwijze (*lit. 5, 6*).

Tijdens de invoering van deze voorschriften verdwenen de gebroken zuigers geheel; zij het ook dat tegelijkertijd een grote serie „andere” zuigers ter vervanging van de gescheurde door de fabriek was gezonden en in gebruik gesteld.

(Hoewel materiaal en samenstelling hetzelfde bleken te zijn als de vroegere zuigers, kunnen de zuigers een andere warmte-behandeling hebben ondergaan, waardoor het materiaal iets meer bestendig is geweest tegen hoge temperaturen. Zoals bekend, neemt de vastheid van een materiaal af met hoge temperatuur. Verbetering is hier in het algemeen in te brengen door alliage-wijziging. Zie hierover verder onder de paragraaf „eigenschappen van het gebruikte materiaal”).

Dat het mogelijk was, dat de motoren in de beginne overbelast werden gebruikt, zou indirect misschien uit het voorgaande af te leiden zijn, alsmede uit het feit, dat de breuken aan de kant van de zuiger lagen, die gedurende het eind van de compressie-slag en het begin van de verbranding aanligt. Men kan zich immers voorstellen, dat bij een snelle, detonatieve verbranding, de hoogste drukken al optreden voor het D.P.D.Z.

Een andere lijn van onderzoek was daarom naar de thermische belasting. Allereerst werd nagegaan of er grote temperatuurverschillen tussen de 9 cilindrs waren. Dit bleek niet het geval te zijn. Tegelijkertijd werd, door weging van de loodaan-

zetting in de cilindrs en de uitlaatpijpen, onderzocht of er aanwijzingen waren, dat de mengselsterkte sterk varieerde in de 9 cilindrs. Daarover waren in de literatuur nl. ook reeds gegevens verschenen (*lit. 7*). Een verschil werd wel gevonden, maar niet excessief groot. Er bleek geen behoorlijke correlatie tussen het voorkomen van gebroken zuigers en de verschillen in mengselsterkte te zijn.

Ook de plaats van de motor bleek niet van belang te zijn. Alle gevallen opgeteld, bleek het, dat in stuurboord-, midden- en bakboordmotor evenveel gebroken zuigers totaal waren voorgekomen.

Dat er abnormale verbranding zou voorkomen door condities, die inherente zijn aan de tropen, werd reeds elders vermeld (*lit. 8 en 9*). Er kan nl. in en na tropische onweders, stormen of regens, ozon in de atmosfeer komen. Ozon beïnvloedt de detonatieve verbranding in hoge mate. (Een andere labiele zuurstofdrager werd recent in de literatuur vermeld (*lit. 10*). Het gaat daar over methylnitraat, dat de motor na 1 minuut geheel tot stilstand bracht. Er ontstond daarbij schade, die in de werkplaats moest worden hersteld).

Corrington en Fisher hebben onlangs zuigerschade beschreven, waarbij door onregelmatige verbranding grote toename in cylindertemperaturen ontstond, zodat ook de zuiger thermisch overmatig belast werd en tenslotte zuiger en cylinder gingen vreten met vastlopen als uiteindelijk resultaat (*lit. 11*).

Om tenslotte de mechanische en thermische belastingen te kunnen schatten werd een sterk vereenvoudigde analyse gemaakt. Daarbij werd gebruik gemaakt van evenwichts-, resp., randvoorwaarden voor de spanningsberekeningen; aan de compatibiliteitseisen is in de meeste gevallen niet voldaan. Daardoor kon echter een sneller inzicht in de grootte-orde van de optredende spanningen verkregen worden. Voor berekenings-methode's, die ook de compatibiliteit in beschouwing nemen, wordt verwezen naar *lit. 2*.

3. Belastingen op een zuiger.

De spanningen in een zuiger zijn eensdeels afkomstig van de gasdruk en massakrachten, anderdeels van temperatuureffecten.

De gasdruk werkt direct op de bodem, indirect, door de leibaandrukken op de rok. De leibaandrukken variëren van plaats tot plaats en evenals de gasdruk met de krukhoek. De massakrachten variëren eveneens met de krukhoek.

De spanningen door de temperatuureffecten te weeg gebracht, de thermische spanningen, variëren aan het oppervlak en over geringe diepte met de plaats, resp. met de krukhoek. Die dieper in het materiaal variëren niet meer in zo'n belangrijke mate met de krukhoek. Ze variëren wel met de plaats.

Bij verandering van de werkomstandigheden van de motor veranderen de spanningen eveneens.

(3.1) Spanningen door gasdruk en massakrachten veroorzaakt.

Wat de gasdruk betreft, deze hangt van de be-

lastig van de motor af, maar ook van de aard van de verbranding.

Bij normale verbranding is het gewoonte, de

spanningen na te gaan, die volgen uit de maximum optredende gasdruk. Deze is door Evans gebracht in de formule (zie *lit. 11*):

$$p_{\max} = \frac{p_i \varepsilon (\varepsilon x_c - 1)}{p_{mi} + (\varepsilon - 1)(x_c - 1)} \cdot \frac{1}{(x_c - 1) \left[\frac{1}{(\varepsilon - 1)} + \frac{X}{S} - \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \left\{ \frac{S + X(\varepsilon - 1)}{S \varepsilon} \right\} x_c \right]} \quad (1)$$

Waarin :

$p_{\max}$ = grootste optredende druk in Kg/cm².

p_{mi} = gemiddelde, geïndiceerde druk in Kg/cm² (te berekenen uit effectief vermogen en mechanisch rendement, (zie *lit. 2* en *lit. 11* tabel op pag. 11, No. 4; resp. pag. 53).

p_i = inlaatdruk in Kg/cm².

ε = compressie-verhouding, 6,4;

x_c, x_e = verhouding der s.w. bij constante druk, resp. volume, bij expansie (1,20) resp. compressie (1,27);

X = afstand van zuiger tot D.P.D.Z. op het ogenblik dat $p_{\max}$ optreedt, in cm (bij 15 — 20° na D.P.D.Z. in normale gevallen);

S = slag, in cm.

Bij een drijfstaanglengte van 21,6 cm wordt voor

een hoek van 17 1/2° ná D.P.D.Z., $\frac{X}{S}$, 3.10⁻²

Voor maximum vermogen (in de start) werd voor het door ons onderzochte geval $p_{\max} = 66,7$ Kg/cm².

Bij een detonatieve verbranding treedt de maximum gasdruk eerder op; overigens kunnen er ook druktrillingen voorkomen. De maximum gasdruk kan groter zijn dan de zo juist bepaalde waarde, maar zeker niet kleiner.

Bij detonatieve verbranding kunnen ook drukpieken voorkomen, zonder dat trillingen volgen (*lit. 13, 14*).

Deze gastrillingen zullen spanningstrillingen te voorschijn roepen, die bij voldoende grote amplitude en/of frequentie het materiaal op schadelijke wijze vermoeien.

Wanneer men dit laatste verschijnsel buiten beschouwing laat, zal men bij in rekening brengen van een maximum gasdruk bij detonatieve verbranding, gelijk aan die, optredende bij normale verbranding, zeker onder de werkelijk optredende belasting zijn. Het hangt verder van de heftigheid van de detonatie af, op welk ogenblik de maximum druk optreedt. Dit kan zelfs gebeuren ver voor D.P.D.Z., als de verbranding begint, voor het eerste overspringen der bougievonk. De maximum leibaandrukken stijgen daarbij in toenemende mate met de hoek vóór D.P.D.Z., waarbij de maximum gasdruk optreedt. Voor normale verbranding is de maximum leibaankracht ongeveer een tiende van de totale maximum gaskracht, die ná D.P.D.Z. optreedt. Voor detonatieve verbranding van grote heftigheid zou men de zelfde benaderings-formule kunnen gebruiken; de maximum gaskracht treedt dan vóór

D.P.D.Z. op en de maximum leibaankracht op de andere leibaan van de cylinder, resp. andere zijde van de zuiger.

De optredende leibaandrukken volgen uit de gasdruk, krukstand, zuigerafmetingen en uit de gebruikte olie. De zuiger, die ook als hij warm is, met speling in de cylinder beweegt, is normaal van de cylinder gescheiden door een smeerlaag. Het karakter van deze smeerlaag wordt bepaald door de beweging van de zuiger over de wand. Dit is een spel van versnellingen en vertragingen, met toe- en afnemende drukken, dat een exacte hydrodynamische berekening, zoals bij een normaal glijlager verricht is, onmogelijk maakt. Dit temeer waar aan het eind van de compressie en tijdens de verbranding de gasdruk nog zijn invloed doet gelden. Als verdere verzwaren van het probleem komen dan het onregelmatige geometrische karakter van de rokbuitenkant, veroorzaakt door de zuigerveren, alsmede de olieaantjes die de toe- en afvoer der olie regelen, naar voren.

Bij dit alles kunnen dan nog trillende zuigerveren een storende rol spelen.

Men kan dan ook beter andersom te werk gaan en uit de krukstand gasdruk en massakracht bepalen en daarna de totale leibaandruk. De totale leibaandruk kan men verdelen over één kant van de rok, zodanig, dat de zuiger in evenwicht is tegen kantelen en tegen zijdelingse beweging. Als verdere voorwaarden kan men dan stellen, dat de druk rotatorisch gelijkmatig over de ene helft van de rok is verdeeld, dan wel dat er lijnaanraking is tussen zuiger en cylinder, waarbij in beide gevallen het drukverloop axiaal lineair is.

In het eerste geval is de gelijkmatige druk, ter plaatse z :

$$q = \frac{T}{R l_2^2} \left\{ (2 l_2 - 3 l_1) - 3 (l_2 - 2 l_1) \frac{z}{l_2} \right\} \quad (2)$$

Waarin : q in kg/cm²; T = leibaankracht, volgende uit gas- en massakracht, in kg; z gemeten vanaf open eind van de rok, in cm; l_1, l_2 en R , zoals aangegeven in *fig. 1*, alle in cm.

In het tweede geval, de „lijn-eenheidskracht”, ter plaatse z :

$$T_1 = \frac{2 T}{l_2^2} \left\{ (2 l_2 - 3 l_1) - 3 (l_2 - 2 l_1) \frac{z}{l_2} \right\} \quad (3)$$

Waarin T_1 in kg/cm.

In dit laatste geval zullen contact-drukken optre-

den volgens de berekening van Hertz (*lit.* 15, pag. 681).

Bij laatstgenoemde berekeningen is er in werkelijkheid niet sprake van lijn-aanraking, maar aanraking over een kleine eindige breedte. De contactdrukken zijn afhankelijk van het verschil in kromtestraal van zuiger en cylinder. Verder gelden de berekeningen van Hertz voor lichamen met grote stijfheid.

De contact-drukken zullen echter vormveranderingen teweeg brengen in zuiger en cylinder. D.w.z. de kromtestraal van de zuiger wordt ter plaatse groter en die van de cylinder kleiner. Bij de afname van het verschil van deze kromtestralen nemen de contactdrukken weer af.

Practisch komt het er op neer, dat men ze kan toepassen bij luchtgekoelde cylinders, waarbij de koelribben voldoende stijfheid geven, resp. bij de rand van de zuigerbodem. In het door ons onderzochte geval was de cylinder rond $730 \times$ zo stijf als het slapste deel van de rok (tussen de zuigerpennaven).

Het blijkt dan bij narekenen, dat een lijn-aanraking niet optreedt over de rok. Er treedt aanraking over een bepaalde breedte op, waarbij de vervorming van de zuiger ook zo groot is, dat het verschil in kromtestraal over die breedte verdwenen is. (Het gaat hier om bogen met openingshoeken van $10^\circ - 20^\circ$).

In dit verband halen we nog aan wat Pye opmerkt over de smering (*lit.* 16). „Men heeft wel de indruk willen vestigen, dat het zuiger-cylindercontact een geval is van grenslaagsmering,

Waarschijnlijk is dat zo over een zeer klein deel van de omtrek, maar Ricardo en anderen hebben proeven gedaan, die bewijzen, dat de totale zuigerwrijving practisch evenredig is aan de viscositeit van het smeermiddel en dit zou alleen zo kunnen zijn als de olie-film over het grootste gedeelte van het zuigeroppervlak van een behoorlijke dikte is.....”.

Daar de belastingen met de krukhoek variëren, betekent dit, dat de zuigerrok dus een bepaalde periodieke vervorming ondervindt met een maximum in de buurt van D.P.D.Z.

Resumerend vindt men :

1) De maxima van krachten en moment (vector || hartlijn zuiger), die in de rok kunnen optreden, bedragen voor het geval van gelijkmatige leibaandruk, per eenheid van hoogte, gemeten || aan de zuigerhartlijn :

$$M_{2\pi} = 0 ; N_{2\pi} = -qR ; D_{2\pi} = 0 \dots\dots\dots (4)$$

waarin :

$$M_{2\pi} = \text{moment in kg cm/cm;} \\ N_{2\pi} = \text{normaalkracht in kg/cm;}$$

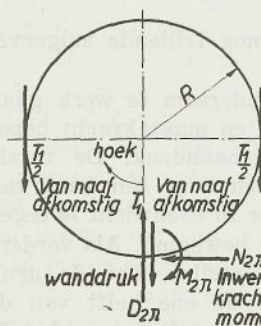


Fig. 2a.

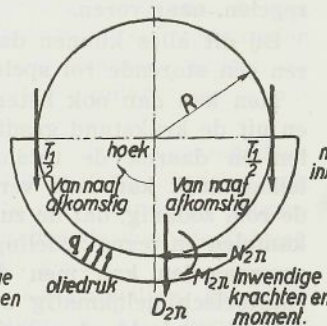


Fig. 2b.

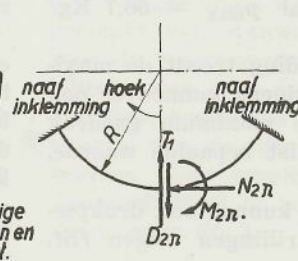


Fig. 2c.

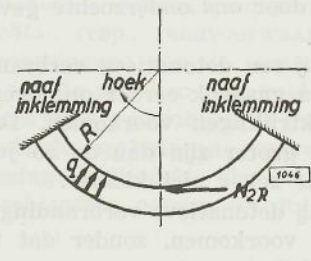


Fig. 2d.

Fig. 2a. Belasting zuigerrok beneden zuigerpennaven, door geconcentreerde krachten.

Fig. 2b. Belasting zuigerrok beneden zuigerpennaven, door geconcentreerde krachten en gemiddelde oliedruk.

Fig. 2c. Belasting zuigerrok tussen zuigerpennaven door geconcentreerde kracht, „inklemming in naven”.

Fig. 2d. Belasting zuigerrok tussen zuigerpennaven door gemiddelde oliedruk, „inklemming in naven”.

$D_{2\pi}$ = dwarskracht in kg/cm;

d = rokdikte in cm.

(in fig. 1 is de rokdikte als s aangegeven).

Zij komen voor in het symmetrievlak loodrecht op de zuigerpenhartlijn (fig. 2 b en d).

2) Voor het geval van lijn-aanraking geldt voor de rok, ter plaatse van de lijn-aanraking (fig. 2 a en c):

$$M_{2\pi} = -\frac{T_1 R}{4} ; N_{2\pi} = -\frac{T_1}{2\pi} ; D_{2\pi} = -\frac{T_1}{2} \quad (5)$$

3) Wanneer men de vervorming van de rok in aanmerking neemt, dan is het maximum moment dat kan optreden :

$$M_{2\pi} = -\frac{\Delta R}{R^2} E I_1 \dots\dots\dots (6)$$

waarin :

ΔR = speling van de zuiger, bovenaan bodem $6.10^{-3}R$, onderaan $4.10^{-3}R$, bovenaan rok $2.5.10^{-3}R$ en onderaan rok $1.5.10^{-3}R$, in cm;

E = elasticiteitsmodulus van het zuigermateriaal, 7.10^5 kg/cm²;

I_1 = lineair traagheidsmoment (per eenheid van hoogte) in cm³.

Hieruit zijn de volgende spanningen af te leiden:

1) Voor het geval van gelijkmatig leibaandruk :

$$s_{t1} = q \frac{R}{d} \dots\dots\dots (7)$$

waarin :

s_{t1} = gelijkmatige tangentiale drukspanning, in

kg/cm²; voor d bij de schraapveerbedding F_1 = oppervlak, per eenheid van hoogte te nemen (oliegaatjes).

2) Voor het geval van lijn-aanraking, afziende van de invloed van de normaalkracht op de spanningen, volgende uit het moment:

$$s b_{\max} = \frac{T_1 R h_{\max}}{4 I_1}; \tau_{\max} = \frac{3 T_1}{4 G};$$

$$s d_{\max} = \frac{0,418 (T_1 E \Delta R)^{1/2}}{R} \dots \dots \dots (8)$$

waarin:

- $s b_{\max}$ = grootste buigspanning in kg/cm²; (zowel na te gaan voor trek- als drukspanning, de eerste is gevaarlijker!)
- $h_{\max}$ = grootste vezelafstand in cm;
- $\tau_{\max}$ = grootste schuifspanning in kg/cm²;
- $s d_{\max}$ = grootste drukspanning (Hertz) in aanleg-, vlakje", kg/cm².

Wanneer men narekent, welke vervorming hierbij optreedt, dan blijkt, dat deze bijv. bij de schraapveerbedding rond 15 × groter is dan de hier voorkomende koude speling. Dit geval van aanligging komt dus niet voor, zoals reeds opgemerkt, eerder een, die meer lijkt op geval (1). De grootste spanning, die voor kan komen bij volbelaste, koude motor volgt uit:

3) rokvervorming:

$$s t_{\max} = \frac{\Delta R h_{\max} E}{R^2} \dots \dots \dots (9)$$

De orde van grootte hiervan bij de schraapveerbedding is rond 150 kg/cm².

Bij geometrisch gelijkvormige zuigers van een zelfde materiaal, is dit constant.

Het is voor de bepaling van de maximale spanningen dus niet van belang hoe de verdeling der leibaandrukken is.

Als door bepaalde oorzaken, zoals koude motor, of zuiger van te kleine maat, de speling abnormaal is, dan zullen de spanningen groot worden. Dit wordt nog verergerd door de spanningsconcentraties bij de oliegaatjes, waarbij de spanningen kunnen verhogen met een factor 3, terwijl gietfouten deze factor nog groter kunnen maken (lit. 15, p. 684).

Wanneer cirkelvormige gaten voorkomen, als in fig. 3a en c en een spanningsveld optreedt, zoals

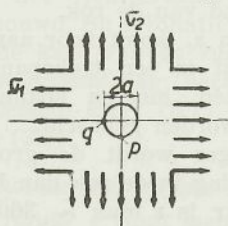


Fig. 3a.

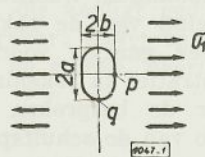


Fig. 3b.

geschetst, dan treden de volgende maximale spanningen bij de omtrek op:

In p : $s_r = 0$, $s_t = 3s_1 - s_2$, $\tau_{\max} = \frac{1}{2}s_t$.

In q : $s_r = 0$, $s_t = 3s_2 - s_1$, $\tau_{\max} = \frac{1}{2}s_t$.

En verder: $\tau_{\max} = 2\tau$ in fig. 3c. (10)

r = radiaal

t = tangentiaal

Zijn er ellipsvormige gaatjes zoals in fig. 3b en d , dan zijn de maximale spanningen:

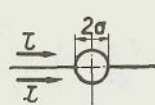


Fig. 3c.

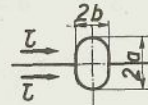


Fig. 3d.

In p : $s_r = 0$, $s_t = s_1 (1 + 2 \frac{a}{b})$, $\tau_{\max} = \frac{1}{2}s_t$, en verder: $\tau_{\max} = \tau (1 + \frac{a}{b})$ in fig. 3d.(11)

Opmerking 1.

Zoals bekend is, worden bij revisie de zuigers, die te veel gesleten zijn, vervangen door nieuwe zuigers, die een overmaat hebben t.o.v. de zuigers, die eerst gebruikt zijn geweest, daar ook de cylinders intussen gesleten zijn. De cylinders zijn uitgesleten naar een kleinere kromming, de zuigers naar een grotere, dwars op zuigerpenvlak.

Stel nu, dat de cylinders opgeslepen worden tot gelijkmatige rondheid, dus met een grotere diameter dan vroeger en — door een fout van de controle — nieuwe zuigers zonder overmaat worden geplaatst, dan is er een speling, die veel groter is dan normaal. Daardoor stijgen de berekende spanningen nog verder.

Opmerking 2.

Aan de aard van de formules, die de spanningen bepalen, ziet men, dat (1) een dikkere rok grotere spanningen geeft; (2) cylinders in watergekoelde motoren, door grotere slapheid minder kans op dit type breuk geven.

(3.2) Thermische spanningen.

Evenals bij de bepaling van de spanningen, die uit de gasdruk (en massakrachten) werden bepaald, worden bij de bepaling der thermische spanningen enige vereenvoudigingen ingevoerd:

- (1) de zuigerpennaven beïnvloeden het temperatuurbeeld niet;
- (2) ook niet het thermische spanningsbeeld in de rok;
- (3) het is toegestaan om de rok in ringen te verdelen, die alleen radiale schuifspanningen aan elkaar overdragen — parabolisch verloopende met de dikte der ring — en geen normaalspanningen;
- (4) er treden alleen tangentialen spanningen in de ringen op;
- (5) wanneer verschillen in dikte optreden in de rok, wordt daar ter plaatse een scheidingsvlak van de onder (3) genoemde ringen aangebracht, terwijl de schuifspanningen in de scheidingsvlakken in elkaar overgaan, omgekeerd evenredig met de dikte der bijbehorende ringen;
- (6) de bodem van de zuiger overheerst de rok in stijfheid; de thermische uitzetting van de rok is gelijk aan die van de bodem ter plaatse, zonder dat elastische invloeden een rol spelen.

Men krijgt nu de volgende vergelijkingen.

Het evenwicht eist (vereenvoudigingen (3) en (4) gecombineerd):

$$s_t = \frac{2}{3} R_o \frac{d\tau}{dz} \dots\dots\dots (12)$$

$$\text{waarbij: } \tau = \tau_{\max} \left(1 - \frac{4x^2}{d^2} \right) \dots\dots\dots (13)$$

In formule (12) en (13) betekent:

$$\Delta R_o = \frac{s_t}{E} R_o + \alpha \left[(t_b - t_r) \frac{z}{l_4} + t_b - t_o \right] R_o \dots\dots\dots (14)$$

Hierin is:

ΔR_o = geometrische vervorming van de straal R_o , cm;

α = thermische uitzettingscoëfficiënt van het zuiger-materiaal, $(^\circ C)^{-1}$ (voor aluminium giet-legeringen $\sim 2,3 \cdot 10^{-5}$);

s_t = gemiddelde tangentielle spanning, in kg/cm^2 ;

R_o = gemiddelde straal van de rok in cm (bij kamertemperatuur t_o);

τ = schuifspanning in kg/cm^2 ;

x = afstand van een vezel uit het midden, in cm;

De gemiddelde geometrische vervorming is gelijk aan de som van thermische en elastische vervorming en derhalve:

t_b = temperatuur aan bodemeind van de rok, $^\circ C$;

t_r = temperatuur aan open eind van de rok, $^\circ C$;

l_4 = lengte zuigerrok, cm.

Links en rechts R_o erbij opgeteld geeft:

$$R_t = \frac{s_t}{E} R_o + \alpha R_o (t_b - t_r) \frac{z}{l_4} + R_o \left[1 + \alpha (t_r - t_o) \right] \dots\dots\dots (15)$$

R_t = gemiddelde straal van de rok, bij temperatuur t , in cm.

De voorwaarde genoemd onder (6) geeft:

$$(R_t)_{z=l_4} = R_o \left\{ 1 + \alpha (t_b - t_o) \right\} \dots (16)$$

De temperatuurverdeling in de rok wordt in dit geval ontleend aan de gegevens gebruikt bij de proeven met de zuigerveren van de bewuste zuiger, beschreven in *lit.* 3.

(Nieuwe metingen vindt men ook in *lit.* 18).

De oplossing van deze vergelijkingen wordt gevonden door iteratie. Eindige verschillen in z en τ worden beschouwd.

De rok wordt bijv. verdeeld in tien ringen van gelijke hoogte Δz .

Voor de eerste ring, grenzend aan de zuigerbodem, is de straal R_{t1} gelijk aan die van de bodem, welke dan uit vergelijking (16) volgt.

Voor de eerste ring kan dan s_{t1} afgeleid worden uit de vergelijkingen (12) en (15) als men dan eindige verschillen in plaats van differentialen

neemt, dus $\frac{\Delta \tau}{\Delta z}$ i.p.v. $\frac{d\tau}{dz}$. De temperatuur t wordt

afgeleid uit de temperatuurkromme als functie van z .

Dit is dus eigenlijk de gemiddelde temperatuur in een ring.

In werkelijkheid is de temperatuur zowel een functie van z , als van de straal (of van x). De temperatuur varieert echter in een normale rok slechts enkele graden over de dikte.

Voor de tweede ring wordt dan verondersteld, dat

$$\left(\frac{\Delta \tau}{\Delta z} \right)_2 = \left(\frac{\Delta \tau}{\Delta z} \right)_1$$

met inachtname van vereenvoudiging (5) voor $\Delta \tau$. Dan is R_{t2} te bepalen uit (15), wanneer s_{t2} eerst uit (12) is afgeleid.

Voor de derde ring wordt verondersteld, dat $R_{t3} = R_{t2}$ en is $\left(\frac{\Delta \tau}{\Delta z} \right)_3$ te bepalen. Enz., enz.

De waarde van s_t volgt elke keer uit de eerste vergelijking; τ wordt gevonden door $\left(\frac{\Delta \tau}{\Delta z} \right)_1, \dots$

$\left(\frac{\Delta \tau}{\Delta z} \right)_{10}$ op te tellen en de som te vermenigvuldigen met Δz . Ook kan men τ grafisch bepalen,

door ervan uit te gaan, dat aan het open eind $\tau = 0$ is en dan $(\Delta \tau)_{10} = \left(\frac{\Delta \tau}{\Delta z} \right)_{10} \cdot \Delta z$

uit te zetten, hierbij op te tellen $(\Delta \tau)_9, (\Delta \tau)_8, \dots$ enz., enz.

De maximum waarde van τ komt bij een rok van constante dikte en normale temperatuurverdeling voor aan het bodemeind van de rok.

De maximum waarde van s_t komt voor aan het open eind van de rok. Dit is een trekspanning. Wanneer gaatjes voorkomen, moeten spanningsconcentraties in rekening worden gebracht.

Voor de besproken zuiger wordt de grootste waarde van de schuifspanning in de rok dan bij de bodem aangetroffen; aldaar is $\tau_{\max} \sim 360 kg/cm^2$. De grootste waarde van de tangentialspanning wordt aangetroffen bij het open eind; aldaar is $s_t \sim 300 kg/cm^2$.

De in de paragrafen (3.1) en (3.2) bepaalde spanningen moeten nog opgeteld worden, wanneer ze op eenzelfde plaats voorkomen, volgens de spanningscirkel van Mohr.

(3.3) *Eigenschappen van het gebruikte materiaal.*

In (lit. 12) vinden we voor de gebruikelijke Y resp. silicium-gietlegeringen, voor de warmte-uitzettingscoëfficiënt, voor het gebied van $100 - 300^\circ\text{C}$: $2,01 - 2,39 \cdot 10^{-5}/^\circ\text{C}$, gemiddeld $2,2 \cdot 10^{-5}/^\circ\text{C}$.

Waar ongeveer $1 \cdot 10^{-5}$ toename per 100°C optreedt en we werken tussen 200 en 300°C , kiezen we voor α gemiddeld $2,3 \cdot 10^{-5}/^\circ\text{C}$. In (lit. 15) vindt men $1,7 - 3,4 \cdot 10^{-5}$ zonder nadere aanduiding (afhankelijkheid van de temperatuur!).

Voor de elasticiteitsmodulus vindt men in (lit. 15) $650.000 - 750.000 \text{ kg/cm}^2$. Hier is een gemiddelde waarde van 700.000 kg/cm^2 gekozen.

In (lit. 12) vindt men voor Al en Si_1 -legeringen, voor de strekgrens geen opgave, breukgrens $1650 - 2850 \text{ kg/cm}^2$, rek 4% .

In (lit. 15) vindt men enige gegevens over de strekgrens en breukgrens etc. van aluminiumlegeringen, waarvan zuigers gegoten worden. De strekgrens ligt tussen 800 en 1050 kg/cm^2 , de hardheid tussen 5000 en 8600 kg/cm^2 , de rek bij breuk tussen 1 en 8% .

De vorengenoemde bedragen gelden voor kamertemperatuur. Zoals bekend, treedt bij $s_{0,2}$, s_B etc., een belangrijk temperatuurseffect aan de dag.

In (lit. 15) vindt men voor koper een afname van s_B van 2100 op 1600 kg/cm^2 , bij een verhoging van de temperatuur van kamertemperatuur op 300°C .

In (lit. 19) vindt men een opgave over koolstofstaal, waarbij s_B afneemt van $3700 - 1300 \text{ kg/cm}^2$, bij een verhoging van de temperatuur van $20 - 400^\circ\text{C}$.

In (lit. 20) vindt men koolstofstaal ($0,17\% \text{ C}$), met ook een verloop voor $s_{0,2}$ met de temperatuur, waaruit blijkt, dat eerst enige toename plaats vindt (tot 85°C) en daarna continue afname. Bij 300°C is $s_{0,2}$ gedaald tot op 900 kg/cm^2 , terwijl bij 20°C de waarde 1600 kg/cm^2 bedraagt. (Bij 85°C , is het maximum 1800 kg/cm^2).

Het is niet onwaarschijnlijk, dat bij aluminium-alliage effecten optreden van een dergelijke orde van grootte.

Wanneer men spanningsconcentraties in aanmerking neemt bij de oliegeatjes, dan komt men met de hiervoor berekende spanningen in de buurt van of zelfs over $s_{0,2}$ en $\tau_{0,2} \approx 0,6 s_{0,2}$. Zeker, wanneer ook nog het temperatuureffect op $s_{0,2}$ en $\tau_{0,2}$ wordt beschouwd. Bij detonatieve verbranding is dan breuk aan de kant van de zuiger, die aanligt gedurende de compressie-slag, verklaarbaar; zowel bij koude, overbelaste start (3.1), als bij warme, overbelaste start (3.2).

4. *Tweede zuigertype.*

In figuur 4 vindt men een schets van het andere zuigertype, dat moeilijkheden veroorzaakte.

Deze zuiger werd gebruikt in een vier-cylinder luchtgekoelde vliegtuigmotor in lijn.

Deze motor was geplaatst in een licht oefentoe-stel, dat als landvliegtuig en ook als drijvervliegtuig was uitgevoerd.

De breuken in de zuigers liepen, als geschetst in

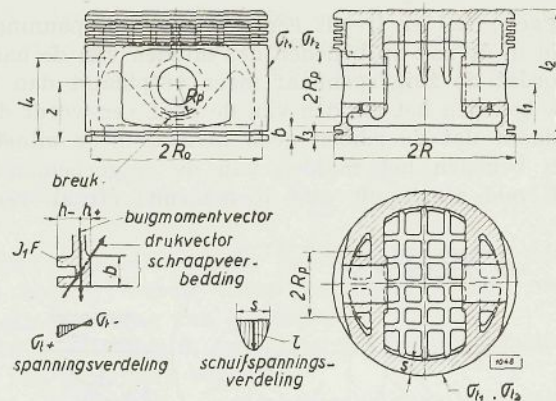


Fig. 4.

fig. 4, tussen de naven en de schraapveerbedding. Een breuk derhalve van de naafaansluiting met de zuigerrok. De rok was aan de betreffende kanten afgeplat en daar ter plaatse dunner dan aan de kanten, waar de leibaandrukken worden opgevangen.

Zoals men ziet, zijn de naven nog van twee binnenribben voorzien, die naar bodem en rok lopen. Deze typische naafconstructie gaf dan ook aanleiding te veronderstellen, dat door thermische vervormingen van bodem en rok, de naaf als het ware door de rok was geduwd. Of andersom, dat de schraapveerbedding zich plaatselijk had losgewerkt van de rest van de zuiger.

Gelijkertijd met deze moeilijkheden waren nl. koelingsproblemen naar voren gekomen — de achterste cylinders werden ontoelaatbaar warm — en aanzuigproblemen — trillingen in de inlaatleiding, doordat de laatste onder tropische omstandigheden van de inlaatlucht een kritische lengte bleek te bezitten.

Nadat dipl. ing. G. C. Snijders door verandering der geleideplaten, resp. de inlaatpijp, deze beide moeilijkheden had opgelost, kwam het euvel der gescheurde zuigers ook niet meer voor.

Op grond van de hierna in (4.1) te geven vereenvoudigde analyse, zou bovendien een wijziging in de zuigerconstructie een hogere thermische belasting toestaan.

(4.1) *Locale belastingen op een zuiger, door typische constructie van zuigerpennaven (fig. 4).*

De zuigerpennaven van de zuiger in fig. 4 zijn, behalve aan de rok, aan de bodem verbonden door twee ruggen. De ene rug heeft als symmetrievlak, het vlak dat zuigerhartlijn, resp. zuigerpenhartlijn bevat. De andere staat hier loodrecht op en is zo ver mogelijk naar binnen gelegen.

Bij dit zuigertype kwamen scheuren voor, zoals geschetst.

De bedrijfsomstandigheden zijn besproken in de inleiding.

Om een inzicht in de extra-belastingen te krijgen, zijn voor een vereenvoudigde berekening de volgende veronderstellingen gemaakt: (1) de zuigerpennaaf beweegt met de bodem mee tengevolge van de uitzetting van de bodem door temperatuureffecten, met elastische tussenwerking van rok en

ruggen; (2) er treedt een lokaal schuifspanningsveld in de rok op beneden het midden van de naaf, doordat de zuigerpennaaf meer verplaatst dan de rok beneden het midden van de naaf (er wordt dus gedacht dat de ribben geen invloed meer uitoefenen beneden het midden van de zuigerpennaaf). Dit veld sterft uit met toenemende straal, resp.

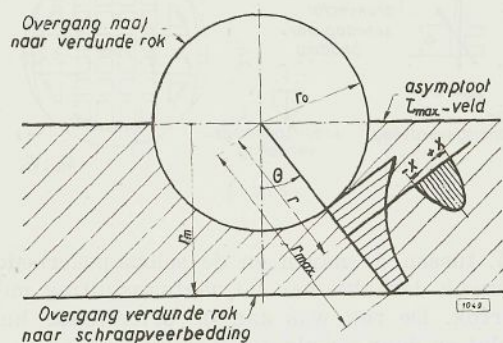


Fig. 5. $\tau_{\max}$ -veld (In symmetrievlak verdunde rok).

$$A_{\text{inw}} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \int_{r_n}^{r_{\max}} \int_{-\frac{d}{2}}^{+\frac{d}{2}} \frac{(\tau_{\max}^2)_{r_n,0,0}}{2G} \cos^2 \Theta \left(\frac{r_n}{r} \right)^4 \left(1 - \frac{4x^2}{d^2} \right)^2 r d \Theta dr dx$$

Hierin is, behalve de reeds gedefiniëerde grootheden :

A_{inw} = inwendige elastische energie in het schuifspanningsveld, in kg cm;

r_n = straal van de denkbeeldige cirkel, waar het afgeplatte deel van de rok binnen begint over te gaan in de afronding van de zuigerpennaaf, in cm;

$r_{\max}$ = straal van het grensvlak van het schuifspanningsveld, in cm.;

$$r_{\max} = \frac{r_m}{\cos \Theta}$$

Het grensvlak van het schuifspanningsveld is beneden, aan het open eind, een plat vlak gaande door de overgang van het afgeplatte deel van de rok buiten naar de schraapveerbedding, $\perp$ zuiger-

Geïntegreerd :

$$A_{\text{inw}} = \frac{\pi}{60} \left\{ 4 - 3 \left(\frac{r_n}{r_m} \right)^2 \right\} r_n^2 d \tau_{\max} \int_{r_n,0,0}^{r_{\max}} \frac{1}{G} \dots \dots \dots (17)$$

Er is verondersteld, dat het verdunde gedeelte van de rok constant van dikte is. Wanneer de rok verdund is, als in fig. 4 en 6 aangegeven, door een cylindervlak met een excentrisch gelegen as — een

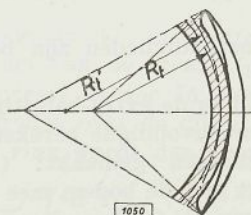


Fig. 6.

toenemende hoek, als hoeken geteld worden, gaande van open rokeind en zoals nader aangegeven in de figuur 5; (3) de afgeplatte kant van de rok, waarop de zuigerpennaaf aansluit, mag voor de berekening beschouwd worden als een vlakke plaat.

De berekening van de maximum optredende schuifspanning gaat uit van energie-beschouwingen. De elastische energie, die in het schuifspanningsveld zit wordt nl. gelijkgesteld aan de arbeid, die verricht moet worden om de zuigerpennaaf te verplaatsen, opdat het beschouwde schuifspanningsveld ontstaat.

Het statisch evenwicht eist, dat de schuifspanning $\tau \propto \frac{1}{r^2}$, terwijl het uitsterven van t met Θ wordt aangegeven door $\tau \propto \cos \Theta$ te stellen; over de dikte van de rok verloopt τ parabolisch, derhalve geldt ook hier een verband als (13). De wet van Hooke eist verder dat verplaatsingen evenredig zijn aan τ .

De elastische energie in het schuifspanningsveld opgehoopt is dan :

hartlijn, r_m uit de zuigerhartlijn. De grens is boven, ter halver hoogte van de naaf, ook een plat vlak, $\parallel$ aan het zojuist genoemde.

Gezien het gedefinieerde karakter van het schuifspanningsveld: het snelle uitsterven met r en ook met Θ , heeft de benedengrens overdwars slechts beperkte praktische lengte — zeker binnen het afgeplatte deel van de zuigerrok — terwijl de bovengrens overgaat in twee lijnen, $r_p, -\frac{\pi}{2}$ en $r_p, +\frac{\pi}{2}$!

Derhalve mag dan ook zeker in goede benadering het afgeplatte deel van de zuigerrok (aan twee kanten voorkomend) voor de berekening als een vlakke plaat beschouwd worden. Over het praktisch beschouwde gebied speelt de kromming geen rol.

G = glijdingsmodulus, kg/cm². ($2,7 \cdot 10^5$ kg/cm² voor aluminiumalijages)

eenvoudiger mechanische bewerking — dan is het verder op, zie formule (22), verkregen resultaat hiervoor ook toe te passen. Over het centrale volume, waar de energie-bijdragen van τ van belang zijn, zie formules (17) en (21), is de dikte-verandering — evenals de reeds verwaarloosde kromming — onbelangrijk.

In het werkelijk aanwezige geval, is de kromming zelfs kleiner :

$$R_1' > R_1$$

In het symmetrievlak, dat zuiger- en zuigerpennaaf bevat, komt dus eigenlijk de dunste doorsnede van de verdunde rok voor.

Vandaar dat in het punt, $r = r_n, \Theta = 0, x = 0$,

het maximum van τ moet liggen; dit is derhalve als uitgangspunt genomen: $(\tau_{\max})_{r_{n,0,0}}$

De verplaatsingen van de rand, nl. waar de zuigerpennaaf aan de rok aansluit en wel aan het eind der afgeronde overgang, worden afgeleid uit de benedenwaartse verplaatsing van de naaf ter plaatse van de rok t.o.v. de rok en deze weer uit het temperatuurverschil van rok en bodem, resp. de stijfheden van de rok en de ruggen.

In fig. 7 staat schematisch aangegeven, hoe de

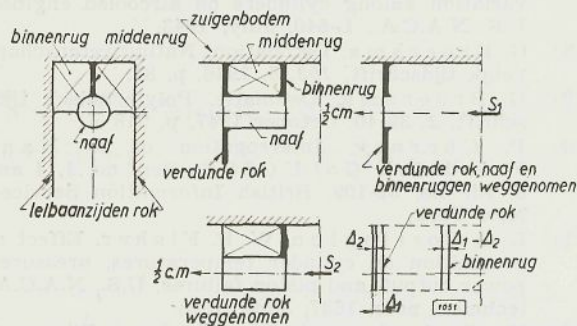


Fig. 7.

verplaatsing van de zuigerbodem gedacht wordt van invloed te zijn op de verplaatsing van de zuigerpennaaf t.o.v. de zuigerrok, gelegen beneden het midden van de zuigerpennaaf.

Zuigerbodem en de zuigerpennaaf worden geacht veel stijver te zijn dan het afgeplatte deel van de zuigerrok, resp. de binnenruggen van de zuigerpennaaf in de richting van de zuigerpenhartlijn. Stijfheden S_1 en S_2 worden nu als volgt gedefinieerd:

Als men geconcentreerde krachten S_1 zou laten aangrijpen volgens de zuigerpenhartlijn, zoals aangegeven in fig. 7, dan zullen de einden van de naven aan de afgeplatte kanten van de zuigerrok, buiten 1 cm uit elkaar gaan staan.

Als men nu de zuigerrok wegneemt over de aansluiting met de zuigerpennaven, resp. de bodem tot waar de binnenrib zijdelings aangrijpt, en zou men krachten S_2 aanbrengen, dan zullen de losgemaakte einden van de zuigerpennaven ook 1 cm uit elkaar gaan.

Verplaatst men de afgeplatte kant van de zuigerrok over Δ_1 naar buiten door thermische uitzetting van de bodem relatief t.o.v. het open eind der zuiger, dan trekt de veel stijver gedachte zuigerpennaaf aan de binnenste ruggen. De ruggen trekken de afgeplatte kant van de zuigerrok Δ_2 naar binnen,

door elastische werking. Een kracht $2 \Delta_2 S_1$ treedt in zuigerpennaaf op. Deze kracht verplaatst de binnenrug over $(\Delta_1 - \Delta_2)$ naar buiten. Dat eist een kracht $2 (\Delta_1 - \Delta_2) S_2$, die echter ook weer gelijk moet zijn aan $2 \Delta_2 S_1$.

$$\text{Hieruit volgt dus: } \Delta_2 = \Delta_1 \frac{S_2}{(S_1 + S_2)} \dots \dots \dots (18)$$

Een verplaatsing van de afgeplatte kant t.o.v. de bodem, wordt aldus gereduceerd door het elastisch gedrag van de zuiger.

De grootheden S_1 en S_2 worden door drukmeting op een proefbank bepaald.

Het thermische en mechanische geval zijn zeker niet identiek, toch wordt formule (18) (benaderend) gebruikt.

Wanneer de temperatuur van de bodem t_b is, die van het open rokeind t_r — over een groot stuk der rok constant —, wanneer de uitzettingscoëfficiënt van het zuigermateriaal α is en de grootheden S_1 en $S_2 \infty$ groot zijn, dan wordt de maximaal opgelegde verplaatsing van de zuigerpennaaf t.o.v. het open eind van de rok, — de zuigerpennaaf beweegt dus met de bodem mee, door tussenkomst van de ruggen —:

$$f_{\max, \infty} = \alpha (t_b - t_r) R_o \dots \dots \dots (19)$$

Hierin zijn de afmetingen van de zuiger zoals die gegeven zijn in fig. 4 en is $f_{\max, \infty}$ = de maximaal opgelegde verplaatsing in cm.

Maar daar S_1 en S_2 een eindige waarde hebben, is de werkelijk optredende maximale verplaatsing van de zuigerpennaaf t.o.v. het open eind van de rok (beneden):

$$(f_{\max})_{r_{n,0,0}} = \alpha (t_b - t_r) R_o \frac{S_2}{S_1 + S_2} \dots \dots (20)$$

De verplaatsingen van de „rand”, gelegen r_n van het midden van de zuigerpennaaf, zijn evenredig aan de schuifspanning ter plaatse en verlopen dus

$$\text{ook met } \cos \Theta \text{ en met } \left(1 - \frac{4x^2}{d^2}\right)$$

Waar $\Theta = \frac{\pi}{2}$, is er dus geen relatieve verplaatsing meer van naaf en rok (d.i. in het midden).

De energie aan de rand opgebracht wordt nu:

$$A_{\text{rand}} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \int_{-\frac{d}{2}}^{+\frac{d}{2}} \left[\frac{1}{2} (\tau_{\max})_{r_{n,0,0}} \left(1 - \frac{4x^2}{d^2}\right) \cos \Theta \cdot r_n \cdot d\Theta \cdot dx \right] \cdot (f_{\max})_{r_{n,0,0}} \left(1 - \frac{4x^2}{d^2}\right) \cos \Theta$$

waarin dan nog: A_{rand} = randschuifspanningsenergie, in kg cm.
Uitgewerkt:

$$A_{\text{rand}} = \frac{2\pi}{15} r_n d (\tau_{\max})_{r_{n,0,0}} (f_{\max})_{r_{n,0,0}} \dots (21)$$

Gelijkstelling van (17) en (21) levert tenslotte, onder invoering van (20):

$$(\tau_{\max}) r_{n,0,0} = \frac{8}{\left\{ 4 - 3 \left(\frac{r_n}{r_m} \right)^2 \right\}} \cdot a (t_b - t_r) \cdot \frac{R_o}{r_n} \cdot \frac{S_2}{(S_1 + S_2)} \cdot G \dots\dots\dots (22)$$

Dit is dus de schuifspanning in de beneden overgang naaf — rok, in het dunste gedeelte van de rok, in het midden van de wand.

Wanneer men hier de voorkomende maten, spanningen en temperaturen bij hoge thermische belasting invoert, dan komt men op

$$(\tau_{\max}) r_{n,0,0} \approx 550 \text{ kg/cm}^2.$$

Dit is dus in de buurt van $\tau_{0,2}$.

Men ziet dat de binnen rib $\perp$ zuigerpenhartlijn, zowel (1) in het krachtspeel een belangrijke rol speelt, als (2) in belangrijke mate warmte overdraagt van de warme bodem via de naaf naar de bovenhelft van de rok en daardoor de excessieve uitzetting van de naaf t.o.v. de onderhelft van de rok in de hand werkt.

Zou men deze rib weglaten, dan is het vermoeden gewettigd, dat niet een verzwakking, maar een algemene versteviging van de zuiger tot stand is gebracht.

De verticale rib, die zuigerhartlijn en zuigerpenhartlijn in het symmetrie-vlak heeft liggen, blijft bestaan.

Literatuur :

- (1) G. Broersma, Formulae for stresses in pistons and cylinders. *De Ingenieur in Ned.-Indië*, November 1941, p. III, 62.
- (2) G. Broersma, Onderzoekingen in verband met breuk van cylinders en zuigers van vliegtuigmotoren in vliegboten gemonteerd, O.N.O.-bibliotheek nr. 2054, Koningsplein Z 11, Batavia, 1948.
- (3) G. Broersma, Onderzoek van zuigerveren. *De Ingenieur in Ned.-Indië*, October 1940, p. III, 15.
- (4) G. Broersma, Petrol consumption and Flight conditions, *Chronica Naturae*, 104, 4, April 1949, p. 112.
- (5) G. Broersma, Second state of stable flight, *Chronica Naturae*, 104, 1, Januari 1948, p. 12.
- (6) G. Broersma, Some further remarks on second state of stable flight", *Chronica Naturae*, 104, 8/9 Augustus/September, 1948, p. 244.
- (7) H. C. Gerrish, F. Voss, Mixture distribution in a single-row radial engine, *Journal of the Aeronautical Sciences*, 4, 1937, 209. Zie ook recent: P. G. Pigneguy, J. G. Dawson, Sparkplug fouling and mixture distribution, *Shell Aviation News*, March, 1948, 14. G. F. Kinghorn, W. A. Mueller, Investigation of methods of reducing the temperature variation among cylinders on aircooled engines, U.S. N.A.C.A., L-640, July, 1943.
- (8) G. Broersma, Detonation, *Natuurwetenschappelijk tijdschrift*, 102, 5, 1946, p. 81.
- (9) G. Broersma, Detonatie, *Polytechnisch tijdschrift*, 2, 39-40, October 1947, p. 518 A.
- (10) P. Cherney, Interrogation of dr Hans Friedrich Gold, C.I.O.S., item no. 1, 4 and 5, file no. 32-109, British Information Services, New York.
- (11) L. C. Corrington, W. F. Fisher, Effect of preignition on cylinder temperatures, pressures, power output, and piston failures, U.S., N.A.C.A., technical note, 1637, June, 1948.
- (12) Handbook of aeronautics, Sir Isaac Pitman & Sons, London, vol. II, 1934, p. 73.
- (13) J. J. Broeze, H. J. v. Driel, L. A. Peletier, G. Broersma: Letter to the Editor, *Nature*, 142, 1938, 898.
- (14) D. S. Petty, E. P. Wright, F. H. Garner, Fundamental work on combustion in Germany, *Journal of the Institute of Petroleum*, 34, No. 298, 1948, 706.
- (15) Hütte, I. Band, W. Ernst & Sohn, Berlin, 1936.
- (16) D. R. Pye; The aero-engine, Oxford University Press, Oxford, 1934.
- (17) C. B. Biezeno, R. Grammel, Technische Dynamik, Springer, Berlin, 1939.
- (18) W. Brecht, Beeinflussung der Kolbentemperaturen im Ottomotor, Dissertatie Stuttgart, L. Zechnall, Stuttgart, 1939.
- (19) A. J. Zuithoff, Kruijpvaste legeringen voor gasturbines. *De Ingenieur*, 60, 1948, Mk. 53.
- (20) Berekeningen van apparaten en hiermee verband houdende beschouwingen over het optreden van brosse breuken, W. J. Kauffman, naschrift W. P. Kerkhof, *De Ingenieur*, 60, 1948, Mk. 92.

IV. MIJNBOUW EN GEOLOGIE „DE MIJNINGENIEUR”

INHOUD : Bauxietwinning der Ned.-Indische Bauxiet Exploitatie Maatschappij op Bintan, door ir T. T. Bartels.

622.349.2 (921.26)

Bauxietwinning der Nederlandsch-Indische Bauxiet Exploitatie Maatschappij op Bintan

door

ir T. T. Bartels.

De winning van bauxiet is zeker wel een der alderjongste takken van mijnbouw-nijverheid hier te lande, doch dank zij de snelle ontwikkeling van het wereldverbruik van aluminium en mede door de gunstige omstandigheid, dat zij tot dusverre de enige belangrijke bauxietproducent was in Oost-Azië, heeft deze jonge onderneming zich reeds direct vanaf de aanvang der exploitatie in een snel toenemende bloei mogen verheugen. Deze gunstige ontwikkeling werd weliswaar tengevolge van de oorlog en de Japanse bezetting voor enkele jaren onderbroken, doch reeds in 1947 kon op bescheiden schaal de ontginning worden hervat en in de loop van 1948 werd een peil van productie en export bereikt, dat belangrijk hoger was dan dat der beste jaren vóór de oorlog.

Voor het land is hierbij een factor van belang, dat de gehele export plaats vindt naar z.g. „hard-currency” landen, zodat hierdoor de bauxiet een der belangrijke steunpilaren is geworden voor de deviezen positie van Indonesië.

Het zal daarom de lezers van dit blad wellicht interesseren hier een korte schets aan te treffen van de ontwikkeling van dit bedrijf, de aard van de afzetting en de wijze van ontginning.

I. Geschiedenis.

De eerste aanwijzingen, dat op het eiland Bintan bauxiet aanwezig is, werden verkregen tijdens een door het Mijnwezen omstreeks 1920 ingesteld onderzoek naar het voorkomen van tinerts in de Riouw-Archipel.

In het jaar 1925 werd van deze vondsten melding gemaakt in de „Verslagen en Mededelingen betreffende Indische delfstoffen en hare toepassingen”.

Aangezien de verzamelde monsters echter van minderwaardige kwaliteit bleken, werden van Gouvernementswege geen verdere naspeuringen naar de aanwezigheid van bauxietafzettingen gedaan.

De bevindingen van het Mijnwezen hadden echter de aandacht getrokken van particuliere onderne-

mers, met name van de N.V. „Oost-Borneo Maatschappij” en de te Bandoeng gevestigde N.V. „Stikstof Syndicaat”. Op kosten van deze beide lichamen werd reeds in 1924 onder leiding van het Ingenieursbureau M. Schröter een nader onderzoek op Bintan ingesteld. Bij dit onderzoek bleek, dat door wassen van de bauxietconcreties de kwaliteit aanzienlijk kon worden verbeterd. Dit bemoedigend resultaat leidde tot de aanvraag van enkele winningsvergunningen op het eiland Bintan en tot de oprichting in April 1925 te 's-Gravenhage van het Bauxiet Syndicaat, waarin naast de Oost-Borneo Maatschappij ook door de N.V. Billiton Maatschappij en de N.V. Mijnbouw Maatschappij Aequator werd deelgenomen.

Gedurende de eerste 4 jaren van zijn bestaan werd door dit Syndicaat evenwel weinig werkelijke activiteit aan de dag gelegd. Eerst nadat in 1929 een overeenkomst tot stand was gekomen met de N.V. Nederlandsch-Indische Tin Exploitatie Maatschappij (Nitem), (een dochtermaatschappij van de N.V. Billiton Maatschappij), welke naar tinerts in de Riouw Archipel exploreerde, werd het onderzoek naar bauxiet op energieker wijze hervat.

Onder leiding van dr J. W. A d a m, Chef Geoloog van de Billiton Maatschappij, werden niet alleen de reeds vroeger gevonden afzettingen nabij Pari in het Westelijk deel van Bintan systematisch herbemonsterd, maar werd aan de Oostkust van dit eiland nabij Straat Kidjang een aanzienlijk groter bauxietveld gevonden, dat bovendien veel gunstiger was gelegen in de onmiddellijke nabijheid van een diep vaarwater. Ongeveer in deze zelfde periode bleken ook de kansen om een markt voor de bauxiet te vinden plotseling belangrijk gunstiger te worden.

In Japan waren n.l. in deze jaren door enkele grote industriële concerns plannen opgevat tot de oprichting van een aluminium-industrie daar te lande.

Aangezien de voornaamste daartoe benodigde grondstof, het bauxiet, toen echter nog nergens in

Oost-Azië in enigszins belangrijke hoeveelheden was aangetroffen, werd feitelijk eerst door de ontdekking van bauxiet op Bintan de mogelijkheid geschapen van een spoedige verwezenlijking dezer plannen.

Het was dus niet te verwonderen, dat reeds spoedig van Japanse zijde grote belangstelling voor de Bintan-bauxiet werd getoond.

Toen bleek, dat inderdaad de mogelijkheid bestond met de Japanners tot zaken te komen, werd in 1932 het Bauxiet-Syndicaat geliquideerd en daarvoor in de plaats door de deelnemers van dit Syndicaat tezamen met de Nitem een exploitatie-maatschappij opgericht, de Nederlandsch-Indische Bauxiet Exploitatie Maatschappij (N.I.B.E.M.).

Toch duurde het door diverse onderhandelingen nog tot begin 1935 alvorens met de eigenlijke ontginningswerkzaamheden op Bintan een aanvang kon worden gemaakt.

Vanaf die tijd echter ontwikkelde zich het bedrijf in een zeer snel tempo, vooral toen weldra ook naar Europa belangrijke hoeveelheden bauxiet konden worden verkocht.

In November 1935 was de bouw van de installatie zo ver gevorderd, dat het eerste bauxiet-schip, de „Baron Strauerear” aan de steiger in Straat Kidjang kon worden beladen.

In 1936 bedroeg de export 126.000 ton, het daarop volgende jaar reeds 227.000 ton, terwijl in 1940 het recordcijfer 318.000 ton werd bereikt.

Gedurende de Japanse bezetting werd de ontginning voortgezet door de Japanners, die daartoe van heinde en ver materialen en machinerieën naar Bintan sleepten en vanuit Java een aanzienlijk aantal koelie's, z.g. romusha's, aanvoerden.

De installatie werd dus door de Japanners niet vernield, doch wel werd zij na de oorlog in uiterst verwaarloosde toestand teruggevonden. Hierdoor waren uitgebreide reparaties en ook vele aanschaffingen van nieuw materiaal nodig, alvorens in het laatste kwartaal van 1947 de productie op bescheiden schaal kon worden hervat. Vanaf die tijd kon echter het productiepeil weer zeer snel worden opgevoerd, met het resultaat dat, mede dank zij gunstige afzetmogelijkheden, in het jaar 1948 ruim 450.000 ton bauxiet werd verscheept, een cijfer, dat zelfs de beste vóóroorlogse jaren ver in de schaduw stelt.

II. Gebruik en chemische samenstelling van bauxiet.

Zoals tegenwoordig wel algemeen bekend is, wordt bauxiet in hoofdzaak gebruikt als grondstof voor de fabricage van aluminium, dus kort gezegd als aluminium-erts. Weliswaar zijn er ook enkele andere toepassingen van bauxiet, zoals b.v. de bereiding van aluminium-cement, van slijpmaterialen, vuurvaste materialen en chemicaliën, zoals aluminiumsulfaat, terwijl bauxiet ook wordt gebruikt als absorbtiemiddel bij de raffinage van olie, maar toch vallen al deze toepassingen in het niet vergeleken bij het gebruik als aluminium-erts.

Aluminium is in het geheel geen zeldzaam element. Het is één der belangrijkste bestanddelen van de aardkorst, doordat vele der meest gewone gesteenten voor een groot deel uit aluminiumhoudende mineralen zijn opgebouwd en van verscheidene van

deze mineralen, (wel in de eerste plaats veldspaten, maar ook pyroxenen en amfibolen) is aluminium zelfs als een der hoofdbestanddelen te beschouwen. Ook gewone klei bestaat grotendeels uit aluminiumverbindingen. In vrijwel al deze mineralen, gesteenten en grondsoorten komt het aluminium echter als silicaat voor, dus gebonden aan kiezelzuur, en het is zeer moeilijk en kostbaar om het daaruit af te scheiden.

Bauxiet daarentegen bevat niet alleen een hoog percentage aan aluminium (ca. 25 à 30% Al) maar heeft het grote voordeel, dat het aluminium hierin niet als silicaat aanwezig is, doch als hydroxyde, dat gemakkelijk uit dit erts kan worden opgelost en geëxtraheerd met behulp van alkaliën, zoals b.v. natronloog of soda.

Het op dit principe berustende verwerkingsproces kreeg naar zijn uitvinder de naam van „Bayer-procédé” en is tegenwoordig de meest gebruikelijke methode voor de bereiding van aluinaarde (zuiver Al_2O_3) uit bauxiet. Deze aluinaarde dient dan op haar beurt weer als grondstof voor de electrolytische bereiding van aluminium, volgens het Hall-Héroult proces. Wij zullen ons echter in dit artikel niet verder met deze fabricage methoden bezig houden, doch de samenstelling en de wijze van voorkomen van het erts nader beschouwen.

Het aluminium-hydroxyde treedt in bauxieten in hoofdzaak in twee mineralogische vormen op, n.l. als

- Al-monohydraat = $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$, met 85% Al_2O_3
- Al-trihydraat of Gibbsiet = $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$, met 65% Al_2O_3 .

Het monohydraat komt voor in de Zuid-Europese bauxieten van het z.g. *terra-rossa type*, die ontstaan zijn door uitloging van kalkstenen en dolomieten.

Het trihydraat daarentegen vormt als het mineraal Gibbsiet het hoofdbestanddeel van de tropische bauxieten van het z.g. *lateriet-type*. Tot dit laatste type behoort ook de bauxiet van Bintan.

Naast Aluminiumtrihydraat komt in de Bintan bauxiet als voornaamste bijmengsel ijzerhydraat voor en wel in de vorm van het monohydraat Goethiet ($\text{Fe}_2\text{O}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$). Voorts bevat deze bauxiet nog enkele procenten kiezelzuur (SiO_2) dat gedeeltelijk als vrij kiezelzuur (kwarts) en voor een ander gedeelte als aluminium silicaat in het erts aanwezig is, en tenslotte nog een uiterst gering gehalte aan titaanoxyde (TiO_2).

Het Al_2O_3 gehalte van zuivere Gibbsiet bedraagt 65% en voor practisch verkoopbare bauxieten moet het op zijn allermindst 50% bedragen, waaruit volgt, dat de bauxiet voor minstens ongeveer 76 à 77% uit Gibbsiet moet bestaan. Goede bauxieten hebben nog een hoger Al_2O_3 gehalte, tot ongeveer 60% Al_2O_3 toe.

Van de bijmengselen wordt ijzer als vrij onschadelijk beschouwd, doch SiO_2 en TiO_2 zijn zeer ongewenst en daarom aan strenge maxima gebonden.

III. Aard der afzettingen.

Zoals gezegd behoort de Bintan bauxiet tot het z.g. lateriet-type. Dit type kan in tropische landen ontstaan als gevolg van zeer langdurige en intensieve verwerking en uitloging van daartoe geschikte gesteenten.

Het kenmerkend onderscheid tussen deze intensieve z.g. laterietische verwerking, die alleen in tropische landen plaats vindt, en de normale verwerking van de gematigde luchtstreken is, dat bij het eerstgenoemde type uitloging van kiezelzuur optreedt, hetgeen in de gematigde luchtstreken niet gebeurt.

Bij de normale verwerking van gesteenten in gematigde luchtstreken worden alleen de gemakkelijk oplosbare metaaloxiden zoals CaO , MgO , Na_2O en K_2O uitgeloozd en de verbindingen van aluminium en de meeste zwaardere metalen, benevens het kiezelzuur (zowel vrij kiezelzuur als silicaten) blijven achter als vaste stoffen, die alleen door mechanische erosie kunnen worden getransporteerd. Bij de laterietische verwerking daarentegen wordt ook het kiezelzuur in meerdere of mindere mate door oplossing aangetast en weggevoerd, zodat het overblijvende vaste materiaal minder kiezelzuur bevat. Van verweringsgronden, die op deze wijze een lager dan normaal kiezelzuurgehalte hebben verkregen, zegt men wel dat ze een laterietisch karakter hebben.

Onder echte *laterieten* evenwel verstaat men alleen de producten van het uiterste stadium van deze verwerking, waarin slechts zeer weinig kiezelzuur meer over is en die in hoofdzaak (d.w.z. voor minstens 90%) bestaan uit hydroxyden van ijzer, aluminium, titaan en soms ook mangaan.

Deze echte laterieten kunnen alleen ontstaan door een zeer langdurige en intense chemische verwerking, met uiterst weinig mechanische erosie (anders zou het verweringsproduct worden weggevoerd alvorens voldoende te zijn uitgeloozd).

Dit wil dus zeggen, dat zij alleen zullen worden gevormd in *penepleine* gebieden in de tropische luchtstreken.

En daarenboven moet dan natuurlijk ook het oorspronkelijk daar aanwezige bodemgesteente een gunstige samenstelling hebben voor laterietvorming. Een zandsteen bijvoorbeeld, die grotendeels uit kwarts bestaat, zou zeker geen geschikt uitgangsmateriaal zijn voor laterietvorming en in het algemeen zijn kwartsrijke gesteenten daartoe uiteraard weinig geschikt.

Uit gesteenten echter, die weinig of geen kwarts bevatten maar wel een aanzienlijk gehalte aan ijzer- of aluminiumverbindingen, kunnen bij laterietische verwerking onder de bovengeschetste omstandigheden uiteindelijk echte laterieten ontstaan.

Aangezien laterieten dus verweringsproducten zijn, is het begrijpelijk, dat men ze over het algemeen aantreft aan de oppervlakte van de aarde of slechts enkele meters diepte.

Meestal vormen ze lagen van losse concreties in een kleiachtige grondmassa. Soms ook zijn alle concreties aaneengesgroeid tot een hard pantser van lateriet.

Van de aard van het oorspronkelijk gesteente (het z.g. moedergesteente) hangt in hoofdzaak af welke *soort* lateriet kan worden gevormd. Was b.v. het moedergesteente rijker aan aluminium dan aan ijzer, dan zal dit ook met de daaruit ontstane lateriet het geval zijn, en omgekeerd.

Is het aluminiumgehalte van de lateriet sterk overheersend, zodat het Al_2O_3 -gehalte meer dan

50% bedraagt, (zie boven) dan is deze lateriet als bauxiet te beschouwen indien niet te veel SiO_2 of andere schadelijke bestanddelen aanwezig zijn, en omgekeerd bestaat ook het andere uiterste, waarbij het ijzergehalte zodanig overheerst, dat de lateriet als ijzererts kan worden gebruikt.

Een voorbeeld van het laatste zijn de laterietische ijzerertsen in het peridotiet gebied van Centraal Celebes, terwijl de Bintan-bauxieten een voorbeeld zijn van overheersend alumineuze lateriet. De meeste laterieten echter liggen in samenstelling tussen deze beide uitersten in en zijn daardoor noch als bauxiet noch als ijzererts te gebruiken.

Aangezien in het algemeen in lateriet-gebieden het oorspronkelijk bodemgesteente tot op aanzienlijke diepte sterk is verweerd, is de aard van het moedergesteente der laterieten niet altijd gemakkelijk vast te stellen. Bij verscheidene bauxietafzettingen verkeert men hierover nog in onzekerheid.

Voor wat Bintan betreft, meent Van Bemmelen, die dit onderwerp in 1939 bestudeerde, dat de bauxieten ontstaan zijn uit hoornrotsen. Voor nadere bijzonderheden over deze studie moge worden verwezen naar het in 1940 door de Dienst van de Mijnbouw hierover gepubliceerde rapport ¹⁾

IV. Wijze van ontginning.

Alle tegenwoordig in ontginning zijnde velden zijn gelegen in de onmiddellijke nabijheid van Straat Kidjang bij de Zuid-Oostelijke hoek van het eiland Bintan.

De smalle, maar diepe en goed bevaarbare Straat Kidjang, die hier een groep kleine eilanden van het hoofdeiland Bintan scheidt, vormt een uitstekende natuurlijke haven. Zelfs de grootste vrachtschepen kunnen hier zonder bezwaar binnenlopen en aan de steigers van de Nibem meren, alwaar zij door middel van een moderne transportbandinstallatie snel kunnen worden beladen.

De bauxietvelden liggen in de onmiddellijke omgeving van deze afscheephaven, zowel op de rondom gelegen lage heuvels van het eiland Bintan zelve, als ook op de aan de overzijde van Straat Kidjang gelegen eilandjes Kojang, Angkut en Dendang. Hierdoor behoeft het gewonnen erts over niet meer dan slechts enkele kilometers afstand over land naar de afscheephaven te worden getransporteerd en het behoeft dus wel geen betoog, dat de natuurlijke ligging van deze velden wel buitengewoon gunstig mag heten.

Het landschap is een laag, zwak golvend heuvel-land. Door de onvruchtbaarheid van de sterk laterietische grond is de natuurlijke begroeiing van deze heuvels vrij armoedig. De meeste heuvels zijn slechts begroeid met licht geboomte, struikgewas en varens en alleen in de riviervalleien of op de steilere granietheuvels verder in het binnenland vindt men hoger geboomte.

De lage heuvels zijn alle bedekt met een kap van

¹⁾ Verslagen en Mededelingen betreffende Indische Delfstoffen en hare toepassingen no. 23. Bauxiet in Nederlandsch-Indië door dr. R. W. van Bemmelen.

laterietgrond, en op vele plaatsen heeft deze lateriet een zo gunstige chemische samenstelling, dat zij als goede bauxiet kan worden beschouwd.

In de rivier valleien daarentegen komt in het geheel geen lateriet voor, en ook op de steile heuvels heeft zich blijkbaar praktisch geen lateriet kunnen vormen.

De ontginning van de bauxietvelden is zeer eenvoudig. De begroeiing en zo nodig ook de dunne laag teelaarde, die zich aan de oppervlakte bevindt, kan gemakkelijk worden weggeruimd met behulp van bulldozers. Daarna kan de, gemiddeld ongeveer 4 tot 6 meter, dikke bauxietlaag worden afgegraven door mechanische graafwerktuigen. Men gebruikt hiervoor $\frac{3}{4}$ cub. yards Bucyrus Erie dieselschoppen.

De bauxietlaag bestaat niet uit een homogene bauxietmassa, doch uit talloze laterietische concreties, welke zijn ingebed in een fijne, kleiachtige grondmassa. Deze concreties variëren in grootte van ongeveer 1 mm. tot enkele decimeters. Hier en daar treft men ook wel grotere blokken aan, soms zelfs tot enkele meters toe.

De concreties zijn hard en bestaan uit vrij zuiver laterietisch materiaal, de tussenliggende zachte klei daarentegen heeft over het algemeen een hoog kiezelzuurgehalte en moet door wassen en zeven uit het erts worden verwijderd.

De wasserij is centraal gelegen, op slechts enkele honderden meters afstand van de afscheepsteiger. De ontginningen op het hoofdeiland Bintan zijn door middel van goede wegen rechtstreeks met deze wasserij verbonden. Het transport van het door de dieselschoppen opgegraven erts naar de wasserij kan hier geschieden door middel van zogenaamde tractorsets.

Zo'n tractorset is een Caterpillar D.W. 10 — wieltractor met aanhangwagen. Deze aanhangwagen kan ruim 10 ton nuttige last bevatten en kan door openen van kleppen in de bodem gemakkelijk en snel worden gelost.

Het erts, dat wordt gewonnen op de aan de overzijde van Straat Kidjang gelegen kleinere eilanden, wordt door een over Straat Kidjang gespannen kabelbaan eveneens naar de Centrale Wasserij gevoerd.

In de wasserij wordt het erts in roterende trommelzeven gewassen en de schoongewassen concreties

worden van uit de wasserij door middel van een transportband naar de, vlak bij de afscheepinstallatie gelegen opslagbunkers gevoerd.

Een dergelijke bunker bestaat uit een ruime loods, waarin de bauxiet op grote hopen wordt gestort.

In de bodem van de loods bevinden zich betonnen tunnels, waarin weer transportbanden zijn opgesteld.

De in de bunkers opgeslagen bauxiet ligt dus in grote hopen boven op deze tunnels. Door het openen van schuiven in het dak van de tunnels kan men de in de bunker opgeslagen bauxiet op de transportband in de tunnel storten, welke aansluit op de transportbanden van de afscheepinstallatie. Deze laatste zijn gemonteerd in een tweetal beweegbare laadbruggen, de zogenaamde stackers, welke boven de aan de steiger gemeerde schepen kunnen worden neergelaten, zodat de uit de bunkers komende bauxietmassa via deze installatie rechtstreeks in de ruimen van de schepen kan worden gestort.

Het beladen der schepen kan op deze wijze geheel mechanisch en zeer snel geschieden. In de transportbanden der afscheepinstallatie zijn continu werkende zelf-registrerende weegbruggen opgesteld, waardoor het dus gemakkelijk is de hoeveelheid geladen bauxiet voortdurend te controleren.

Volgens het hier beschreven schema wordt de schoongewassen bauxiet vanuit de wasserij direct naar de bunkers gevoerd en ter verscheping aangeboden.

Aangezien deze natte bauxiet echter nog ca. 10% geabsorbeerd vocht bevat, werd reeds vóór de oorlog besloten tussen de wasserij en de bunkers een drooginstallatie in te schakelen teneinde door drogen het gewicht der te verschepen massa te verminderen en hierdoor op de vrachtkosten naar het buitenland een besparing te verkrijgen.

De kort vóór de oorlog voor dit doel gebouwde roterende droogoven werd echter tijdens de Japanse bezetting vernield en is eerst onlangs weder hersteld.

De capaciteit van deze oven blijkt evenwel nog te klein te zijn om de inmiddels sterk gestegen productie geheel te kunnen verwerken, zodat ook nu nog een groot gedeelte van het product in natte toestand moet worden verscheept.

Er zijn echter plannen in voorbereiding om de capaciteit der drooginstallatie aanzienlijk te vergroten.

(Zie de bij dit artikel behorende foto's op nevenstaande pagina).

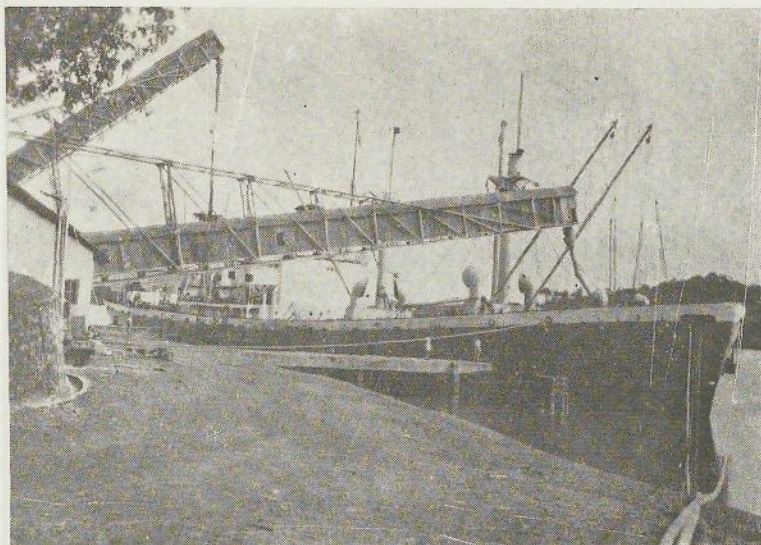


Fig. 1.
Laadbruggen der afscheepinstallatie, één in laadpositie en de andere in opgehaalde toestand, gedurende de belading van een 10.000 tons vrachtschip.

Fig. 2
Afgraven van de bauxiet, tevens vullen daarmee van ertstransportwagen door graafmachine in een van de verstaafgelegen ontginningen.

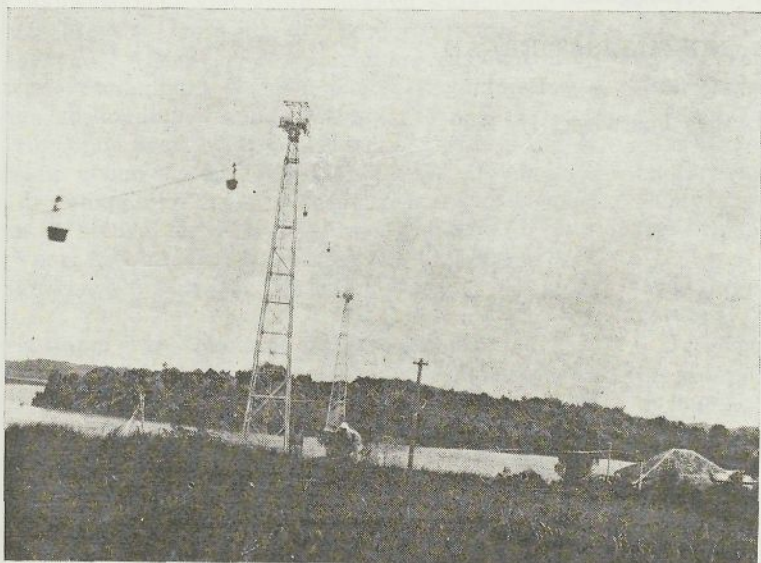
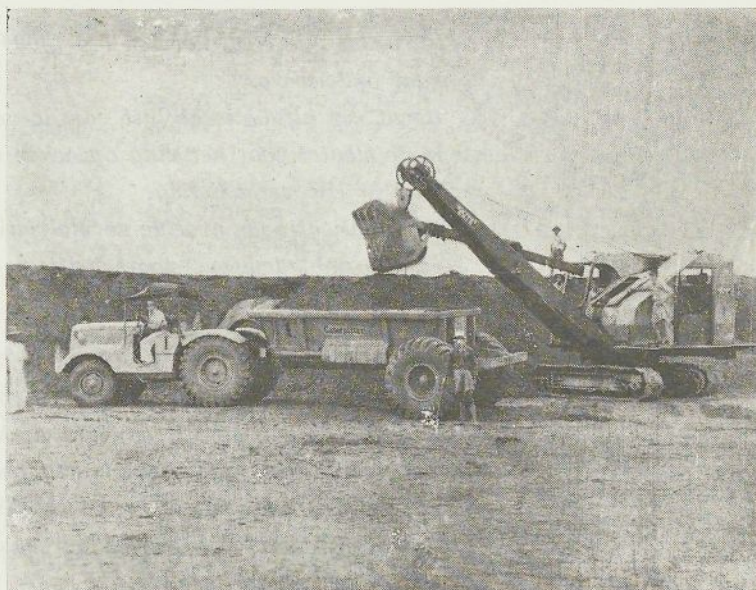


Fig. 3.
De hoogste steunpuntmasten, totaalhoogte 60 m, nl. voor de 360 m lange overspanning der kabelbaan over Straat Kidjang.

Zojuist verscheen :

C A T A L O G U S

Van normbladen en -voorschriften

Geheel bijgewerkte druk. Prijs f 2.—

(Verzendkosten f 0.50 extra).

*Vermeldt alle Ned. normen (± 1300), gerangschikt
naar onderwerp.*

Bevat een alfabetische lijst van de normen

*Is de sleutel voor het vlug opzoeken van een norm-
blad in Uw verzameling.*

*Geeft inlichtingen over de normalisatie en de prijzen
van normbladen en -voorschriften, abonnementen
enz.*

Een onmisbare gids

*voor ieder, die zich wil oriënteren over bestaande
Nederlandse normen: ingenieurs, architecten, bouw-
kundigen, werktuigbouwkundigen en andere tech-
nici; studerenden aan M.T.S., T.H. enz.; industrieën,
bedrijven, electrotechnische bureaux, scheepswer-
ven, tekenkamers, enz.*

Verkrijgbaar :

SECR. NORMALISATIERAAD

Bragaweg 38 — Bandung

Zendt uw Postwissel f 2.50.