

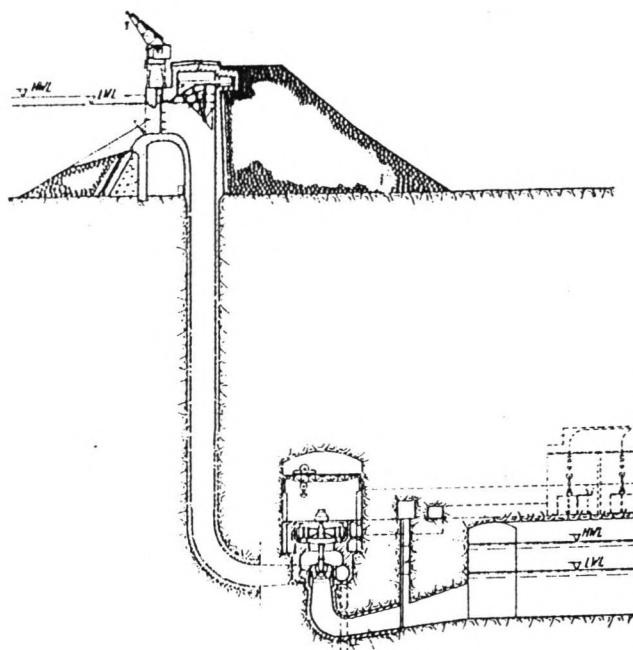
# Projekt JAI-MARO Waterkrachtcentrale

-Suriname-

Afstudeerontwerp

Mei 1988

R.D. Pherai



Deel C      Ondergrondse centrale  
-Globale dimensionering van  
enige onderdelen-

**TU Delft**

Technische Universiteit Delft

Faculteit der Civiele Techniek

vakgroep Waterbouwkunde  
vakgroep Civiele Bedrijfskunde

T.U. Delft

faculteit der Civiele Techniek  
vakgroep: Waterbouwkunde,  
Civiele Bedrijfskunde

## Projekt JAI-MARO Waterkrachtcentrale -Suriname-

*Deel C: Ondergrondse centrale  
-Globale dimensionering van  
enige onderdelen-*

Afstudeerhoogleraren/begeleiders:

Prof. ir. A. Glerum  
Ir. G.P. Bourguignon  
Ir. F. Breeveld  
Prof. ir. H. Wagenmaker  
Ir. K. Oterdoom

Student: R.D. Pherai

## Voorwoord

Dreigende energietekorten als gevolg van een steeds groeiende energiebehoefte in combinatie met slechte economische vooruitzichten hebben de Surinaamse overheid in het begin van de zeventiger jaren aangezet tot een serieuze inventarisatie en evaluatie van onder andere het hydro-energiepotentieel des lands. Als uitvloeisel van het Jai-kreek omleidingsproject voorziet het zogenoemde Jai-Maró projekt in de benutting van een deel van dat potentieel.

In het kader van afstudeerwerk aan de faculteit der Civiele Techniek van de T.U.Delft is het JAI-MARÓ projekt aan een nadere beschouwing onderworpen; waarvan de resultaten en conclusies in onderhavig rapport.

Het totale onderzoek is verricht onder verantwoording en begeleiding van de vakgroepen Waterbouwkunde (Prof. ir. A.Glerum) en Civiele Bedrijfskunde (Prof. ir. H.Wagenmaker) en bestaat uit de volgende deelstudies:

- ° Vooronderzoek (deel A)
- ° Ondergrondse centrale -energieberekeningen- (deel B)
- ° Ondergrondse centrale -globale dimensionering van enige onderdelen- (deel C)

De presentatie van de resultaten en conclusies van het onderzoek is in zoverre ongebruikelijk geschied dat er ten behoeve van het deelontwerp bij de vakgroep Civiele Bedrijfskunde geen apart rapport is samengesteld. Wat impliceert dat het deelontwerp is geïntegreerd in het hoofdontwerp. **De op het deelontwerp betrekking hebbende onderdelen zijn opgenomen in de delen A (hoofdstukken 2 en 3) en C (hoofdstuk 7).**

Gedurende het onderzoek en in de rapportagefase is door vele personen en instanties medewerking verleend. Zonder overige(n) tekort te doen wordt bijzondere dank uitgesproken aan:

- Ir. G.P.Bourguignon (vakgroep Waterbouwkunde)
- Ir. F.Breeveld (externe begeleiding en informatiebron)
- Ir. K.Oterdoom (vakgroep Civiele Bedrijfskunde)
- Ir. L.W.Boksteen (Stichting Jai-kreek & Phedra, Suriname)
- het Bureau ICE (International Civil Engineering) voor door haar bewezen diensten

Bijzonder veel dank ook aan mijn zwager de heer M.Ghiraw die binnen de rapportage vrijwel het algehele typewerk heeft verricht.

Delft, mei 1988

**DEEL C    ONDERGRONDSE CENTRALE  
-GLOBALE DIMENSIONERING VAN ENIGE ONDERDELEN -**

**INHOUDSOPGAVE**

pag.

**LIJST VAN SYMBOLEN EN AFKORTINGEN  
SAMENVATTING EN CONCLUSIES**

<b>HOOFDSTUK 7</b>	<b>DIMENSIONERING VAN DE DRUKSCHACHT . . . . .</b>	<b>1</b>
7.1.	Algemeen . . . . .	1
7.2.	Afmetingen van de drukschacht . . . . .	1
7.2.1.	De economische diameter . . . . .	1
7.2.2.	Ontwerp drukschacht in gewapend beton . . . . .	31
<b>HOOFDSTUK 8</b>	<b>DE INLAATCONSTUCTIE . . . . .</b>	<b>40</b>
8.1.	Algemeen . . . . .	40
8.2.	Locatiekeuze van de inlaatconstuctie in relatie tot de stabiliteit van de drempeldam . . . . .	40
8.3.	Locatiekeuze van de inlaatconstuctie in relatie tot het type . . . . .	43
8.4.	Dimensionering van de inlaatwerken . . . . .	45
8.4.1.	Functionele analyse (algemeen) . . . . .	45
8.4.2.	Uitgangspunten . . . . .	48
8.4.3.	De inlaatsnelheid . . . . .	49
8.4.4.	De minimale onderdompelingsdiepte van de inlaatconstuctie . . . . .	50
8.4.5.	De hoogte en de vormgeving van de inlaatconstuctie . . . . .	52
8.4.6.	De roosters en de daarbij optredende roosterverliezen . . . . .	55
8.4.7.	De globale afmetingen van de inlaat- constuctie . . . . .	61
8.4.8.	De stalen schuif (globale dimensionering) . . . . .	63
8.4.9.	De stabiliteit van de inlaatconstuctie . . . . .	68
8.4.9.1.	Belastinggevallen (algemeen) . . . . .	68
8.4.9.2.	Diktedimensies van de inlaatkoker . . . . .	72
8.4.9.3.	Controle grenstoestanden . . . . .	84
8.5.	Het toevoerkanaal naar de inlaatconstuctie . . . . .	91
8.5.1.	Gegevens . . . . .	91
8.5.2.	Uitgangspunten . . . . .	93
8.5.3.	Ontwerp (c.q. aanpassing) van het aanvoer- kanaal naar de inlaatconstuctie . . . . .	94
8.6.	Het bezinkbassin vóór de inlaatconstuctie . . . . .	97
8.6.1.	Algemeen . . . . .	97
8.6.2.	Veronderstellingen/uitgangspunten . . . . .	97
8.6.3.	Globale afmetingen van de zandvang . . . . .	98
<b>HOOFDSTUK 9</b>	<b>DE CENTRALE . . . . .</b>	<b>103</b>
9.1.	Algemene opzet . . . . .	103

9.2.	Functionele analyse en ontwerpeisen . . . . .	103
9.2.1.	Functie(s) . . . . .	103
9.2.2.	Ontwerpeisen . . . . .	104
9.3.	Hoofdafmetingen van de centrale . . . . .	106
9.3.1.	Algemeen . . . . .	106
9.3.2.	De karakteristieke dimensies van de turbine- eenheden . . . . .	106
9.3.3.	Het verschijnsel cavitatie en de invloed daar- van op de diepteligging van de turbines . . . . .	120
9.3.3.1.	Het verschijnsel cavitatie . . . . .	120
9.3.3.2.	Cavitatieparameter . . . . .	121
9.3.3.3.	Cavitatiecoëfficiënt (Thoma-getal) . . . . .	123
9.3.4.	De dimensies van de turbinehal . . . . .	127
9.4.	Enige algemene opmerkingen en veronder- stellingen met betrekking tot het constructief ontwerp . . . . .	133

LITERATUURLIJST  
BIJLAGEN

## LIJST VAN SYMBOLEN EN AFKORTINGEN

Symbool/Afkorting	Betekenis	Dimensie
C.B.L.	Centraal Bureau Lucht- kartering	
I.T.C.	Inter Tropische Con- vergentiezone	
N.S.P.	Nieuw Surinaams Peil	
S.P.S.	Stichting Planbureau Suriname	
A	oppervlakte doorstroom- profiel	[m <sup>2</sup> ]
B <sub>s</sub>	waterspiegelbreedte	[m]
B <sub>o</sub>	bodembreedte	[m]
C	wandruweheidscoëfficiënt volgens Chézy	[m <sup>1/3</sup> /s]
d	wanddikte	[m]
D	diameter buis met ronde doorsnede	[m]
D <sub>3</sub>	turbineuitlaatdiameter	[m]
E	energie	[Nm]
ΔE	energieverliezen	[Nm]
f	netfrequentie	[Hz]
f <sub>a</sub>	rekenwaarde voor de treksterkte van staal	[N/mm <sup>2</sup> ]
f <sub>b</sub>	rekenwaarde voor de treksterkte van beton	[N/mm <sup>2</sup> ]
f <sub>b</sub>	rekenwaarde voor de druksterkte van beton	[N/mm <sup>2</sup> ]
g	versnelling van de zwaarte- kracht	[m <sup>2</sup> /s]
h	waterdiepte	[m]
Δh <sub>r</sub>	roosterverliezen	[m]
H	verval, valhoogte, energie- hoogte	[m]
ΔH	(verval)verliezen	[m]
i, I	verhang	[-]
k	wandruweheidscoëfficiënt volgens Manning	[m <sup>1/3</sup> /s]
M	moment	[Nm]
M <sub>u</sub>	bezwijkmoment	[Nm]
n	werkelijke toerental turbine	[omw./min.]
n <sub>s</sub>	specifieke toerental turbine	[omw./min.]
N	vermogen	[Nm/s]
ΔN	verlies aan vermogen	[Nm/s]
N <sub>p</sub>	aantal poolschoenen	[-]
p	druk	[N/mm <sup>2</sup> ]
P	perimeter (natte omtrek)	[m]
Q	debiet	[m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>t</sub>	uitstromend debiet (Q <sub>turb.</sub> )	[m <sup>3</sup> /s]
Q <sub>v</sub>	instroomdebiet	[m <sup>3</sup> /s]

r	straal cirkelvormige doorsnede	[m]
R	hydraulische straal (=A/P)	[m]
t	wanddikte	[m]
v	snelheid	[m/s]
z	plaatshoogte	[m]
$\gamma$	rekenfactor belastingen	[-]
$\gamma_{dr}$	volumieke massa droog materiaal	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\gamma_{nat}$	volumieke massa nat materiaal	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\delta$	wanddikte	[m]
$\phi$	hoek van inwendige wrijving	[°]
$\lambda_n$	factor voor neutrale grond- druk	[-]
$\rho$	soortelijke massa van water	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	normaalspanning	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau$	schuifspanning	[N/mm <sup>2</sup> ]
$w_o$	wapeningspercentage	[%]

## SAMENVATTING EN CONCLUSIES

Het in 1965 in gebruik genomen Afobaka waterkrachtwerk (Brokopondoprojekt), in hoofdzaak ten behoeve van de particuliere bauxietindustrie in Suriname, heeft een geïnstalleerd vermogen van 189 MW. Omdat de gemiddelde benutting om uiteenlopende redenen nooit groter kon zijn dan ca. 117 MW en de Surinaamse overheid krachtens het Brokopondo-overeenkomst gemachtigd is om gebruik te maken van (een deel van) het "extra" geïnstalleerd vermogen is aan het eind van de jaren zeventig het idee ontstaan om het water uit aangrenzende stroomgebied van de Jai-kreek via de Olenskreek en de Marowijnkreek om te leiden naar het Brokopondomeer. Tijdens onderzoek ten behoeve van dit Jai-kreek omleidingsprojekt werd er in de bovenloop van de Marowijnkreek over een relatief korte afstand van ca. 8 km een verval van ca. 50 m geconstateerd. Het benutten van dit verval middels een ondergronds waterkrachtwerk volgens het Zweeds type (Jai Powerhouse) werd in 1982 voor het eerst gepresenteerd op het FURORIS congres te Paramaribo.

Binnen onderhavig afstudeerontwerp is dat projekt, verder betiteld als het Jai-Maroprojekt, nader onderzocht. Het onderzoek moet dan ook worden beschouwd als een aanvulling op wat reeds eerder met betrekking tot het topografisch aanwezige verval is vastgelegd.

Met grote nadruk wordt gesteld dat ten behoeve van het Jai-Maroprojekt er ter plaatse in het geheel geen onderzoek is verricht en dat de resultaten en conclusies van het afstudeerontwerp volledig gebaseerd zijn op gegevens afkomstig uit veld- en bureauonderzoek ten behoeve van het Jai-kreek omleidingsprojekt (kaartenmateriaal, rapporten en gesimuleerde langjarige debietreeksen van de Jai-kreek). Binnen dat kader is, daar waar de beschikbare informatie geheel of gedeeltelijk tekortschoot, uitgegaan van veronderstellingen. Het gebruik van gegevens uit het Jai-kreek omleidingsprojekt ten behoeve van het Jai-Maroprojekt is zeer wel mogelijk (ook gezien vanuit de fase waarin het onderzoek zich momenteel bevindt) omdat het Jai-Maroprojekt als uitvloeisel van het Jai-kreek omleidingsprojekt directe relaties heeft met het laatst genoemde projekt.

Vanuit het in 1982 gedane voorstel voor een ondergronds ontwerp is in het vooronderzoek een vergelijkende studie uitgevoerd, waarin naast het ondergronds alternatief een tweetal andere alternatieven met bovengrondse centrales zijn beschouwd. De beschouwing heeft meer het karakter van een haalbaarheidsstudie en wijst uit dat het ondergrondse alternatief op economische gronden (kW-prijs van ca. 0.10 Nf.) in eerste instantie de voorkeur geniet boven alle andere (onderzochte) alternatieven. Voorts blijkt dat het Jai-Maroprojekt en het Jai-kreek omleidingsprojekt elkaar geenszins (hoeven) uit(te)sluiten. Een combinatie is zeer wel mogelijk temeer omdat het omgeleide water uit het stroomgebied van de Jai-kreek bij realisatie van het Jai-Maroprojekt toch terecht zou komen in het Brokopondomeer



en dus meer dan éénmaal zou worden benut ten behoeve van hydro-energieopwekking.

Het vooronderzoek (deel A) wordt ingeleid door enige algemene informatie over het waterkrachtbegrip en over Suriname (hoofdstuk 1). In hoofdstuk 2 wordt de probleemstelling samengevat en geformuleerd; tevens wordt in dit hoofdstuk de beschikbare (en ten behoeve van het waterkrachtproject noodzakelijke) basisinformatie kritisch geëvalueerd. Het langjarig gemiddeld jaardebiet uit het stroomgebied van de Jai-kreek tot de afsluiting bij de hoofddam in het huidige omleidingsproject blijkt ca.  $54.4 \text{ m}^3/\text{s}$  te bedragen; uit de topografische gegevens blijkt een verval van ca. 55 á 60 m haalbaar. Het vooronderzoek is afgesloten met een uitgebreide alternatievenstudie (hoofdstuk 3). De uiteindelijke keuze is reeds eerder vermeld en is gebaseerd op economische analyses van de onderzochte mogelijkheden. Overige conclusies en aanbevelingen, in het bijzonder in relatie tot het huidige omleidingsproject, zijn samengevat in hoofdstuk 4 van dit deel.

In de delen B en C is het ondergrondse alternatief verder uitgediept. Deel B (hoofdstukken 5 en 6 uit het rapport) omvat de **energieberekeningen** die enerzijds aangeven welke baten (uitgedrukt in gemiddelde hoeveelheden energie per jaar) mogelijk zijn en anderzijds een aanzet vormen voor de dimensionering van de centrale. Aangezien de afmetingen van de centrale in hoofdzaak worden bepaald door het te installeren vermogen en deze op zijn beurt weer sterk afhankelijk is van de vraag naar energie zouden de energieberekeningen in principe gebaseerd moeten worden op plaatselijke powermarkt informatie. Bij gebrek aan kwantitatieve gegevens over de vraagzijde zijn de energieberekeningen uitgevoerd aan de hand van een verondersteld hoofdcriterium. Dat criterium houdt in dat er gezocht is naar dat vermogen waarbij de gemiddelde jaarlijks te produceren hoeveelheden energie maximaal zijn. Het "optimale" vermogen blijkt in de buurt van 60000 kW te liggen; de energiehoeveelheden bedragen daarbij gemiddeld ca.  $218 * 10^8 \text{ kWh}$  per jaar. Tevens hebben de berekeningen geleid tot het vaststellen van ontwerpdebiet ( $Q_{\text{ontwerp}}$  totaal =  $125 \text{ m}^3/\text{s}$ ) en een ontwerpverval ( $H_{\text{ontwerp}} = 60 \text{ m}$ ). Besloten is voorts om het te installeren vermogen te stellen op 80000 kW ( $3 * 20000 \text{ kW} + 1 * 20000 \text{ kW}$  in reserve).

Met behulp van de in deel B bepaalde waarden voor de basisvariabelen (per turbine-eenheid een ontwerpdebiet en ontwerpverval van resp.  $41.7 \text{ m}^3/\text{s}$  en 60 m) is in deel C van het onderzoek de **globale dimensionering van enige onderdelen** van het waterkrachtproject ter hand genomen. Op grond van de beschikbare geologische-, topografische- en hydrologische informatie zijn achtereenvolgens uitgewerkt de drukschacht, de inlaatconstructie en de centrale (hoofdstukken 7, 8 en 9). De dimensies van de drukschacht (inwendige diameter van ca. 9.3 m bij een wanddikte van ca. 0.4 m) zijn vastgesteld mede op grond van een economische optimalisatie, waarin naast de aanlegkosten ook de energieverlieskosten zijn betrokken. Bij de inlaatconstructie

zijn tevens beschouwd het noodzakelijke aanvoerkanal bij lagere reservoirwaterstanden ( $h = 4.6$  m;  $v_{\text{water}} = 0.6$  m/s; bodembreedte  $B_0 = 57.6$  m; taluds 1 : 2, onbekleed) en faciliteiten om het zwevend materiaal uit het water te kunnen verwijderen (bezinkbassin met ruwe lengte-, breedte- en diepteafmetingen van resp. 27.6, 130 en 4.6 m). De karakteristieke dimensies van de turbine-eenheden, die de basis vormen voor de totale afmeting van de centrale (lengte \* breedte \* hoogte = ca.  $65 * 18 * 35$  m) zijn bepaald in overleg met de Zwitserse turbinefabrikant Sulzer Escher Wyss Ltd. Voorzover mogelijk zijn de onderdelen weergegeven op een aantal principeschetsen.

Voor een waterkrachtproject geldt in het algemeen dat de tijdsperiode tussen de planfase en de fase van operationeel gebruik tamelijk lang kan zijn (soms zelfs in de orde van decennia). Geheel inherent aan een dergelijk project, waarvan het onderzoek doorgaans pas daadwerkelijk start nadat de noodzaak en de economische haalbaarheid ervan vaststaan, is het feit dat met het oog op de aard van de vereiste basisgegevens (langjarige hydrologische informatie bijvoorbeeld) een langdurige aanlooffase geenszins onlogisch is, vooral indien de informatie in de planfase niet aanwezig blijkt. Dit houdt in dat naarmate de fase van realisatie en operationeel gebruik dichterbij komt de eisen met betrekking tot de nauwkeurigheid van de vereiste gegevens zullen (kunnen) worden opgevoerd. Vanuit deze optiek is het dus zelfs niet noodzakelijk dat alle gegevens ten behoeve van een eindontwerp reeds in de prille planfase in gedetailleerde vorm beschikbaar zijn. Gaande het onderzoek zal vanzelf blijken welke gegevens met welke nauwkeurigheden in een bepaalde fase zijn vereist.

Ook binnen het Jai-Maró project is bovengeschetste werkwijze van toepassing. Vermeld wordt bijvoorbeeld dat het voorstel voor het ondergronds alternatief uit 1982 gebaseerd was op gegevens die op dat moment aanwezig waren. Naarmate de ontwerpfase van het Jai-kreek omleidingsproject vorderde is ook daarin de nauwkeurigheid van de met name uit veldonderzoek verzamelde gegevens opgevoerd. Het ontwerprapport (Hensley-Schmidt, januari 1984) bevatte dan ook informatie die ten behoeve van het doel van dat project voldoende nauwkeurig was (wat overigens niet opgaat voor het Jai-Maró project). Uit dat rapport kon evenwel worden geconcludeerd dat als gevolg van recentere gegevens (met een grotere graad van nauwkeurigheid dan die van voorheen) het ondergronds alternatief in gunstiger licht kon worden geplaatst; omdat een locatiewijziging van de drempeldam in het omleidingsproject binnen het Jai-Maró project een verkorting van de turbineafvoertunnel (een relatief duur onderdeel binnen het totale project) betekent. Deze aanpassing is in het afstudeerontwerp uiteraard doorgevoerd; evenwel zonder dat het idee voor het ondergrondse voorstel enige wijziging heeft ondergaan.

Reeds eerder is opgemerkt dat zuiver en alleen ten behoeve van het Jai-Maró project er in het geheel geen onderzoek is verricht. Desalniettemin is getracht om in de opeenvolgende

fasen binnen het afstudeeronderzoek de nauwkeurigheid van de berekeningen op te voeren. De resultaten van deze studie moeten dus in zoverre relativerend worden geïnterpreteerd dat de uitkomsten dienen te worden gekoppeld aan de huidige beschikbaarheid en nauwkeurigheid van de basisinformatie. Indien te zijner tijd besloten zou worden tot realisatie van het projekt zullen gegevens, gebruikt ten behoeve van berekeningen bij dit ontwerp, dienen te worden vervangen (c.q. aangepast) door (aan) de informatie die op dat moment beschikbaar zou moeten zijn.

## Hoofdstuk 7. Dimensionering van de drukschacht.

### 7.1. Algemeen

In hoofdstuk (3) is reeds vastgesteld dat de dimensionering van met name de mlaateconstructie en de drukschacht niet onafhankelijk van elkaar kan geschieden. Uit figuur B.3.9 blijkt dat de mlaateconstructie en de drukschacht in elkaar overgaan. Dat houdt in dat de dimensies van de drukschacht mede bepalend zijn voor het niveau waarop de mlaatwerken zullen worden geplaatst.

Gegeven het minimale productieniveau op het Zai-mier van  $130\text{ m} + \text{NSP}$ . Zal de vloer c.g. onderkant van de mlaateconstructie worden bepaald door de afmetingen van de drukschacht. Vanuit dat niveau zal de mlaateconstructie dan verder gedimensioneerd dienen te worden.

### 7.2. Afmetingen van de drukschacht.

#### 7.2.1. De economische diameter.

- Lengte drukschacht.

Uit figuur B.3.9 wordt afgeleid  $\approx 130\text{ m} + \text{NSP} - 75\text{ m} + \text{NSP} = 55\text{ meter}$ . Met overgangsdiepten (bochten) naar de mlaateconstructie en de stalen leiding naar de turbines wordt deze

waarde afgerond op  $L = 60$  meter

- Maximum debiet;  $Q_{max} = 136.4 \text{ m}^3/\text{s}$  bij  $N = 60000 \text{ kW}$  en  $H_{min} = 55$  meter. (hoofdstuk 5/6)
- ontwerpdebiet turbines;  $Q_{ontw} = 125 \text{ m}^3/\text{s}$  (hoofdstuk 6)
- Ruwheid betonleiding  $k = 80$  à  $85$  in Manning formule [ $\text{m}^{1/3} \text{s}^{-1}$ ]. Zie Comrie (1961)
- Weerstandformule Manning:  $v = k \times R^{2/3} \times I^{1/2}$  [ $\text{m}^{1/3} \text{s}^{-1} \text{m}^{2/3}$ ]
- Methode: Hogere kosten t.g.v. een grotere leiding-diameter tegenover extra opbrengsten als gevolg van minder verliezen. Aan de hand van een vergelijking tussen beide is er een optimum te bepalen

• Analyse

•  $\Delta H = \text{verliezen} = \frac{v^2 \times L}{k^2 \times R^{4/3}}$  [m]; met  $v = Q/A$  wordt

dit  $\Delta H = \frac{L}{k^2 \times R^{4/3} \times A^2} \times Q^2$  [m] (1)

•  $N = \eta \times \rho \times g \times Q \times H$  [ $\text{Nm} \cdot \text{s}^{-2}$ ]. Bij een gegeven  $Q$  (constant) wordt  $\Delta N = \eta \times \rho \times g \times Q \times \Delta H$  [W], waarin  $\eta$  is de "overall" rendementfactor. Zie daarom de tekst f20 A Energie waterbouwkunde

dus  $\Delta N = \eta \times \rho \times g \times Q \times \Delta H$  [W] (2).

Met (1) en (2) volgt:

$$\Delta N = \left( \frac{\eta \times \rho \times g \times L}{k^2 \times R^{4/3} \times A^2} \right) \times Q^3 \quad [W]$$

→ constante K

$$\left[ \frac{kg \times m^{-3} \times m \times s^{-2} \times m}{m^{2/3} s^{-2} \times m^{4/3} \times m^2} \right] = \left[ \frac{N s^2}{m^8} \right]$$

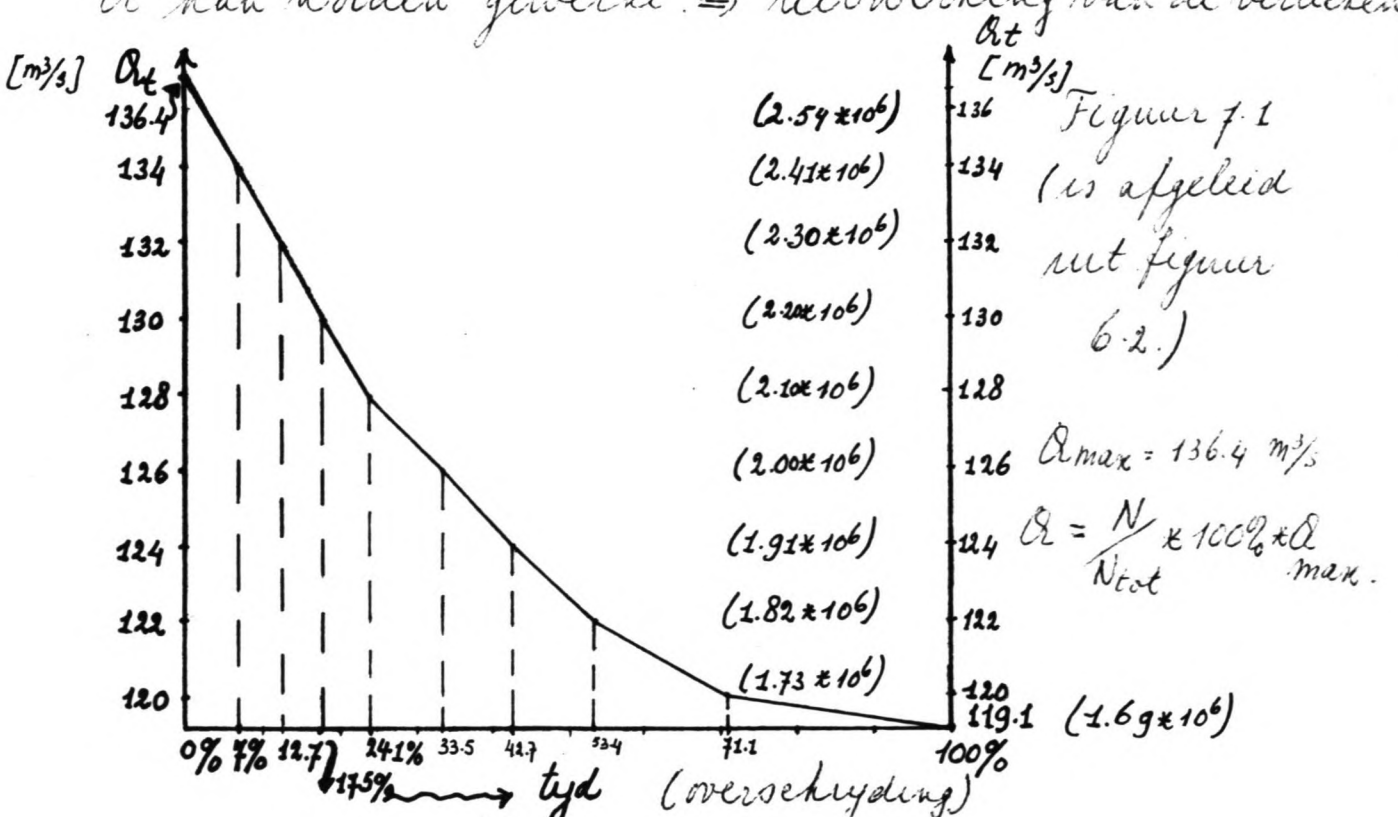
$$\Delta E = \int_{\text{jaar}} \Delta N dt \rightarrow \Delta E = \int_{\text{jaar}} K Q^3 dt$$

$$\Delta E = K \int_{\text{jaar}} Q^3 dt$$

$$\Delta N_{\text{max}} = K \times Q_{\text{max}}^3 \quad [W]$$

De waarde van  $\int Q^3 dt$  dient in principe uit de belastingduurlijn te worden bepaald. Deze is hier niet bekend zodat de waarde zal dienen te worden afgeschat.

Uit de formule  $N = \eta \times \rho \times g \times Q \times H$  blijkt dat N recht evenredig is met Q. Dat betekent dat i.p.v. met de belastingduurlijn evenzeer met de duurlijn van Q kan worden gewerkt. ⇒ uitwerking van de verliesen



Figuur 7.1  
(is afgeleid uit figuur 6.2.)  
 $Q_{\text{max}} = 136.4 \text{ m}^3/\text{s}$   
 $Q = \frac{N}{N_{\text{tot}}} \times 100\% \times Q_{\text{max}}$

Ter bepaling van  $\int Q^3 dt$  uit figuur 7-1 moeten in plaats van de waarden van  $Q$  die van  $Q^3$  worden uitgezet in de figuur. Deze zijn in dezelfde figuur tussen haakjes uitgezet.

$$\int_{\text{jaar}} Q^3 dt \approx \text{jaar} \sum Q^3 \frac{\Delta t}{\text{jaar}}$$

$$\sum Q^3 \frac{\Delta t}{\text{jaar}} : \begin{aligned} & \cdot 0.07 \times 0.5 \times (254 + 241) \times 10^6 \\ & \cdot 0.057 \times 0.5 \times (2.44 + 2.30) \times 10^6 \\ & \cdot 0.048 \times 0.5 \times (2.30 + 2.20) \times 10^6 \\ & \cdot 0.066 \times 0.5 \times (2.20 + 2.10) \times 10^6 \\ & \cdot 0.094 \times 0.5 \times (2.10 + 2.00) \times 10^6 \\ & \cdot 0.092 \times 0.5 \times (2.00 + 1.91) \times 10^6 \\ & \cdot 0.107 \times 0.5 \times (1.91 + 1.82) \times 10^6 \\ & \cdot 0.177 \times 0.5 \times (1.82 + 1.73) \times 10^6 \\ & \cdot 0.289 \times 0.5 \times (1.73 + 1.69) \times 10^6 \\ & \hline & \sum Q^3 \frac{\Delta t}{\text{jaar}} = 1.94 \times 10^6 \end{aligned} +$$

$$Q_{\text{ideel}} = \sqrt[3]{1.94 \times 10^6} = 1247 \text{ m}^3/\text{s}$$

Het ideel debiet moet worden geïnterpreteerd als het debiet dat, constant gedurende een bepaalde tijd aanwezig, hetzelfde drukverlies oplevert als de wisselende debieten gedurende dezelfde tijd.

$$\int_{\text{jaar}} Q^3 dt \approx 8760 \times 3600 \times 1.94 \times 10^6 = 6.12 \times 10^{13} \text{ m}^9/\text{s}^3$$

• uitwerking van de verliezen, die jaarlijks zouden optreden  
 uitgangspunten:

- Duikschacht wordt ronde betonnen buis.
- Toelaatbare snelheden  $2.0 \text{ m/s} \leq \bar{v} \leq 4.0 \text{ m/s}$  (Comrie)

•  $Q_{\text{max}} = 136.4 \text{ m}^3/\text{s}$

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$

$k = 20 \text{ m}^{1/3}/\text{s}$

$L = 60 \text{ m}$

$\eta = 0.85$  ("overall" rendement, zie collegepresentatie  
 floh, Energiewatersbouwkunde)

•  $1 \text{ Nm} \approx 1 \text{ Ws} \approx \frac{1}{3600} \text{ Wh} \approx 0.2778 \times 10^{12} \text{ GWh}$

$N$ [m/s]	$A$ [m <sup>2</sup> ]	$D$ [m]	$R$ [m]	$K$ [Ns <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ] <small><math>\times 10^{-3}</math></small>	$\Delta N$ [kW]	$\Delta E$ [GWh]	$\Delta H_{\text{max}}$ [m]
2.0	68.20	9.32	2.33	5.44	13.805	0.0925	0.012
2.5	54.56	8.33	2.08	9.89	25.10	0.168	0.022
3.0	45.47	7.60	1.90	16.07	40.78	0.273	0.036
3.5	38.97	7.05	1.76	24.22	61.46	0.412	0.054
4.0	34.1	6.60	1.65	34.50	87.55	0.587	0.077

Tabel 7.1

② De verliezkosten

Om de verliezen in kosten te kunnen uitdrukken is het nodig om alle kosten, die over de gehele levensduur van het waterkrachtwerk optreden, terug te rekenen naar de huidige geldwaarden. Dit zaliteraard ook dienen te geschieden voor het verloren



vermogen e.g. de verloren energie.

Tevens zal dat verlies gecompenseerd dienen te worden door opwekking m.b.v. een thermische centrale. De kosten daarvoor zullen ook in rekening gebracht moeten worden. De hierby gebruikte formules zijn afkomstig uit

Rooda (1980) en Kuiper (1961). Eenruidegheids- halve wordt de inflatie verwaarloosd.

Vermogen [1 kW]

• Reparering installatie in w.k.w.: P.W =  $W_0$   
(P.W = "present worth").

vaste kosten :  $PW = W_0 pw \left[ \frac{(1+r)^m - 1}{(1+r)^m r} \right]$

w.k.w. = waterkrachtwerk

↓  
Kapitaalfactor

$W_0$  = marginale installatiekosten in w.k.w. per kW (huidig)

$pw$  = vaste kosten als percentage van de installatiekosten van w.k.w. per kW.

$r$  = rentevoet per jaar.

$m$  = economische levensduur w.k.w.

Kosten installatie in thermische centrale :  $PW = F_0$

vaste kosten

:  $PW = F_0 pt \left[ \frac{(1+r)^n - 1}{(1+r)^n r} \right]$

Kosten installatie in thermische centrale

na economische levensduur eerste centrale (vervangng)

:  $P.W = F_0 \left( \frac{1+i_s}{1+r} \right)^n$

vaste kosten

:  $PW = \frac{F_0 pt}{(1+r)^n} \left[ \frac{(1+r)^n - 1}{(1+r)^n r} \right]$

$F_0$  = installatiekosten in thermische centrale per kW  
(huidig)

$p_c$  = vaste kosten als percentage van de installatiekosten in thermische centrale per kW.

$r$  = rentevoet per jaar

$n$  = economische levensduur thermische centrale.

$i_s$  = brandstofkostenstijging als percentage per jaar.

Energie [1 kWh/jaar]

Brandstofkosten thermische centrale (jaar 1 ---  $k$ )

$$P.W. = \frac{1}{2} \times k \times a (2 + i_1) \left[ \frac{(1+r)^k - (1+i_1)^k}{(r-i_1)(1+r)^k} \right]$$

Brandstofkosten thermische centrale (jaar  $k$  -  $m$ ):

$$P.W. = \frac{1}{2} (m-k) a (1+i_1)^k (2+i_2) \left[ \frac{(1+r)^{m-k} - (1+i_2)^{m-k}}{(r-i_2)(1+r)^m} \right]$$

bedrijfskosten:  $P.W. = \frac{1}{2} m b (2+i_b) \left[ \frac{(1+r)^m - (1+i_b)^m}{(r-i_b)(1+r)^m} \right]$

$a$  = brandstofkosten per kWh (huidig)

$k$  = aantal jaren met constante brandstofkostenstijging

$m$  = totaal aantal jaren (hier: economisch levensduur wkw)

$i_1$  = stijgingspercentage brandstofkosten per jaar over 1 ---  $k$  jaren

$i_2$  = stijgingspercentage brandstofkosten per jaar over  $k$  ---  $m$  jaren

$i_b$  = stijgingspercentage bedrijfskosten over 1 ---  $m$  jaren

$r$  = rentevoet

$B$  = bedrijfshosten per kW (huidig).

De waarden van de verschillende parameters zullen geschat dienen te worden; waarmede dan de huidige kosten van de werken zullen worden berekend.

• Veronderstellingen

- benodigde reserve op thermisch vermogen ca 20%
- benodigde reserve op waterkrachtvermogen ca 10%

⇒ 1 kW in thermische centrale  $\approx \frac{11}{1.2}$  kW in waterkrachtwerk.

- in verband met het eigengebruik wordt voor energieproductie (e.g. leverantie) verondersteld:

1 kWh in thermische centrale  $\approx \frac{1.015}{1.035}$  kWh in w.k.w.

dit houdt in 3,5% eigengebruik in thermische centrale tegenover 1,5% in waterkrachtcentrale

- Installatiekosten thermische centrale nu ca 1500 NF/kW  
waste kosten 4% per jaar
- Economische levensduur thermische centrale: 25 jaar
- kostverhoging van thermische centrale: 7% per jaar
- Installatiekosten marginale waterkracht nu ca 600 NF/kW
- waste kosten: 2% per jaar (zie hoofdstuk 3)
- Economische levensduur w.k.w.: 50 jaar
- Rentevoet geleend geld: 8% /jaar
- Brandstofkosten thermische centrale nu ca 20 NF/kW

- Brandstofkostenstijging: 5% over eerste 10 jaar, 1% over 10---50 jaar
- Bedrijfskosten nu: ca 0.04 Nf/kWh, stijging 4% per jaar over 1---50 jaar

Mit de verschillende waarden voor de verschillende parameters, kan vervolgens tabel 7.2. worden samengesteld, waarin de verlieskosten, behorende bij de verschillende snelheden en buisdiameters zijn samengevat.

		Waterkracht		Thermische equivalenten		Huidige waarden verlies		
		$\Delta N$	$\Delta E$	$\Delta N$	$\Delta E$	$\Delta N$	$\Delta E$	Totaal
$v$	$D$	kW	GWh/jaar	RW	GWh/jaar	$\times 10^3$ Nf	$\times 10^3$ Nf	$\times 10^3$ Nf
2.0	9.32	13.805	0.0925	15.06	0.0943	41.24	265.93	307.17
2.5	8.33	25.10	0.168	27.38	0.171	74.97	482.22	557.19
3.0	7.60	40.78	0.273	44.49	0.278	121.82	783.96	905.78
3.5	7.05	61.46	0.412	67.05	0.420	183.60	1184.40	1368.0
4.0	6.60	87.55	0.587	95.50	0.599	261.49	1689.18	1950.67

Ⓑ De aanlegkosten.

Voor de aanlegkosten van de duichschacht worden pijpen in rekening gebracht zoals vermeld in hoofdstuk ③. Een correctie moet echter wel worden aangebracht in de eenheidsprijs voor het te springen rots. De waarde

aldaar is enigzins hoog ingerekend. Deze wordt nu in overleg met de begeleiding bepaald op ca. 50- $\text{Nf}/\text{m}^3$  ondergronds, overeenkomende met ca. 100- $\text{Nf}/\text{m}^3$ . Sprengen van rots bovengronds wordt daarmee vastgesteld op ca. 45- $\text{Nf}/\text{m}^3$ . In onderstaande tabel 7.3 zijn duidelijkheidshalve de prijzen nog eens vermeld; alle prijzen incluserf arbeid.

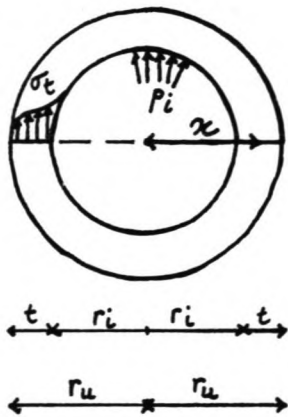
Materiaal c.q. activiteit	Eenheid	Eenheids- prijs [ $\text{Nf}$ ]
• ontgraving	$\text{m}^3$	5,00=
• Sprengen rots		
• ondergronds	$\text{m}^3$	100,=
• bovengronds	$\text{m}^3$	45,=
• beton (kaal)	$\text{m}^3$	275,=
• wapening (incluserf buigen + plaatsen)	$\text{kg}$	7,50=
• bekisting (enkel- wandig)	$\text{m}^2$	75=

Tabel 7.3 Eenheidsprijzen.

- De afmetingen van de schachtdoorsnede

Formules van Lami, voor dikwandige buizen belast met een binnendruk  $p_i$  [3]. Deze binnendruk  $p_i$  moet worden geïnterpreteerd als het

resulterende van de drukken aan de binnen- en buitenzijde van de drukschacht, zoals reeds berekend in de bylagen B.3.3.2.2. en zodanig dat er sprake is van een belasting met trekspanningen in de betondevormde. Evenals bij de berekeningen in de bylagen B.3.3.2.2. moet ook hier worden verondersteld dat de bekledingsdikte van de drukschacht in de zone van de "overburden" + verweerde rots groter zal zijn dan in de zone van de gezonde rots. In de zone van de gezonde rots wordt voorts aangenomen dat de hydraze van de rots in de opname van krachten onder invloed van trekspanningen in de schachtbekleding zal variëren met de diepte. Deze hydraze zal naarmate men dieper de gezonde rotslaag ingaat groter zijn (en dus de schachtbekledingsdikte kleiner). Bij de beschouwing van het schachtgedeelte in die gezonde rotslaag zal daarop verder worden ingegaan.



$p_i = \rho \times g \times h \times 10^{-6} \text{ [N/mm}^2\text{]}$ , waarin alleen waterdruk in rekening wordt gebracht.

$$T_{t, r_i} = p_i \times \frac{r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \times \frac{r_u^2 + x^2}{x^2} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$T_{t, r_i} = T_{t, \text{max}} = p_i \times \frac{r_u^2 + r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$T_{t, r_u} = T_{t, \text{min}} = p_i \times \frac{2r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Voor de theoretische achtergronden van deze formules

wordt verwezen naar de literatuur  
uitgangspunten:

- de toelaatbare betontrekspanning wordt niet overschreden door de maximale tangentiële trekspanning
- $p_i$  is de optredende resulterende binnendruk in de maat gevende doormeden, zoals vastgesteld in B.3.3.2.2 (Figuren B.3.8 en B.3.9)
- de aanwezige wapening zal bij scheurvorming in het beton, onder condities van vloeien van het staal in de gehele doormede, in staat moeten zijn om de resulterende drukken in de scheur zelf op te nemen. De rekenbelasting hierbij wordt, in afwijking van het gehanteerde in hoofdstuk ③, aangenomen op  $1.1 \cdot p_{i, \max}$  optredend. Een reserve van 10% wordt voldoende veilig verondersteld, omdat de maximale binnendruk (zie hoofdstuk ③, bijlagen B.3.3.2.2) eigenlyk niet overschreden kan worden.
- aangezien van massiveld af naar beneden toe in verschillende lagen zal worden gewerkt, mag worden verondersteld dat er toch zettingverschillen zullen gaan optreden. Aangezien van de verschillende lagen verder weinig bekend is, zullen de zettingverschillen voorlopig verwaarloosd moeten worden. Wel wordt opgemerkt dat een eventuele verborting t.g.v. geïnduceerde trekspanning enigzins kan worden opgeheven door zwelling van het beton in een vochtig milieu en de daarmee samenhangende drukspanningen, die in die situatie worden verbonden. Voor wapening in de langrichting wordt het minimumwapeningpercentage van 0,2% voorlopig voldoende geacht.

Formules voor de berekening

$$\sigma_{t, \max} = f_b = p_i \times \frac{r_u^2 + r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \Leftrightarrow$$

$$r_u^2 - r_i^2 = \frac{p_i}{f_b} \times (r_u^2 + r_i^2) \Leftrightarrow$$

$$r_u^2 \left(1 - \frac{p_i}{f_b}\right) = r_i^2 \left(1 + \frac{p_i}{f_b}\right) \Leftrightarrow$$

$$r_u^2 = r_i^2 \times \frac{1 + \frac{p_i}{f_b}}{1 - \frac{p_i}{f_b}} \Rightarrow$$

$$r_u = r_i \sqrt{\frac{1 + \frac{p_i}{f_b}}{1 - \frac{p_i}{f_b}}} \text{ [m]}$$

$$t = r_u - r_i$$

$$A_{ring}/m = \frac{1.1 \times p_{i, \max} \times r_u \times 10^6}{f_a} \text{ [mm}^2\text{]}; f_a = \text{toelaatbare trekspanning in het staal}$$

$$A_{lang}/m = \frac{0.2 \times \pi (r_u^2 - r_i^2) \times 10^6}{100} \text{ [mm}^2\text{]}$$

Opmerking:

De belastingtoestanden en de daarbij optredende drukken wijzen uit dat de dikte van de schaalbekleding, vooral naar de diepere zones toe steeds kleiner zou kunnen. Een rondigheidshalve wordt hier over een bepaalde laag de gehele schacht gedimensioneerd op de maatgevende doormeden.

Neem aan: beton B 22,5 met  $f_b' = 18 \text{ N/mm}^2$  en  $f_b \approx 1.3 \text{ N/mm}^2$   
staal FeB 400 met  $f_a = 400 \text{ N/mm}^2$ .

$$\gamma = 1.1$$



Ⓐ Deel van de druckchaekt tussen 130 m + N.S.P. en 110 m + N.S.P. Zie bylagen B.3.2.2.

Maatgevende doorsnede voor trek van dit deel is doorsnede II (zie figuur B.3.9)

$$p_c \text{ max} = 0,101 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{rekenwaarde is } 1,1 \times 0,101 = 0,111 \text{ N/mm}^2.$$

De uitkomsten van de berekende gewallen zijn opgenomen in tabel 7.4.

Waterdiepte [m]	$p_c$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$v$ [m/s]	$r_i$ [m]	$r_a$ [m]	$t$ [mm]	Astaal, $\sigma_{avg}$ [mm <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> ]	Astaal, $\sigma_{avg}$ [mm <sup>2</sup> ]
18	0,101	2,0	4,66	5,04	380	1400	23160
18	0,101	2,5	4,17	4,51	340	1252	18545
18	0,101	3,0	3,80	4,10	300	1138	14892
18	0,101	3,5	3,53	3,82	290	1060	13393
18	0,101	4,0	3,30	3,57	270	991	11655

Tabel 7.4.

Met de maximale druckbelasting optredend ter plaats van doorsnede I, wordt de doorsnede vervolgens gecontroleerd met de om dit deel kleinste behoudingsdichte. Indien, zoals voor het geval van de maximale druckbelasting verondersteld, de binnendruk nu op 0 wordt gesteld en er vervolgens voor het beton gecheckt wordt met  $\gamma = 1,7$

volgt uit de controle:

$$s_{\text{min}} = \frac{p_{\text{druk}} \times D_u}{2 \times f_b^{1,7}} = \frac{0,374 \times 7140}{2 \times 18^{1,7}} = 126,1 \text{ mm} < 270 \text{ mm} \Rightarrow \text{correct.}$$

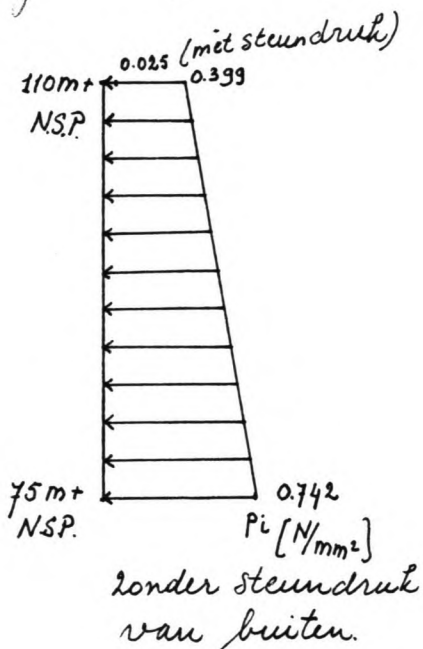
Voor de grootste behoudingsdikte (380 mm) volgt uit de controle:  $S_{min} = \frac{0.574 \times 10080}{2 \times \frac{18}{1.7}} = 178 < 380 \text{ mm} \rightarrow$  dus ook in orde

Ⓑ Deel van de druckschacht in de gezonde rotslaag (110 m + NSP - 75 m + NSP)

Aangezien bij de overgang van de laag verweerde rots naar de laag gezonde rots verondersteld wordt dat er geen discontinuïteit optreedt in de spanningstoestand van de formatie aldaar, zal t.p.v. doornede I in de gezonde rotslaag dezelfde spanningstoestand aanwezig zijn als in doornede I van de verweerde rotslaag. Voor de dimonnes van de druckschacht gelden in de rotslaag aldaar (op 110 m + NSP) dezelfde waarden voor zowel de verweerde rotslaag als de gezonde rotslaag

Voor de situatie in de gezonde rotslaag is maatgevend de toestand t.p.v. doornede IV op ca 75 m + NSP. De resulterende binnendruk hier bedraagt  $p_{i \max} = 0.742 \text{ N/cm}^2$ . Hierin is de hydraze van de waterdruk in de verradigde rots verwaarloosd, in de veronderstelling dat deze niet zal kunnen optreden. Voorts houdt de veronderstelling van een zekere hydraze van de rotsformatie in de opname van belastingen gereedvaard vanuit de schachtwand in, dat er vanuit de rots zelf geen druk uitgeoefend zal worden op de schachtwand. Anders is het gesteld met de waterdruk in de verradigde rots. Deze is op

grond van de bestaande informatie niet te kwantificeren. Eerder is vastgesteld dat de hydrage van de rots in opname van de belastingen vanuit de drukschacht groter zal zijn naarmate men dieper de rotslaag ingaat. Omdat hierover verder niets bekend is, wordt vrolopg uitgegaan van een linear toenemende hydrage, welke volgt uit onderstaande figuur 7.1.



uit tabel 3.1\*) blijkt dat gemiddeld rots trekspanningen gemiddeld tot ca  $12.5 N/mm^2$  kan opbrengen. Indien hiervan de maximale afwijking van ca  $7.5 N/mm^2$  wordt afgetrokken, rest er nog altijd ca  $5.0 N/mm^2$  als mogelijke steundruk. Gebruik

van deze waarde zou evenwel inhouden dat de schachtbekleding t.p.v. de gezonde rotslaag slechts een afdekkende en geleidende functie zou hebben. Anderzijds zou elke resulterende waarde voor  $p_i$  groter dan  $0.101 N/mm^2$  (uit de zone van de overbuis) inhouden dat de schachtbekleding in de gezonde rotslaag een grotere dichtheid zou moeten verkrijgen; wat zou indruisen tegen de eerdere opmerking van een steeds grotere hydrage met een toename van de

\*) Zie deel A.

diepte. Indien bijvoorbeeld zou worden aangenomen dat de hydratie zodanig zou zijn dat de resulterende beknendruk constant zou blijven als functie van de diepte, dus steeds  $0,025 \text{ N/mm}^2$  met steundruk van buitenaf zou dit inhouden een hydratie van  $\frac{0,742 - 0,025}{0,0742} \times 100\%$  is ca 97%. De dikte van de schachtbekleding zou daarmee worden:

$$r_i \times \sqrt{\frac{1 + \frac{p_i}{f_b}}{1 - \frac{p_i}{f_b}}} - r_i \Rightarrow \text{By een diameter van}$$

932 m van de schacht ( $\bar{v} = 2,0 \text{ m/s}$ ) zou de bekledingsdikte ca 9 cm worden (90 mm). Indien verondersteld zou worden dat op die diepte de maximale waterdruk zich wel zou kunnen opbouwen (2 ynde 120 m + NSP - 75 m + NSP  $\times 9,81 = 440 \text{ kN/m}^2 \approx 0,44 \text{ N/mm}^2$ ) dan zou hiervoor benodigd zijn een bekledingsdikte van

$$S_{\text{min}} = \frac{0,44 \times 10080}{2 \times \frac{18}{1,7}} \text{ (by } f_{\text{beton}} = 1,7) = 210 \text{ mm}$$

meteraard veel meer dan de eerder berekende 90 mm. Ook by  $f_{\text{beton}} = 1,1$ , zoals eerder verondersteld, met

$$S_{\text{min}} = \frac{0,44 \times 10080}{2 \times \frac{18}{1,1}} = 136 \text{ mm,}$$

blijft het belastingsgewal met waterdruk maatgevend. Deze situatie met waterdruk van buiten is behouden met een beknendruk  $p_i = 0$ . Bovendien is hierby de invloed van de normaalkracht en het eigen gewicht van het beton niet betrokken in de berekening.

• Jensen bovenstaande berekening wordt daarom verondersteld dat de dimensies zoals bepaald in tabel 7.4 voor de zone van de overbruiden en de verwende rots ook geldig zijn voor de gevonde rotslaag. Wat inhoudt dat bij de verschillende smeltheden de bekledingsdikte van de schacht over de volledige lengte daarvan (van ca 120m + NSP naar 75m + NSP) constant blijft. Deze veronderstelling is nu zoverre conservatief, dat nadere metingen en onderzoek van de gevonde rotslaag voor het geheel van de schacht slechts een gunstiger beeld zou opleveren. In het geval zou de kleinste bekledingsdikte (270 mm bij  $\bar{v} = 4,0 \text{ m/s}$ ) een druk van  $p = \frac{S_{\text{min}} \times 2 \times f_{b,1,7}}{D_u} = \frac{270 \times 2 \times 10^{10}/1,7}{7140} = 0,80 \text{ N/mm}^2$

nog kunnen opbrengen. En dat in het ongunstigste geval met een optredende waterdruk van  $0,44 \text{ N/mm}^2$ . Enige reserve is zelfs hier nog aanwezig.

Voor de hoeveelheden uit te graven materiaal e.g. uit te springen rots. betekent dit dat per strekkende meter lengte van de schacht met dezelfde waarden kan worden gewerkt. (zie figuur B.3.8 C e.g. figuur B.3.9.) wordt vervolgens afgeleid welke kosten bij realisering zullen moeten worden gemaakt voor de aanleg van de drukschacht. Verondersteld wordt dat de kosten voor een (eventuele) bouwput zullen vallen onder het onderdeel van de mlaatuwerken.

Hoewelkeden:

- ontgraving: ca (135m + NSP - 115m + NSP)  $\Rightarrow L_1 = 20m$

volume ontgraving:

$$\frac{1}{4} \pi d_u^2 \times L_1 \text{ [m}^3\text{]} \quad d_u = 2r_u$$

• veronderstel 20% extra; bij ontgraving van een ronde doormede betekent 20% extra dat de uiteindelyke diameter  $d_u$  wordt:  $(1 + 0,2) d_u$

$$\begin{aligned} &= 1,1 d_u \Rightarrow \text{dan te ontgraven: } \frac{1}{4} \pi (1,2 d_u)^2 \times L_1 \\ &= \frac{1}{4} \pi \times 1,44 d_u^2 \times L_1 \text{ [m}^3\text{]} \\ &= 1,44 \pi \times r_u^2 \times L_1 \text{ [m}^3\text{]} \end{aligned}$$

- Sprengen rots (ondergronds); ca (115m + NSP - 75m + NSP)  $\Rightarrow L_2 = 40m$

Met 10% van "roekburst" en 10% van "overbreak" en de veronderstelling dat de invloed van "roekburst" gelykmatig verdeeld over de volledige omtrek optreedt, wordt het uiteindelyk uit te sprengen profiel per m' schacht  $\frac{1}{4} \pi \times (1,2 d_u)^2$   
 $= 1,44 \pi \times r_u^2$ . Totaal  $1,44 \times \pi \times r_u^2 \times L_2 \text{ [m}^3\text{]}$

- beton.

indien zowel "roekburst" als "overbreak" gelykmatig verdeeld over de omtrek worden verondersteld, wordt na het "uitweiden" van de invloed van "roekburst" de uiteindelyke buitendiameter voor de betondoormede (dus met inbegrip "overbreak")

$$d_{bu} = 1,1 d_u, \text{ zodat per m' schacht nodig zal zijn aan beton: } \frac{1}{4} \pi [(1,1 d_u)^2 - d_i^2] \text{ [m}^3\text{]} \text{ met } d_i = 2r_i$$

uitgedrukt in  $r_u$  en  $r_i$ :

$$\frac{1}{4}\pi [1,21 \times (2r_u)^2 - (2r_i)^2] = \pi (1,21r_u^2 - r_i^2)$$

Totaal : overburden:  $\pi (r_u^2 - r_i^2) \times (L_1 - 5) \text{ [m}^3\text{]}$

• rots :  $\pi (1,21r_u^2 - r_i^2) \times L_2 \text{ [m}^3\text{]}$

---


$$\pi (r_u^2 - r_i^2) \times L_1 +$$

$$\pi (1,21r_u^2 - r_i^2) \times L_2 \text{ [m}^3\text{]}$$

- wapening:

veronderstel dat  $\frac{2}{3}$  deel van de wapening aan de binnenzijde van de schachtwand ligt en  $\frac{1}{3}$  deel aan de buitenzijde.

• ringwapening:  $A_{ring, \text{ totaal}} = \frac{L_1 \times A_{ring}/m_1}{1+2} \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$

• lengte wapeningstaven binnen:

$$l_{bi} = 2\pi (r_i + d) + s \text{ [m]} \text{ waarin:}$$

$d$  = betondikking, inclusief halve staafdiameter  $\approx 0,06 \text{ [m]}$

$s$  = gemiddelde verankeringslengte  $\approx 1,00 \text{ [m]}$   
( $2 \times 0,5 \text{ [m]}$ )

• lengte wapeningstaven buiten:

$$l_{bu} = 2\pi (r_u - d) + s \text{ [m]}$$

• volume ringwapening, totaal =

$$[\frac{2}{3} \times A_{ring, \text{ totaal}} \times l_{bi} + \frac{1}{3} \times A_{ring, \text{ totaal}} \times l_{bu}] \text{ [m}^3\text{]}$$

$$= \frac{1}{3} \times A_{ring, \text{ totaal}} \times (2l_{bi} + l_{bu}) \text{ [m}^3\text{]}$$

• langswapening: volume langswapening totaal:

$$\frac{L_1 \times (1+0)}{1+2} \times A_{langsw} / m_1 \times 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}$$

waarin  $0$  = overlappingspercentage  $\approx 5\%$

Totale wapening:

$$\text{volume totaal} = \text{volume ring totaal} + \text{volume lang totaal. [m}^3\text{]}$$

Gewicht totale wapening:

$$G_{\text{wapening}} = \rho_{\text{wap}} \times \text{volume totaal}$$

$$\rho_{\text{wap}} = \text{sortelijke massa staal} = 7800 [\text{kg/m}^3]$$

- bekisting:

- overburden: (dubbelwandig).

$$\text{gemiddeld: } \pi \times \left( \frac{D_u + D_i}{2} \right) / m' [\text{m}^2]$$

$$= \pi \times (r_u + r_i) / m' [\text{m}^2]$$

$$\text{totaal: } L_1 \times \pi \times (r_u + r_i) [\text{m}^2]$$

- rots: (enkelwandig)

$$\text{per m}^3: \pi D_i [\text{m}^2] = \pi \times 2r_i [\text{m}^2]$$

$$\text{totaal } L_2 \times \pi \times 2r_i [\text{m}^2]$$

Scheel aan bekisting:

$$L_1 \times \pi \times (r_u + r_i) + L_2 \times 2\pi r_i [\text{m}^2].$$

- onvoorziene kosten: veronderstel op ca 10% van het totaal bedrag.





fovel II:  $\bar{v} = 2,5 \text{ m/s}$

- volume ontgraving =  
 $1,44 \times \pi \times 20 \times (4,51)^2 = 1840 \text{ m}^3$
- volume te sprengen rots  
 (ondergronds)  
 $1,44 \times \pi \times 40 \times (4,51)^2 = 3681 \text{ m}^3$
- volume beton =  
 $\pi (4,51^2 - 4,17^2) \times 20 +$   
 $\pi (1,21 \times 4,51^2 - 4,17^2) \times 40 = 1094 \text{ m}^3$
- Aring, totaal =  $60 \times 12,52 \times 10^{-6} = 0,075 \text{ m}^3$   
 $l_{bi} = 2\pi (4,17 + 0,06) + 1,00 = 27,58 \text{ m}$   
 $l_{ba} = 2\pi (4,51 - 0,06) + 1,00 = 28,96 \text{ m}$
- volume, ring wapening totaal  
 $= \frac{1}{3} \times 0,075 \times (84,12) = 2,10 \text{ m}^3$
- volume laags, totaal =  
 $60 \times 105 \times 18545 \times 10^{-6} = 1,17 \text{ m}^3$
- volume wapening totaal =  $3,27 \text{ m}^3$
- G.wapening =  $3,27 \times 7800 = 25506 \text{ kg}$
- bevestiging
  - overburden dubbelwandig.  
 $20 \times \pi \times (4,51 + 4,17) = 546 \text{ m}^2$
  - rots : enkelwandig  
 $40 \times \pi \times 2 \times 4,17 = 1048 \text{ m}^2$

Hoewelkeel [ ]	Eenheids- prijs [Nf]	Kosten [ $\times 10^3 \text{ Nf}$ ]
1840	5,00=	9.2
3681	100,=	368.100
1094	275,=	300.850
25506	7,50=	191.295
546	445=	242.970
1048	75,=	78.602
Subtotaal		1191.017
10% onkosten		119.102
Totaal		1310.119

Section III:  $v = 3.0 \text{ m/s}$

- volume ontgraving =  
 $1.44 \times \pi \times 20 \times (4.10)^2 = 1521 \text{ m}^3$
- volume te sprengen rots (ondergronds)  
 $1.44 \times \pi \times 40 \times (4.10)^2 = 3042 \text{ m}^3$
- volume beton =  
 $\pi (4.10^2 - 3.80^2) \times 20 +$   
 $\pi (1.21 \times 4.10^2 - 3.80^2) \times 40 = 891 \text{ m}^3$
- Aring, totaal =  $60 \times 1138 \times 10^6 = 0.0683 \text{ m}^3$   
 $l_{bi} = 2\pi (3.80 + 0.06) + 1 = 25.25 \text{ m}$   
 $l_{bu} = 2\pi (4.10 - 0.06) + 1 = 26.38 \text{ m}$
- volume, ringwapening totaal  
 $= \frac{1}{3} \times 0.0683 \times (76.88) = 1.75 \text{ m}^3$
- volume, laags totaal =  
 $60 \times 1.05 \times 14892 \times 10^6 = 0.938 \text{ m}^3$
- volume wapening totaal =  $2.69 \text{ m}^3$
- Groopwering =  $2.69 \times 7800 = 20982 \text{ kg}$
- bevestiging
  - overburden dubbelwandig  
 $20 \times \pi \times (4.10 + 3.80) = 497 \text{ m}^2$
  - rots : enkelwandig  
 $40 \times \pi \times 2 \times 3.80 = 955 \text{ m}^2$

Hooftheid [ 1	Eenheid prijs [N/1	Kosten [x 10 <sup>5</sup> N/]
1521	5,00 =	7.605
3042	100, =	304.200
891	275, =	245.025
20982	7,50 =	157.365
497	500 =	248.500
955	75, =	71.625
Subtotaal		1034.32
10% omzien		103.43
Totaal		1137.75

• Seval IV:  $v = 3,5 \text{ m/s}$

• volume ontgraving:

$$1,44 \times \pi \times 20 \times (3,82)^2 = 1321 \text{ m}^3$$

• volume te springen rots (ondergronds)

$$1,44 \times \pi \times 40 \times (3,82)^2 = 2641 \text{ m}^3$$

• volume beton:

$$\pi (3,82^2 - 3,53^2) \times 20 +$$

$$\pi (1,21 \times 3,82^2 - 3,53^2) \times 40 = 787 \text{ m}^3$$

• Aring, totaal =  $60 \times 1060 \times 10^{-6} = 0,0636 \text{ m}^3$

$$C_{bi} = 2\pi (3,53 + 0,06) + 100 = 23,56 \text{ m}$$

$$C_{bu} = 2\pi (3,82 - 0,06) + 100 = 24,62 \text{ m}$$

• volume ringwapening totaal

$$= \frac{1}{3} \times 0,0636 \times (71,75) = 1,52 \text{ m}^3$$

• volume laag totaal =

$$60 \times 1,05 \times 13393 \times 10^{-6} = 0,844 \text{ m}^3$$

• volume wapening totaal =  $2,36 \text{ m}^3$

• Gwapening =  $2,36 \times 7800 = 18408 \text{ kg}$

• bekisting:

• overburden: dubbelwandig.

$$20 \times \pi \times (3,82 + 3,53) = 462 \text{ m}^2$$

• rots: enkelwandig.

$$40 \times \pi \times 2 \times 3,53 = 888 \text{ m}^2$$

Hoereelkua [ ]	Eenheids prijs [NF]	Kosten [ $\times 10^3 \text{ NF}$ ]
1321	5,00 =	6.605
2641	100, =	264.100
787	275, =	216.425
18408	7,50, =	138.060
462	520 =	240.240
888	75, =	66.600
Subtotaal		932.03
10% onvoorzie		93.20
Totaal		1025.23

• ficial  $\bar{v} = 4.0 \text{ m/s}$

• volume ontgraving:

$$1.44 \times \pi \times 20 \times (3.57)^2 = 1154 \text{ m}^3$$

• volume te springen rots (ondergronds)

$$1.44 \times \pi \times 40 \times (3.57)^2 = 2307 \text{ m}^3$$

• volume beton:

$$\pi (3.57^2 - 3.30^2) \times 20 +$$

$$\pi (1.21 \times 3.57^2 - 3.30^2) \times 40 = 842 \text{ m}^3$$

• Arming, totaal =  $60 \times 991 \times 10^{-6} = 0.0594 \text{ m}^3$

$$l_{bi} = 2\pi (3.30 + 0.06) + 100 = 22.11 \text{ m}$$

$$l_{bu} = 2\pi (3.57 - 0.06) + 100 = 23.05 \text{ m}$$

• volume ringwapening totaal =

$$\frac{1}{3} \times 0.0594 \times (67.27) = 1.33 \text{ m}^3$$

• volume langwapening totaal

$$60 \times 1.05 \times 11655 \times 10^{-6} = 0.734 \text{ m}^3$$

• volume totaal wapening =  $2.06 \text{ m}^3$

• Gwapening =  $2.06 \times 7800 = 16102 \text{ kg}$

• bevestiging:

• overburden: dubbelwandig

$$20 \times \pi \times (3.57 + 3.30) = 432 \text{ m}^2$$

• rots: enkelwandig

$$40 \times \pi \times 2 \times 3.30 = 830 \text{ m}^2$$

Hoeveelheid [ ]	Eenheids m <sup>3</sup> [Nf]	Kosten [ $\times 10^3$ Nf]
1154	5,00 =	5.770
2307	100 =	230.700
842	275 =	231.550
16102	7,50 =	120.765
432	560 =	241.920
830	75 =	62.250
Subtotaal		892.955
10% overmaat		89.30
Totaal		982.26

$v$ [m/s]	Huidige waarde *) electr. verbruik [ $\times 10^3$ Nf]	Verschillen [ $\times 10^3$ Nf]	Huidige bouwkosten schacht [ $\times 10^3$ Nf]	Verschillen [ $\times 10^3$ Nf]	Totale kosten [ $\times 10^3$ Nf]	Verschillen [ $\times 10^3$ Nf]
2.0	307.17		1555.54		1862.71	
2.5	557.19	250.02	1310.12	245.42	1867.31	-4.6
3.0	905.78	348.59	1137.75	172.37	2043.53	-176.22
3.5	1368.0	462.22	1025.23	112.52	2393.23	-349.7
4.0	1950.67	582.67	982.26	42.97	2932.93	-539.7

\*) verbruik = verliesen. Tabel 7.5a. Kosten bij de verschillende diameters.

De resultaten van de kostenberekeningen zijn samengevat in tabel 7.5a. Uit de getallen in de tabel blijkt dat de minimale resulterende kosten zullen liggen bij een snelheid in de schacht kleiner dan 2,0 m/s. Om daarover zekerheid te verkrijgen wordt de gehele berekening voor  $v = 1,5$  m/s nog eens opgezet.

$$v = 1,5 \text{ m/s}$$

$$A = 90,95 \text{ m}^2 \Rightarrow D_i = \sqrt{\frac{4 \times 90,95}{\pi}} = 10,76 \text{ m} \Rightarrow R = 2,69 \text{ m}$$

$$K = 2,53 \times 10^{-3} \text{ (Ns}^2/\text{m}^8) \Rightarrow \Delta E = 0,0430 \text{ GWh/jaar.}$$

$$\Delta N = 6,420 \text{ kW.}$$

$$\Delta H_{\text{max}} = 0,0056 \text{ m}$$

$$\text{Thermische equivalenten: } \Delta N = 7,00 \text{ kW}$$

$$\Delta E = 0,0440 \text{ GWh/jaar}$$

$$\text{Huidige waarden verliesen: } \Delta N = 19,17 \times 10^3 \text{ Nf}$$

$$\Delta E = 123,84 \times 10^3 \text{ Nf}$$

$$\text{Totaal} \quad \underline{\quad \quad \quad} \quad 143,01 \times 10^3 \text{ Nf.}^+$$

Waterdruk = 10 m ;  $p_c = 0,101 \text{ N/mm}^2$  ;  $v = 1,5 \text{ m/s}$

$r_i = 5,38 \text{ m}$  ;  $r_u = 5,38 \times \sqrt{\frac{1 + \frac{0,101}{1,3}}{1 - \frac{0,101}{1,3}}} = 5,82 \text{ m}$

$t = 440 \text{ mm}$  ; A staal, ring =  $1615 \text{ mm}^2$  ;

A staal langs :  $30964 \text{ mm}^2$ .

fiwal VI :  $v = 1,5 \text{ m/s}$

• volume ontgraving :  $1,44 \times \pi \times 20 \times (5,82)^2 = 3065 \text{ m}^3$

$\times 5,00 \text{ Nf/m}^3 \Rightarrow$

Kosten :  $15.325 \times 10^3 \text{ Nf}$

• volume te springen rots (ondergronds) :  $1,44 \times \pi \times 40 \times (5,82)^2 = 6130 \text{ m}^3$

$\times 100 = \text{Nf/m}^3 = 613.000 \times 10^3 \text{ Nf} \rightarrow 613.000 \times 10^3 \text{ Nf}$ .

• volume beton :  $\pi \times (5,82^2 - 5,38^2) \times 20 + \pi (1,21 \times 5,82^2 - 5,38^2) \times 40 = 1823 \text{ m}^3$

$\times 275 = \text{Nf/m}^3 =$

$501.325 \times 10^3 \text{ Nf}$

• A ring, totaal =  $60 \times 1615 \times 10^{-6} = 0,0969 \text{ m}^3$

$l_{bi} = 2\pi (5,38 + 0,06) + 1,07 = 35,18 \text{ m}$

$l_{bu} = 2\pi (5,82 - 0,06) + 1,00 = 37,19 \text{ m}$

• volume ringwapening totaal :  $\frac{1}{3} \times 0,0969 \times (107,55) = 3,47 \text{ m}^3$

• volume langwapening totaal :  $60 \times 1,05 \times 30964 \times 10^{-6} = 1,95 \text{ m}^3$

• volume totaal wapening :  $5,42 \text{ m}^3$

• G wapening =  $5,42 \times 7800 = 42282 \text{ kg}$

$\times 7,52 \text{ Nf} = 317.115 \times 10^3 \text{ Nf}$ .

• bevestiging:

• overburden: dubbelwandig

$20 \times \pi \times (5,82 + 5,38) = 704 \text{ m}^3 \rightarrow \times \frac{150 \text{ Nf/m}^2}{0,44} = 240.000 \times 10^3 \text{ Nf}$ .

• rots : enkelwandig.

$40 \times \pi \times 2 \times 5,38 = 1352 \text{ m}^2 \times 75 \text{ Nf/m}^2 = 101.411 \times 10^3 \text{ Nf}$

Subtotaal:  $1788.176 \times 10^3 \text{ Nf}$

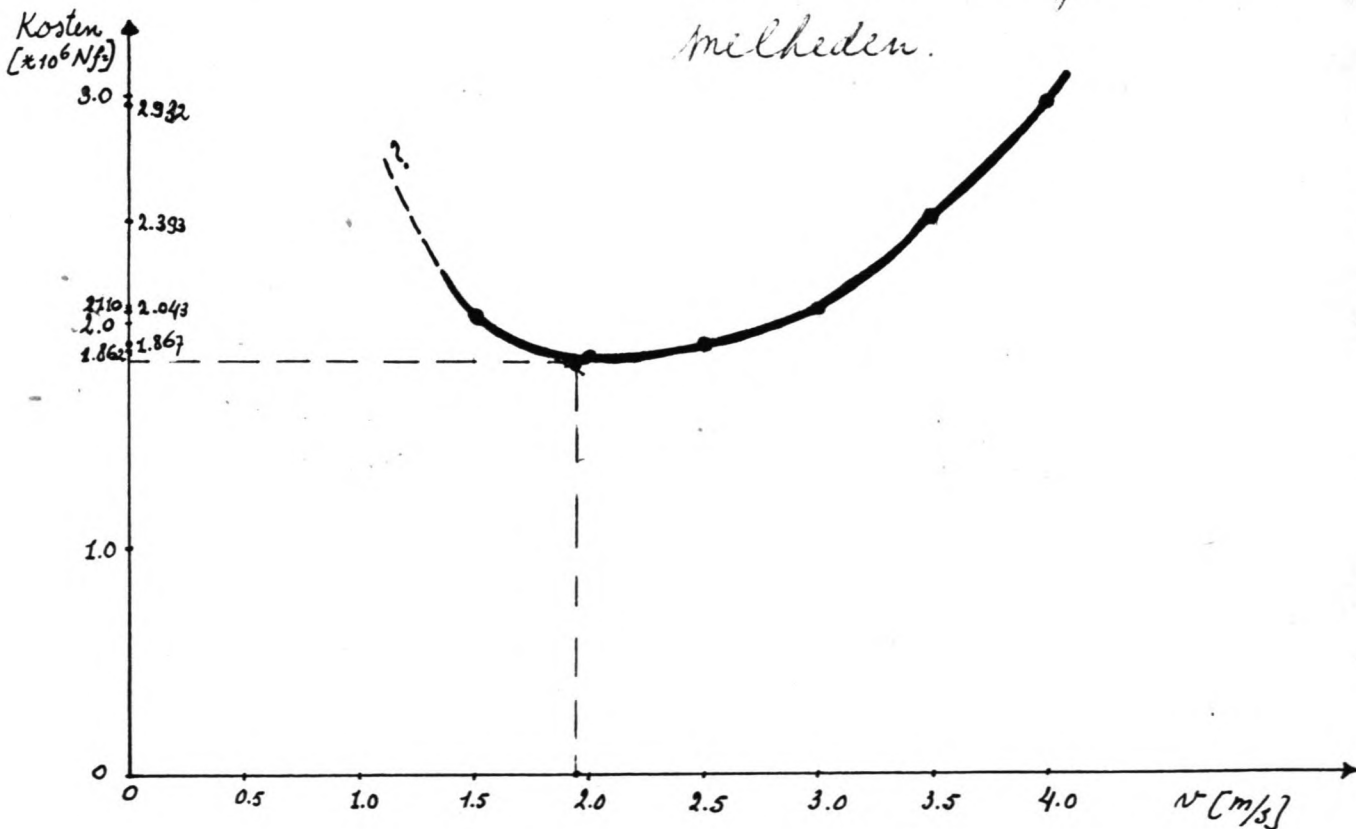
10% onvoorzien:  $178.82 \times 10^3 \text{ Nf}$

Totaal :  $1967.0 \times 10^3 \text{ Nf}$

Tabel 7.5.a aangevuld met de waarden voor  $v = 1.5 \text{ m/s}$  levert tabel 7.5.b op.

$v$ [m/s]	Huidrijwaaier electroverbruik [ $\times 10^3 \text{ Nf}$ ]	Verschillen [ $\times 10^3 \text{ Nf}$ ]	Huidrijwaaier kosten schacht [ $\times 10^3 \text{ Nf}$ ]	Verschillen [ $\times 10^3 \text{ Nf}$ ]	Totale kosten [ $\times 10^3 \text{ Nf}$ ]	Verschillen [ $\times 10^3 \text{ Nf}$ ]
1.5	143.01		1967.0		2110.01	
2.0	307.17	164.16	1555.54	411.46	1862.71	+247.3
2.5	557.19	250.02	1310.12	245.42	1867.31	-4.6
3.0	905.78	348.59	1137.75	172.37	2043.53	-176.23
3.5	1368.0	462.22	1025.23	112.52	2393.23	-349.7
4.0	1950.67	582.67	982.26	42.97	2932.93	-539.7

Tabel 7.5.b. Kosten bij de verschillende diameters en de bybehorende melkeden.



Figuur 7.2 Kostenkromme voor de drukschacht bij verschillende melkeden en bybehorende diameters.



Met tabel 7.5.6 in combinatie met figuur 7.2 valt af te leiden dat met de gedane veronderstellingen een stroomsnelheid van ca 2,0 m/s bij het maximum debiet de meest economische zal zijn. De hierby horende inwendige diameter van de buis is 9.32 m. Met een bekleedingsdikte van 0.38 m wordt de uitwendige diameter daarmee 10.08 m. Dit is een gemiddelde waarde voor de buitendiameter (theoretische waarde om er mee te kunnen rekenen); in de realiteit zal de waarde van de buitendiameter enigszins variabel zijn als gevolg van het verschynsel "overbread". Het houdt tevens in dat verondersteld wordt dat de minimale waarde voor de buitendiameter 9.32 zal zijn; plaatselyk zal deze waarde dies groter zijn. Zie figuur 3.9. Dit impliceert dat de berekende bekleedingsdikte van 0.38 m ook een minimumwaarde is. Afhankelyk van de buitendiameter ter plaats zal de waarde dies groter zijn.

7.2.2. Ontwerp schacht in gewapend beton

Met een uitwendige diameter van 9.80 meter krijgt de drukschacht toch enigszins forse afmetingen. Bij de verdere beschouwingen zijn de axiale en radiale krachten a.g.v. bywombild normaalspanningen en het zijn gericht steeds buiten beeld gebleven. In deze paragraaf zal nader op die krachten worden ingegaan.

- Inwendige diameter  $d_i = 9.32 \text{ m}$
- Maximale verlies van valhoogte:

$$\Delta h = \frac{L}{k^2 R^{4/3} A^2} \times Q_{\max}^2 \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} \text{Met } L &= 60 \text{ m} & A &= \pi \times 4.66^2 = 68.21 \text{ m}^2 & Q_{\max} &= 1364 \text{ m}^3/\text{s} \\ R &= 80 \text{ m}^{4/3} & R &= \frac{1}{4} D = 2.33 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{geft dit, } \Delta h = \frac{60}{80^2 \times 2.33^{4/3} \times (68.21)^2} \times (1364)^2 = 0.012 \text{ m}$$

- \* Maximale statische druk bij inlaat  $\approx 130 \text{ m} - 120 \text{ m} = 10 \text{ m}$  waterdruk.
- \* Minimale statische druk bij inlaat  $\approx 130 \text{ m} - 120 \text{ m} \approx 10 \text{ m}$  waterdruk
- \* Maximale dynamische druk bij de inlaat  $1.2 \times 18 = 21.6 \text{ m}$   
Maatgevende druk = 21.6 m.
- \* Op ca 75 m NSP. Aangezien  $\Delta h$  in het niet valt t.o.v. het verval van 63 m. wordt de maximale statische druk op ca 75 m ook op 63 m gesteld.
- \* Maximale dynamische druk wordt gesteld op  $1.2 \times 63 = 75.6 \text{ m}$

Het gebruik van de formules van Lamé [3] voor dekwandige buizen, blijkt hier niet echt noodzakelijk, omdat in het geval van de economische diameter de schachtvormede toch als een dunwandige buis mag worden beschouwd. Het criterium daarvoor wordt gegeven door Morang:

- $\delta/s \geq 20 \Rightarrow$  dunwandige buis en toepassing van ketelformule goetloofd
- $\delta/s < 20 \Rightarrow$  dekwandige buis; berekeningen m.b.v. de formules van Lamé

In het geval van de economische diameter van  $D_i = 9.32$  m wordt  $\delta/s = \frac{(D_i + D_u)}{2} / 0.38 = 25.5 > 20$  en mag dus de ketelformule worden toegepast.

Het zou inhouden:  $\sigma_t = p \times \frac{\delta}{2s}$ ;  $\sigma_a = p \times \frac{\delta}{4s}$ , terwijl  $\sigma_r$  klein blijft, variërend van  $-p$  naar 0

Het verschil in gebruik van de formules zit in de verdeling van de spanningen (al dan niet gelijkmatig) over de dikte  $s$ . Voor een dunwandige buis wordt de verdeling gelijkmatig verondersteld; voor een dekwandige buis niet.

Zekerheidsshalve worden de formules van Lamé toegepast, waarbij nu ook de radiale invloed wordt meegenomen.

Mit  $\sigma_a$ ,  $\sigma_r$  en  $\sigma_t$  als respectievelijk de axiale, radiale en tangentiële spanningen worden de volgende algemene formules vermeld; zie doormede blz 11.

$$\sigma_r = \frac{p_i \times r_i^2 - p_u \times r_u^2 - (p_i - p_u) \frac{r_i^2 \cdot r_u^2}{r^2}}{r_u^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_c = \frac{p_i \pi r_i^2 - p_u \pi r_u^2 + (p_i - p_u) \frac{r_i^2 - r_u^2}{x^2}}{r_u^2 - r_i^2}$$

$\sigma_a = \frac{N}{A}$ , waarin  $N$  is de resulterende normaalkracht.  $N = \pi r_i^2 \times p_i - \pi r_u^2 \times p_u$ , indien de schacht aan beide uiteinden zou zijn afgesloten.

In bovenstaande formules is:

$p_i$  de absolute binnendruk in de schacht

$p_u$  de absolute buitendruk.

- In geval (algemeen gesteld) van een situatie met buitendruk  $p_u = 0$  en binnendruk  $p_i = p$  worden de formules:

$$\sigma_r = -p \times \frac{r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \times \frac{r_u^2 - x^2}{x^2}$$

$\sigma_t = p \times \frac{r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \times \frac{r_u^2 + x^2}{x^2}$ . Voor verloop  $\sigma_t$  over de wanddikte zie doormede op bla-11.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r \text{ max} &= -p \\ \sigma_t \text{ max} &= p \frac{r_u^2 + r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \end{aligned} \right\} \text{ voor } x = r_i$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r \text{ min} &= 0 \\ \sigma_t \text{ min} &= p \times \frac{2r_i^2}{r_u^2 - r_i^2} \end{aligned} \right\} \text{ voor } x = r_u$$

- In het geval (algemeen gesteld) van een situatie met binnendruk  $p_i = 0$  en  $p_u = p$  worden de formules

$$\sigma_r = -p \times \frac{r_u^2}{r_u^2 - r_i^2} \times \frac{x^2 - r_i^2}{x^2}$$

$$\sigma_t = -p \times \frac{r_u^2}{r_u^2 - r_i^2} \times \frac{x^2 + r_i^2}{x^2}$$

$$\sigma_r \max = -p \quad (x = r_a)$$

$$\sigma_t \max = -p \times \frac{r_a^2 + r_c^2}{r_a^2 - r_c^2} \quad (x = r_a) \quad \text{en}$$

$$\sigma_r \min = 0$$

$$\sigma_t \min = -p \times \frac{2r_a^2}{r_a^2 - r_c^2}$$

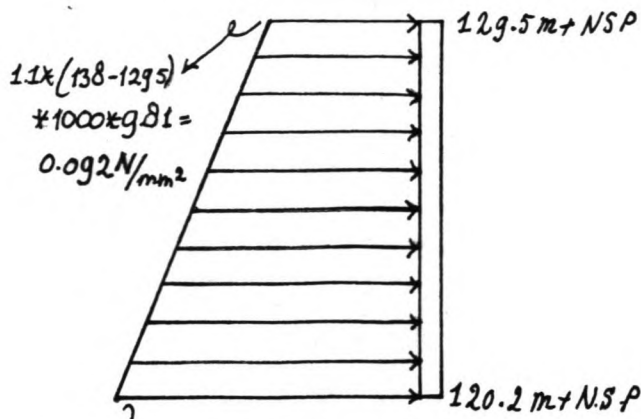
In paragraaf 7.2.1 is reeds aangegeven dat in figuur B.3.9 t.p.v. doorsnede II de situatie maatgewond is voor de dimensionering van de drukschacht. Onder invloed van de  $\sigma_t$  is de dimensionering reeds geschiedt in paragraaf 7.2.1. Hier wordt daarom slechts ingegaan op de radiale en axiale krachten.

Voor de axiale maatgewonde spanning is dan doorsnede I (figuur B.3.9) van belang. Ook deze situatie is reeds uitgewerkt (bijlagen B.3.3.2.2) Een extra controle met de in paragraaf 7.2.1 bepaalde dimensies.  $f_{\min} = \frac{p \times d}{2 \times f_{1,7}} = \frac{0,374 \times (9,32 + 10,08)}{2 \times \frac{10}{1,7}} = 171 \text{ mm}$   
 $< 240 \text{ mm}$   
 dus correct!

#### • Normaalkrachten.

Bekalve normaalkrachten a.g.v. het open gewicht van de schacht is er ook nog een situatie mogelijk waarbij de stalen schuif in de vlaatconstructie gesloten wordt, terwijl de drukschacht leegstaat. Maatgewond hierbij is het gewal met een vol meer. De resultierende waterdruk op de schuif





Voor de waterdruk wordt een  $\gamma$  van 1.1.

is aangenomen, omdat de uiteindelijke waterstanden toch niet exact bekend zijn

$$\rightarrow 1.1 * (138.0 - 120.2) * 1000 * 9.81 * 10^{-6} \text{ N/mm}^2 = 0.19 \text{ N/mm}^2$$

Indien eenzijdigheidshalve de spanning gelijkmatig verdeeld over de schuif wordt verondersteld en voort nog uitgegaan wordt van een ronde schuif met een binnendiameter van  $D_i = 9.52 \text{ m}$ , dan volgt voor de totale kracht op de schuif een waarde van  $\frac{(0.092 + 0.19)}{2} * \frac{1}{4} \pi D_i^2 * 10^6 = 0.141 * 68.2 * 10^6 \text{ N} = 9616200 \text{ N}$

Gelijkmatig verdeeld over de gehele betondoorname van de schacht, indien verondersteld dat deze kracht in het ongunstigste geval geheel door de betondoorname zou moeten worden overgebracht, levert dit een gemiddelde spanning (druk) op in het beton van  $\frac{9616200}{\frac{1}{4} \pi (D_u^2 - D_i^2)} = \frac{9616200 \text{ N}}{11.58 * 10^6 \text{ mm}^2} = 0.83 \text{ N/mm}^2$

en dat is ruim kleiner dan de toegestane  $\frac{10}{1.7} = 10.58 \text{ N/mm}^2$ . Zelfs indien gerekend wordt met de maximale druk over de volle doormede van  $0.19 \text{ N/mm}^2$  volgt hieruit een spanning in het beton van  $\frac{0.19 * 68.2 * 10^6 \text{ N}}{11.58 * 10^6 \text{ mm}^2} = 1.12 \text{ N/mm}^2$  en dit is nog steeds kleiner dan  $10.58 \text{ N/mm}^2$

Indien deze normaal kracht onderdaad door het beton zou worden overgebracht zal de absolute grootte van de kracht langs de omtrek van de schachtwand, naarmate men verder de schacht ingaat gaan afnemen; omdat deze kracht geleidelijk a.g.v. wrijving met de omringende grond (schuifspanningen) zal worden overgebracht op de grond.

Met betrekking tot het eigen gewicht van de duikschacht en het verticale gedeelte van de schacht en de invloed daarvan op de duikspanningen t.p.v. doormede I (75m+NSP) in figuur 7.3 wordt opgemerkt dat het eigen gewicht als axiale kracht voor een groot deel steeds zal worden overgebracht naar het omringende omhulsel van de rots. Bij een nieuw uitgeschoten rotsdoormede en "goede" aanhechting van het beton met de rots mag worden verondersteld dat de axiale krachten langs de omtrek van de schachtwand steeds zullen afnemen naar beneden toe. Een bezwaar van deze veronderstelling is wel dat bij goede aanhechting tussen het beton en de rots het beton eventuele zettingen van de rots moet kunnen volgen om niet te scheuren. Dit is een moeilijke kwestie omdat m.b.t. de zettingen van de rots niets bekend is. In dat geval zou de schachtwand zodanig dienen te worden uitgevoerd (met wagen en in delen aan elkaar gehecht, zodanig dat wel een waterdichte constructie wordt verkregen), dat



zettingen van de rots wel kunnen worden gevolgd. Het bovenbeschreven is vergelijkbaar met de "kliefwerking" van grond, voor wat betreft het mede 'dragen' van de schachtwand door de omringende rots.

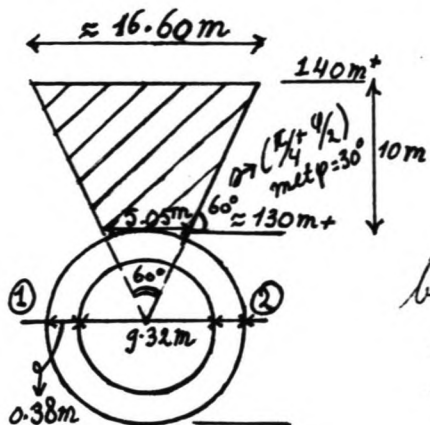
In het meest ongunstige geval, waarbij de hoogte van de omringende rots (dit is slechts een theoretisch geval) in de draagwerking volledig wordt verwaarloosd wordt het eigen gewicht van de schacht t.p.v. doorsnede I; ca  $\pi \times (5.04^2 - 4.66^2) \times 15 + \pi (1.21 \times 2 - 4.66^2) \times 40 = 1308 \text{ m}^3$  beton. Met  $\gamma_{\text{beton}} = 24 \text{ kN/m}^3$  wordt het eigen gewicht  $\approx 31392 \text{ kN}$ .

Gelijkmatig verdeeld over de betondovrmede geeft dit druckspanningen van:  $\frac{31,392 \times 10^6}{11,58 \times 10^6} = 2,71 \text{ N/mm}^2$ .

Het is nog steeds kleiner dan de toelatabare  $10,58 \text{ N/mm}^2$ ; In haast alle gevallen is er een ruime reserve aanwezig.

zie opmerking blz. -112- deel A en blz. 88 e.v. deel C.

- Controle invloed grondlichaam boven de druckschacht t.p.v. doorsnede II in figuur 7.3



Oppervlakte trapeziumvormig lichaam (III):  $\frac{(16.60 + 5.05)}{2} \times 10 = 108.25 \text{ m}^2$ . Met  $\gamma_{\text{ding}} = 20 \text{ kN/m}^3$  per strekkende meter een massa van  $108.25 \times 20 = 2165 \text{ kN}$ . Druckkracht over te brengen door doorsneden ① en ②

• Totale oppervlakte  $/\text{m} = 380 \times 1000 \times 2 = 76 \times 10^4 \text{ mm}^2$   
 • Optredende spanning:  $\frac{2165 \times 10^6 \text{ N}}{76 \times 10^4 \text{ mm}^2} = 2,85 \text{ N/mm}^2$ .

De optredende spanning van  $2.85 \text{ N/mm}^2$  is ruim kleiner dan de toelaatbare van  $\frac{10}{1.7} = 10.59 \text{ N/mm}^2$   
 Dus m.b.t. het grondlichaam boven de drukschaft is de dimensionering van de schacht ook in orde

• Tangentiële spanningen in de maatgevende doorsnede; de verdeling van de wapening.

$p_i$  max resulterend =  $0.101 \text{ N/mm}^2$  (blz 14).

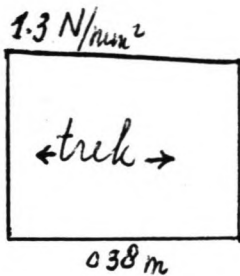
$r_u = 5.04 \text{ m}$

$r_i = 4.66 \text{ m}$

$t = r_u - r_i = 380 \text{ mm} = 0.38 \text{ m}$

$f_b = 1.3 \text{ N/mm}^2$  ;  $f_a = 400 \text{ N/mm}^2$

Wapening:  $A_{\text{ring}} = 1400 \text{ mm}^2$  ( $w = 0.2\%$ )



$\frac{2}{3}$  binnen:  $940 \text{ mm}^2 \approx \phi 20 - 250$   
 $\frac{1}{3}$  buiten:  $460 \text{ mm}^2 \approx \phi 16 - 200$

$A_{\text{langs}} = 23160 \text{ mm}^2$ . ( $w = 0.2\%$ )

$\frac{2}{3}$  binnen:  $r_i = 4.66 + 0.06 + 0.03 = 4.75 \text{ m}$

$2\pi r_i = 29.85 \text{ m}$

$A_{\text{binnen}} = 15440 \text{ mm}^2$

$A_{\text{binnen}} = \frac{15440}{29.85} = 518 \text{ mm}^2/\text{m}$ ,  $\approx \phi 16 - 325$

$\frac{1}{3}$  buiten:  $r_b = 5.04 - 0.06 - 0.03 = 4.95 \text{ m}$

$2\pi r_b = 31.10 \text{ m}$

$A_{\text{buiten}} = 7720 \text{ mm}^2$

$A_{\text{buiten}} = \frac{7720}{31.10} = 250 \text{ mm}^2/\text{m}$ ,  $\approx \phi 10 - 250$

uit bovenstaande blijkt dat vanwege het uitermate kleine spanningsverschil aan de binnen- resp. buitenrand van de drukschacht i.p.v. de dikwandige buisformule van Lamé, even goed de ketelformule gebruikt had kunnen worden. Voorts dat de verdeling van de wapening over de doorsnede, zoals verondersteld  $\frac{2}{3}$  deel aan de binnensand en  $\frac{1}{3}$  deel aan de buitenrand, evenzeer gelijkmatig over de gehele doorsnede mag worden verspreid.

## Hoofdstuk 8. De mlaateconstructie.

### 8.1. Algemeen.

Nu de dimensies van de drukschacht zijn bepaald kan vervolgens vanuit het niveau van de bovenzijde van de mlaateopening, welke in principe in combinatie met de laatste meerwaterstand wordt vastgelegd door de dimensies van de drukschacht, de dimensionering van de mlaateconstructie worden aangevangen.

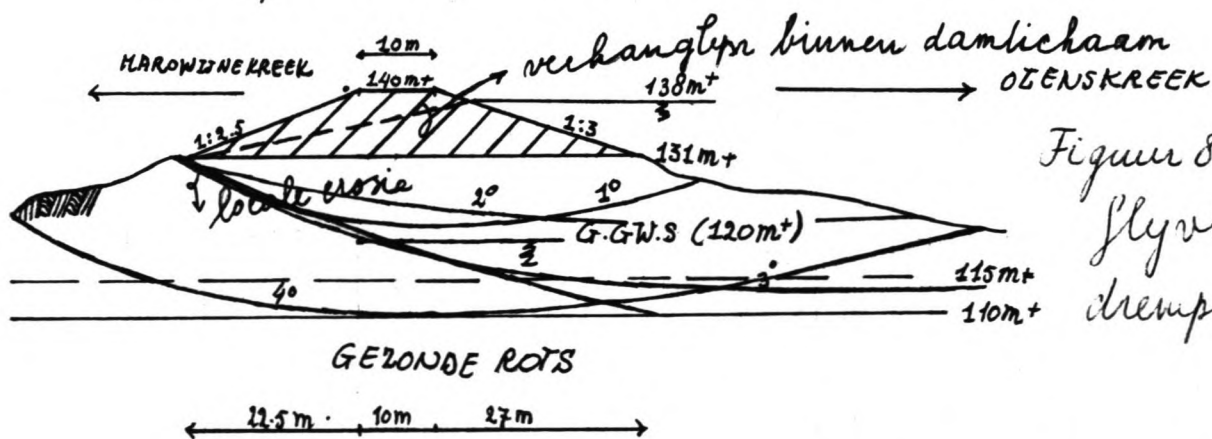
Hierby wordt mede gebruik gemaakt van detailhaart (4). (zie bylagen hoofdstuk (2).

### 8.2. Lokatiekeuze van de mlaateconstructie in relatie tot de stabiliteit van de drempeldam.

In hoofdstuk (3) is reeds uiteenzet dat by de locatiekeuze van de mlaateconstructie er rekening gehouden zal dienen te worden met een eventuele invloed daarvan op de stabiliteit van de drempeldam. Daarby is vastgesteld dat de mlaateconstructie, mede met het oog op de uitvoering (drempeldam wordt verondersteld reeds te bestaan in de fase van uitvoering van het Jai-Maró project), in elk geval niet in of nabij de drempeldam zal worden gelocaliseerd. Hoe ver de mlaateconstructie wel uit de buurt van de drempeldam moet worden geplaatst hangt hoofdzakelyk

af van tot hoever het invloedsgedeelte van het damlichaam op de stabiliteit van de ondergrond zich uitstrekt in de richting van de oeverbreuk. Het is aan te bevelen de locatie niet al te ver met de buurt van dit punt te kiezen met het oog op een grotere lengte van de turbineafvoertunnel en de daarmee gepaard gaande hogere investeringskosten.

In Figuur 8.1, gebaseerd op gegevens uit het ontwerpbericht van de Jac. Kreek omleiding, is de drempeldam (met aangepaste kruenhoogte) in dwarsdoorsnede globaal getekend. Bij onbekendheid van de grond (mechanische) gegevens ter plaatse is het zeer moeilijk om uit de figuur een maatgevend afschuifvlak vast te stellen.



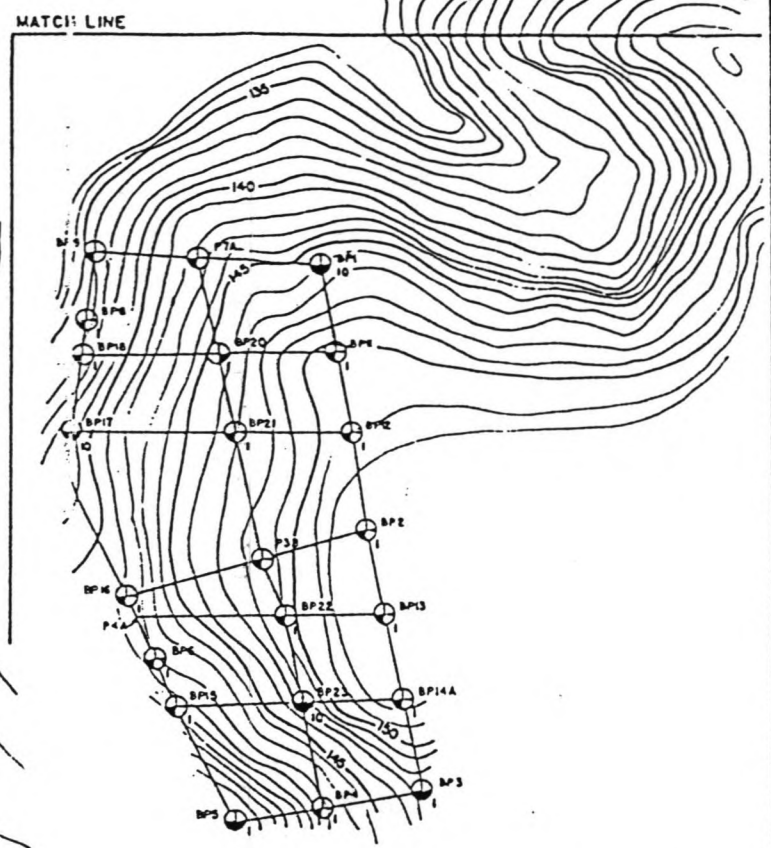
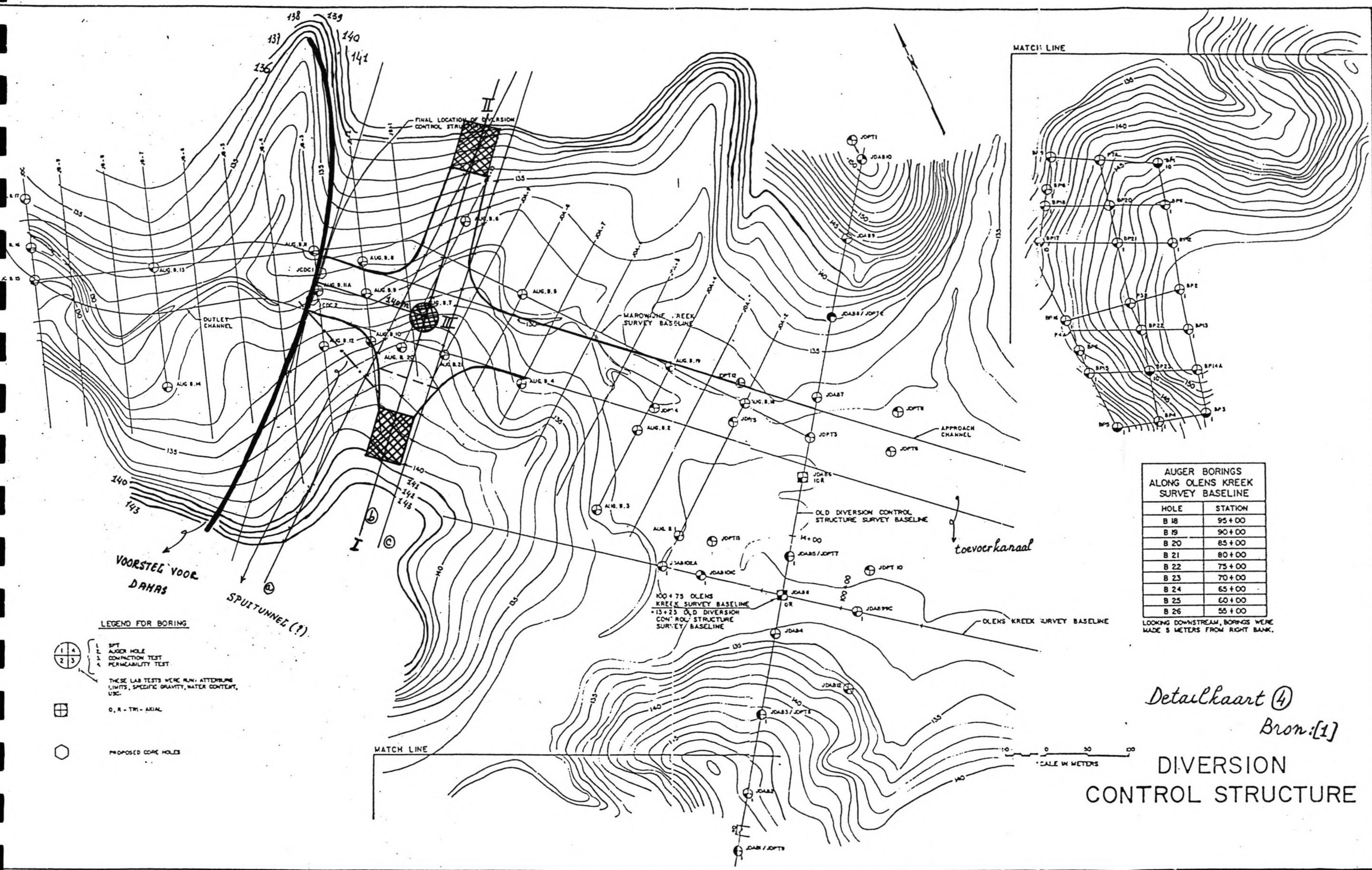
Figuur 8.1.  
Glyvlakken  
drempeldam.

Indien ervan uitgegaan wordt dat afschuiven en dus instabiliteit van het damlichaam zou optreden nadat lokale erosie aan de teen van de dam aan de benedenstroom zijde van de dam is opgetreden, zijn er verschillende afschuifvlakken mogelijk ( $1^\circ, 2^\circ, 3^\circ$  enz.). Indien echter als maatgevend wordt

verondersteld een totale afschuiving van het gehele damlichaam in de benedendstroomse richting van de Maromynnekreek, dan wordt daarbij aangenomen dat de afschuiving zou optreden langs het grensvlak verweerde rotslaag - gezonde rots op ca 110m + N.S.P. De minimale straal van de afschuifcirkel is in dit geval ca 30m. Ook andere afschuifvlakken zijn mogelijk ( $4^\circ$  bijvoorbeeld).

Geen van de getekende mogelijke afschuifvlakken geven echter een indicatie tot hoever, gemeten vanaf de teen van de drempeldam in bovenstroomse richting, de invloed van mogelijke instabiliteit zou reiken. Daarmee kan dus ook niet worden vastgesteld op welke minimale afstand met de bovenstroomse teen van de drempeldam de vlaatconstructie zou moeten worden geplaatst. Uit figuur 8.1. mag wel worden geconcludeerd dat bij plaatsing van de vlaatconstructie op ca 100 à 150m vanuit de teen van de dam in bovenstroomse richting de stabiliteit van de drempeldam niet zou worden ondermijnd.

Vanuit dat gegeven blijken op detailkaart ④ de mogelijkheden I en II aanwezig. In beide gevallen zou er sprake zijn van een vlaatwerk tegen een helling. Daarnaast bestaat er ook nog een variant van een vlaattoeren (III) op de rechte verbindinglijn van de mogelijkheden I en II t.p.v. het reeds geprojecteerde omleidingkanaal naar



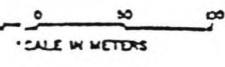
**AUGER BORINGS ALONG OLENS KREEK SURVEY BASELINE**

HOLE	STATION
B 18	95+00
B 19	90+00
B 20	85+00
B 21	80+00
B 22	75+00
B 23	70+00
B 24	65+00
B 25	60+00
B 26	55+00

LOOKING DOWNSTREAM, BORINGS WERE MADE 3 METERS FROM RIGHT BANK.

- LEGEND FOR BORING**
- 1 SPT
    - 2 AUGER HOLE
    - 3 COMPACTION TEST
    - 4 PERMEABILITY TEST
  - THESE LAB TESTS WERE RUN: ATTERBURG LIMITS, SPECIFIC GRAVITY, WATER CONTENT, USC.
  - O, R - TRI-AXIAL
  - PROPOSED CORE HOLES

Detailkaart (4)  
Bron: [1]  
**DIVERSION CONTROL STRUCTURE**



de drempeldam toe. Op de uiteindelijke vaststelling van het type en de definitieve keuze van de locatie wordt in de volgende paragraaf ingegaan.

### 8.3. Lokatiekeuze inlaatconstructie in relatie tot het type.

Mogelijkheid III op detailkaart (4) zou worden in het ontwerp van een inlaattoeren. Een inlaattoeren is hydraulisch gezien de beste oplossing, maar in dit geval bleven er toch nog enige bezwaren aan de keuze daarvan:

- aangezien de uitvoering hierbij geheel in den natte zou dienen te geschieden, zouden de aanlegkosten i.v.m. een dure bouwput erg hoog kunnen oplopen. Ook bleven vanuit het gegeven dat de te springen rots t.b.v. de druckhaacht hiervandaan afgevoerd zou moeten worden
  - De maaienveld hoogte ter plaatse (breedte van het afvoerkanal onder de huidige omstandigheden op 129.5 m + N.S.P.) in combinatie met de laagste werkpeil op het Jai-meer (130 m + N.S.P.) geven aan dat in dit geval een aanzienlijke inexcavatie zou zijn benodigd. Ook de afsluiting (deuren) zou duur kunnen worden
- Deze bezwaren leiden ertoe dat er wordt afgezien van de toepassing van een inlaattoeren.



- lekt het hoofdlijnenverloop en de locatie van het reeds geplande omleidingkanaal is de definitieve keuze van locatie I duidelijk omdat:
- een afsplitting vanuit het bestaande kanaal naar het mlaatswerk toe bij locatie I korter blijkt dan bij locatie II
  - de beïnvloeding van de stabiliteit (eventueel) van de drempeldam door (het stromingsbeeld bij) de mlaateenstructie bij locatie I minder zal zijn dan bij locatie II, omdat I t.o.v. de drempeldam als het ware verborgen gaat achter een heuvel. Overigens zal in beide gevallen het directe stromingsbeeld in de omgeving van de mlaatswerken geen invloed hebben op de drempeldam omdat bij een reservoirpeil van ca 130 m<sup>+</sup> NSP de teen van de drempeldam aan de reservoirzijde reeds droog zal staan.

N.B. Op het reeds bestaande omleidingkanaal binnen het gai-kriekomleidingsproject wordt in het verdere verloop van dit hoofdstuk nog teruggehoen.

Opmerking: Boven genoemde locaties I en II liggen beide ca 130 à 140 m uit de as van de drempeldam (en dus ca 100 à 110 m vanuit de teen van de dam) en worden dus voldoende ver verondersteld.

## 8.4 Dimensionering van de mlaatswerken.

### 8.4.1. Functionele analyse (algemeen)

- o Functie
  - mlaten van water in de drukschacht onder condities die (kunstmatig) beheerst kunnen worden.
  - zuivering van het water dat door de turbines heen moet.

Bovenstaande functies vloeien voort uit de volgende doelen:

- \* beheersing van de in te laten hoeveelheden water in verband met de toelaatbare  $Q$  turbine
- \* tegenhouden (en verwijderen) van drijvend vuil en materiaal (zand) dat schade zou kunnen veroorzaken aan de mlaatskleppen, de bekleding van de drukschachten en de turbines
- \* voorkomen van verstopping van de aanvoer (druk)schacht, waardoor de bedrijfszekerheid verloren zou gaan.

#### o Randvoorwaarden / eisen:

- hydraulische: minimale verlies in energiehogte, waaruit volgt dat de toelaatbare mlaatsnelheid gelimiteerd dient te zijn. Voorts zal de constructie op plaatsen waar

rechte hoeken voorkomen goed  
afgerond dienen te worden  
( $R > \frac{1}{4} D$  bij buisprofielen)

- economische: kosten zo laag mogelijk trachten te houden, zonder dat de kwaliteit van mogelijke oplossingen wordt aangetast
- technische:
  - moet uitvoerbaar zijn onder de plaatselijke omstandigheden
  - het water moet ontdaan zijn van zwevende deeltjes (zand) tot een gelimiteerde diameter.
- andere:
  - in geval van calamiteiten of onderhoud van de drukleiding e.g centrale en turbines moet de drukschacht e.g. inlaatwerk waterdicht gemaakt kunnen worden door afsluiting van de doortroom van het water bij de inlaatconstructie.
  - veiligheid van personeel en andere constructies moet gewaarborgd blijven
  - zo optimaal mogelijke bedrijfszekerheid.

uit de functionele analyse blijkt dat:

- 1° een grond-e.g. zandvang noodzakelijk zal zijn.
- 2° een roosterwerk zal dienen te worden geplaatst voor de inlaatopening teneinde kruis- en diephout tegen te houden.

Ad 1° Verondersteld mag worden dat in dit geval van

een reservoirwerk het grind reeds in de diepere delen van het reservoir zal zijn bezonken, zodat slechts rekening gehouden zal worden met faciliteiten teneinde het zwevend zand te kunnen laten bezonken. Vanuit de functie van de zandvang volgt nog de noodzaak tot reiniging van de zandvang. Dit zou op 2 manieren kunnen geschieden:

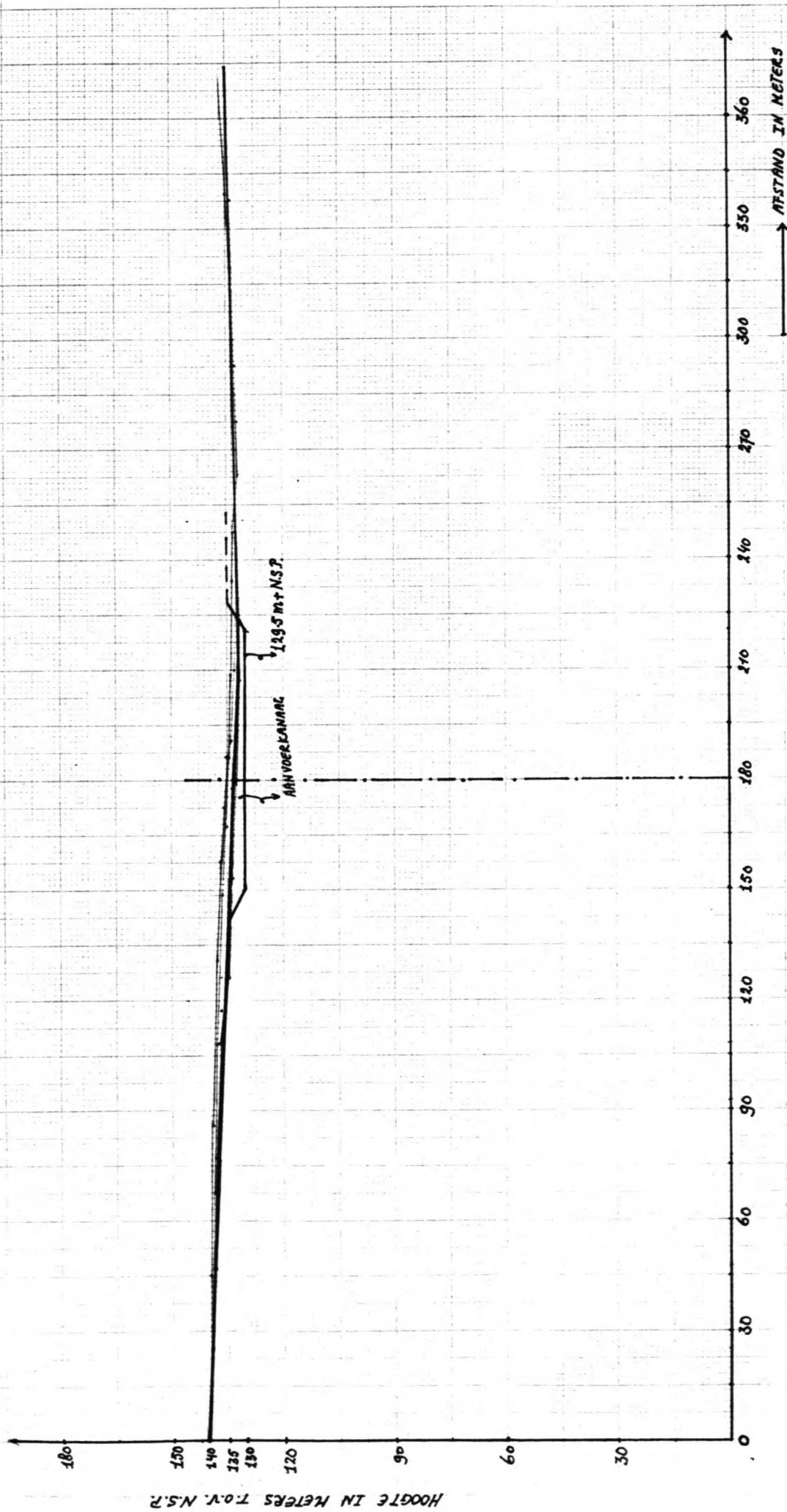
- ①° een spuittunnel vanuit de zandvang onder de drempeldam door naar de benedenstroomse zijde van de dam in de Harowynekreek. Het reinigen van de zandvang geschiedt in dit geval onder invloed van de overdruk van het water bij een vol meer en gesloten inlaat, terwijl de spuittunnel open staat. Het bezonken zand kan op deze wijze in de Harowynekreek worden geleid.
- ②° reiniging en verwijdering van het bezonken zand uit de zandvang door middel van regelmatig baggeren.

Aangenzien de eerste oplossing van een spuittunnel uitvoeringstechnisch erg moeilijk is (de uitvoering hiervan zou plaatsvinden in een fax nadat de Jai-kreekomleiding reeds in gebruik zou zijn) en dus erg duur zal uitvallen, is het acceptabel om ervan uit te gaan dat

gekozen zal worden voor de tweede oplossing van het regelmatig baggeren van de Landweg.

### 8.4.2. Uitgangspunten

- ① de afmetingen van de drukzwaarte (m.n. van belang voor het niveau van de bovenkant van de mlaetopening)
- ② de dimensies van het bestaande omleidingshanael. Uitgaande van de laagste meerwaterstand van  $130m + N.S.P.$  en het gegeven dat het maaiweld nabij de mlaetconstructie aan de bovenstroomse zijde van de drempeldam zich bevindt op ca.  $131m + N.S.P.$  zou een toeverkanaal in elk geval benodigd zijn.
- ③ het gemiddeld dwarsprofiel van het terrein t.p.v. de mlaetconstructie, zoals getekend in figuur 8.2. In deze figuur is vanuit detailkaart (4) langs de raden (a) (b) en (c) de helling (en het verloop daarvan) van het terrein ter plaats bepaald. Hieruit is een gemiddelde vastgesteld voor de hoogte-lijging van het maaiweld op de linkerover van de Marowijkreek t.p.v. het mlaetwerk. Het terrein blijkt relatief erg vlak (helling van gemiddeld  $\frac{1}{4}\%$ ), wat dus consequenties zal hebben voor de hoeveelheden te ontgraven materiaal t.b.v. de mlaetconstructie.



FIGUUR 8.2. GEMIDDELD DWAARSPROFIEL VAN HET TERREIN NABIJ DE VOORGESTELDE LOCATIE VAN HET INLAATWERK (LINKEROEVER MARONIJNEKREEK)

## 8.4.3 De mlaatsnelheid.

Zowel Mosonyi als Press geven aan dat de snelheidsgraote van het instromend water bij de mlaatoening zodanig deent te zyn gelimiteerd dat er daarmede in de bodem voor de mlaat geen erosie wordt geinduceerd. Bovendien wordt de grootte ook gelimiteerd door de eis dat zwevende deeltjes (tot een bepaalde diameter) moeten kunnen benutten. behalve overwegingen m.b.t. erosie en besinking van deeltjes spelen ook de voorreene energieverliezen (ca  $\frac{v^2}{2g}$ ) bij de mlaat een rol bij de vaststelling van de mlaatsnelheid.

Het is uiteraard vanzelfsprekend dat de mlaatsnelheid bij een gegeven  $Q_{max}$  door de mlaat direct bepalend is voor de dimensies van de mlaatoening.

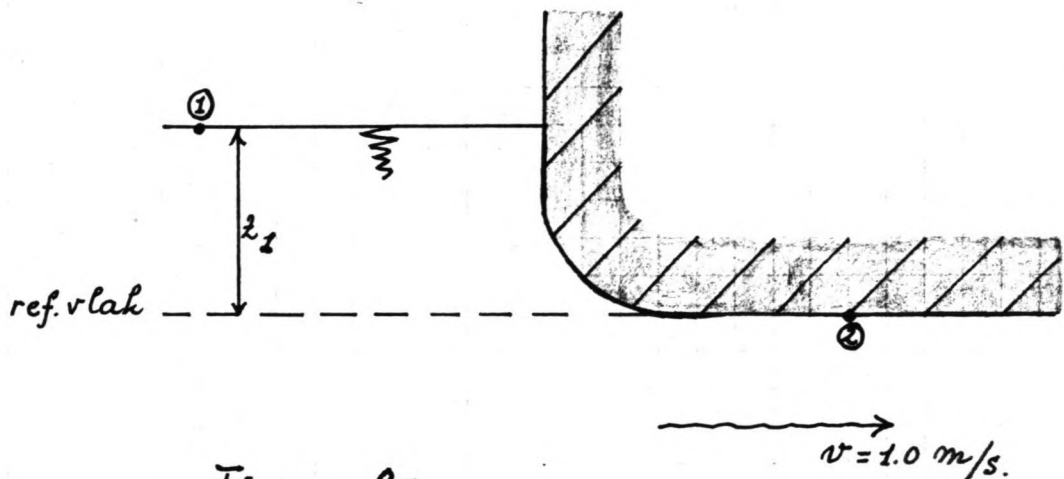
Bovenstaande in acht nemende deent volgens Press. blz 24± de mlaat in het algemeen niet groter gekozen te worden dan 0,8 à 1,2 m/s. \*)

In dit geval wordt gekozen voor een gemiddelde snelheid bij de mlaatoening van  $v_{mlaat} = 1.0 \text{ m/s}$ . Deze keuze zal worden toegelecht in het verdere verloop van dit hoofdstuk omdat ook constructieve aspecten invloed hebben gehad op de vaststelling van deze waarde. De mlaatverliezen worden geschat op  $2.05 \frac{v^2}{2g} = 0.025 \text{ m}$ .  
\*) ook Mosonyi, deel I blz 249 doet dezelfde aanbeveling.

8.4.4. De minimale onderdompelingsdiepte van de mlaatconstructie.

In verband met de kans op lucht-aansuiging moet de mlaatopening onder water blijven. De minimale onderdompelingsdiepte wordt bepaald door de  $v_{mlaat}$ .

Veronderstel dat er kans bestaat op lucht-aansuiging wanneer de druk lager wordt dan de atmosferische druk. Zie figuur 8.3.



Figuur 8.3.

Beschouw de stroombaan ① - ② langs het wateroppervlak en de wand van de mlaatopening. Onder verwaarlozing van de optredende mlaat- en wrijvingsverliezen zijn volgens Bernoulli (collegedictaten 671/672 Vloeistofmechanica) de bijbehorende energiehoogten gelijk aan elkaar. Voor punt ① geldt:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_1 + 0 + 0. \text{ [m]}$$



Hierbij is aangenomen dat de atmosferische druk nul is en dat punt ① zo ver weg gekozen wordt dat de melheids hoogte aldaar verwaarloosbaar is.

Voor punt ② geldt:

$$H_2 = 0 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad [m]$$

$z$  is hier 0 aangenomen punt ② op het referentievlak ligt.

Teneinde de kans op lucht aanzuiging te vermijden moet  $p_2$  bij gelijkstelling van de energiehogten groter of gelijk zijn aan nul. Wat inhoudt:

$$z_1 + 0 + 0 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad \text{Met } p_2 \geq 0 \text{ volgt hieruit}$$

$$\text{voor } z_1: \quad z_1 \geq \frac{v_2^2}{2g} = \frac{1.0^2}{2 \cdot 9.81} = 0.051 \text{ m}$$

Dus  $z_1 \geq 0.051 \text{ m}$ .

In de bovenstaande beschouwing is ervan uitgegaan dat de stroomsnelheid over de gehele hoogte van het doorstromingsprofiel gelijk is aan  $\bar{v}$  en bovendien dat de stroming rotatievrij is waardoor er theoretisch geen vervels kunnen optreden.

Met betrekking tot de constant veronderstelde melheid wordt opgemerkt dat deze melheid aan de wand kleiner zal zijn dan de  $\bar{v}$ ; naar beneden toe wordt deze melheid groter, zodat de

ruiteindelyke font daarin kleiner (of mogelyk zelfs negatief) zal worden.

Om wervels te voorkomen kan overwogen worden om leiderschotten te plaatsen die de rotatiemogelykheden moeten belemmeren.

De minimale onderdompelingsdiepte van de mlaatoening wordt in verband met een eventuele moloed van golfslag by lage waterstand op het meer naby de mlaatwerken aangenomen op ca 0.50m.

#### 8.4.5. De hoogte en de omgeving van de mlaateenstructie

Met het oog op de relatief grote binnendiameter van de drukschacht lykt het raadzaam om de hoogte van de mlaatoening niet groter te kiezen dan de diameter van de drukschacht. Met het laagste werkniveau op het meer van 130m + NSP komt de bovenkant van de mlaatoening op ca 130m + NSP - 0.50m = 129.5m + NSP. Indien voor de hoogte van het mlaatgedelte over de volle lengte tot de overgang naar de drukschacht de diameter van de drukschacht wordt aangehouden, betekent dit dat de vloer van de mlaat gestueerd moet worden op  $129.5 \cdot 932 \text{ m} = \text{ca } 120.18 \text{ m} + \text{N.S.P.}$  Deze toch tamelyk grote effectieve hoogte.

houdt nu dat de stromebanen (c.g. stroomlijnen) voor de mlaatopening over een zekere lengte in de richting van de stroming als rechte lijnen zullen aansluiten op de mlaatconstructie, zodat een verwijding in hoogerichting nabij de mlaatopening niet direct noodzakelijk lijkt.

Ten behoeve van de mlaatconstructie zou dan een ontgraving noodzakelijk zijn tot ca 119m + NSP, indien de dikten van de wanden van de constructie worden meegenomen in de afmetingen. Het is duidelijk dat bij de keuze van een grotere effectieve hoogte de hoeveelheden te ontgraven materiaal in de diepte zullen toenemen. Bretegenover staat een afname van de breedteafmetingen van de constructie. Zie ook Figuur 8.2. met daarop een dwarsdoorsnede van het terrein ter hoogte van de voorgestelde locatie van de mlaatwerken. De (economisch) meest gunstige afmetingen kunnen in principe worden bepaald met behulp van een optimalisatieberekening, zoals geschiedt in hoofdstuk 7, doch bij dit onderdeel wordt dat achterwege gelaten.

De dikten van de constructieonderdelen mede behouden wordt voorlopig verondersteld dat de vloer van de mlaatconstructie wordt geprojecteerd op ca 119.5m + NSP. Bij de keuze van de vorm van de mlaatopening dient rekening gehouden te worden met de hydraulica van het geheel.

Gekozen is voor een rechthoekige vorm van de

mlaat; de netto mlaat instroomopening bedraagt  $Q_{\max}/\bar{v} = 136.4/1.0 = 136.4 \text{ m}^3$ . Deze waarde wordt in verband met eventueel optredende contractieverliezen afgerond op  $140 \text{ m}^3$ . De effectieve breedte van de mlaatopening wordt dan bij een aangenomen constante hoogte over de omtrek:  $\frac{140}{9.32} = 15.0$  meter. Dit is dus

de netto benodigde lengte. Voor de uiteindelijke breedteafmetingen zullen hierby nog opgeteld dienen te worden de totale dikte van het benodigde aantal roosterstaven en de dikteafmetingen van ondersteuningen (eventuele) leidschotten. Hierop wordt later in dit hoofdstuk nog teruggekomen. De netto breedte van ca 15.0 meter moet niet kleiner worden gekozen met het oog op een geconcentreerde stroming in het midden van de mlaatopening. Zoals reeds eerder opgemerkt zal de uiteindelijke breedte (bruto) groter worden, omdat langs de omtrek van de mlaatopening nog roosters dienen te worden geplaatst, teneinde drijvend veen en kroschoot tegen te houden.

De constant veronderstelde hoogte van de mlaatconstructie tot aan de overgang naar de drukschacht betekent wel dat de omgeving van de mlaatconstructie van binnen zodanig wordt, dat de geleidelijke versmelling van het instromend water voornamelijk in het horizontale vlak zal plaatsvinden. M.b.t. de hydraulica zal dit geen bezwaren opleveren.

Om voorts geen drukvariaties in de constructie te laten optreden moet het doorstromingsprofiel zodanig worden gedomineerd dat er een constant versnellende stroomsnelheid ontstaat, zodat per stroombaanlengte-eenheid de stroomsnelheidsaanname constant is.

Met medeneming van de dimensies van de roosterstaven liggen de doorstromingsprofielen aan het begin en aan het eind van de inlaatconstructie vast. Met een constant veronderstelde hoogte over de inlaatlengte blijft nu als enige variabele de breedte loodrecht op de strombanen gemeten over. Hieruit is dan de vorm van de leidchotten en de zijwanden te bepalen. Het constructief oorzpunt wordt voor de zijwanden een regelmatige kromme verondersteld.

#### 8.4.6. De roosters en de daarby optredende roosterverliezen.

Met de vaststelling van de effectieve hoogte en de vorm van de inlaat kan vervolgens de roosterconstructie in beschouwing worden genomen.

De reiniging van de roosters zal by dese afmetingen mechanisch dienen te geschieden. Saer toe moet worden voorzien in een kraan op of nabij de inlaatconstructie.

Het energieverlies over de roosters hangt af

van de afmetingen en vorm van de staven; voorts van de afstand tussen de staven en de hoek  $\alpha$  waaronder de roosters t.o.v. de stroomrichting worden geplaatst. Een veel gebruikte formule voor de berekening van het roosterverlies is de empirische relatie volgens Kirschmer (Zie Mosonyi I, hoofdstuk 23)

$$\Delta h_r = \beta \sin \alpha \left( \frac{s}{b} \right)^{4/3} \frac{v_0^2}{2g},$$

waaren:  $\Delta h_r$  = roosterverlies in m.

$\beta$  = stromingscoëfficiënt

$s$  = maximum dikte van een roosterstaaf  
in cm.

$b$  = vrije ruimte tussen 2 staven in cm.

$v_0$  = watersnelheid vóór het rooster  
in m/s

$\alpha$  = hoek tussen rooster en stroomrichting  
in graden

$g$  = versnelling zwaartekracht in  $\frac{m}{s^2}$   
(9.81)

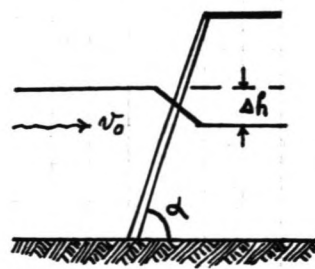
Voor bijzonderheden m.b.t.

de toepassing van deze

formule wordt verwezen

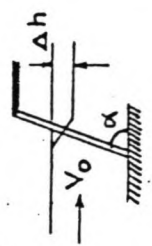
naar Mosonyi I en bijgevoegde

autografie B.7. uit het collegedictaat f20 (Bergmann)



FORMULE VOOR HET DRUKVERLIES  
IN ROOSTERS (KIRSCHMER)

$$\Delta h = \beta \sin \alpha \left( \frac{s}{b} \right)^{4/3} \times \frac{v_0^2}{2g}$$



- waarin :
- $\Delta h$  = drukverlies in m
  - $\beta$  = stromingscoëfficiënt (zie tabel)
  - $s$  = maximum dikte van een roosterstaaf in cm
  - $b$  = vrije ruimte tussen 2 staven in cm
  - $v_0$  = watersnelheid vóór het rooster in m/sec
  - $\alpha$  = hoek tussen rooster en stroomrichting in graden
  - $g$  = versnelling zwaartekracht in m/sec ( 9.81 )

GEGEVENS VOOR DE BEPALING VAN DE Vrije RUIMTE  
TUSSEN DE ROOSTERSTAVEN (FUNROOSTERS)

Turbine type en situatie van het rooster	vrije ruimte tussen de rooster staven
Vrijstraal turbines ( Pelton )	$\frac{1}{5}$ diameter van de straalpijpenopening
Roosters voor lange buisleidingen	2 cm
Middelgrote Francis - en Kaplan - turbines	5 - 7.5 cm
Grote Kaplan - turbines	7.5 - 15 cm
Voor hoge-drukwerken met buisleiding wordt een mazen - rooster aanbevolen, in stede van uitsluitend verticale staven	

TABEL VOOR DE COEFFICIENT  $\beta$   
VOOR VERSCHILLENDE STAAFDOORSNEDEN

$\beta$ x)	STAAFVORMEN dwarsdoorsneden
2.42	
1.83	
1.67	
1.03	
0.92	
0.76	
1.79	

x)  $\beta$  = stromingscoëfficiënt voor de  
aangegeven staafvormen met een verhouding  
 $\frac{l}{s} = 5$  waarin  $l$  = lengte (in stromings -  
richting) en  $s$  = breedte (in horizontale  
zin loodrecht op stromingsrichting)

"UNTERSUCHUNGEN ÜBER DEN GEFÄLLSVERLUST AN  
RECHEN" VON OTTO KIRSCHMER . 9 JULI 1925.  
MITTEILUNGEN DES HYDRAULISCHEN INSTITUTS DER  
TECHNISCHEN HOCHSCHULE MUNCHEN . HEFT I.

Het roosterverlies kan ook worden bepaald met behulp van de relatie volgens Fellenius, gebaseerd op modelproeven op ware grootte. (Zie Mosonyi I, hoofdstuk 23.):

$$\Delta k_r = k * \frac{s}{s+b} * \frac{v^2}{2g}, \text{ waarin}$$

$k$  = de afvoercoefficient, medebetrokken op de invloed van  $\alpha$ .

$s$  = de breedte van de staven

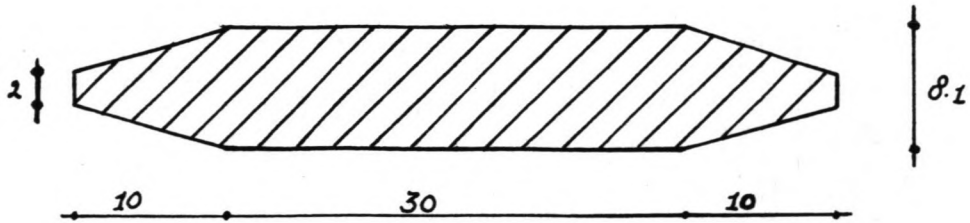
$b$  = de tussenruimte van de staven

Voor dit geval wordt het gebruik van de relatie volgens Fellenius verkozen boven die van Kirschmer vanwege het feit dat uitgaande van dezelfde waarden voor de basisparameters Fellenius t.o.v. Kirschmer conservatievere resultaten oplevert.

De keuze van de hoek  $\alpha$  kan in principe geoptimaliseerd worden. Plaatsing van de roosters onder een hoek met de stroomrichting betekent immers grotere staaflengten en dus hogere aanlegkosten; waartegenover staat dat de rooster verliezen kleiner zouden worden.

J.v.m. de gunstige afvoercoefficient (zie Mosonyi I, tabel II/23) t.o.v. de andere vormen wordt gekozen voor een staaf met de afmetingen zoals getekend in figuur 8.4.





Figuur 8.4. Afmetingen (profiel) van de roosterstaven.  
(maten in millimeters).

Met behulp van Mosonyi I, tabel II/23 volgt dan bij:  $\alpha = 90^\circ$

- $k = 1.18$

- $\Delta h_r = 1.18 \times \frac{8.1}{8.1 + 19.9} \times \frac{(1.0)^2}{2 \times 9.81} = 0.0174 \text{ m}$   
 $\approx 1.74 \text{ cm}$

- lengte staaf  $\approx 9.50 \text{ m.} = l_1$ .

$\alpha = 75^\circ$

- $k = 0.966$

- $\Delta h_r = \frac{0.966}{1.18} \times 1.74 \text{ cm} = 1.42 \text{ cm.}$

- lengte staaf  $\approx \frac{l_1}{\cos \alpha} = 9.80 \text{ m}$

$\alpha = 60^\circ$

- $k = 0.865$

- $\Delta h_r = \frac{0.865}{1.18} \times 1.74 \text{ cm} = 1.28 \text{ cm.}$

T.o.v. de afname van de roosterverliezen bij een kleinere  $\alpha$  staan de hogere kosten vanwege de grotere staaf-lengten. Die afname is dusdanig marginaal t.o.v.

de H totaal van ca 60m) dat verondersteld mag worden dat de invloed hiervan verwaarloosbaar klein is in het geheel. In het optimalisatievraagstuk is daarmee echter niets aangetoond.

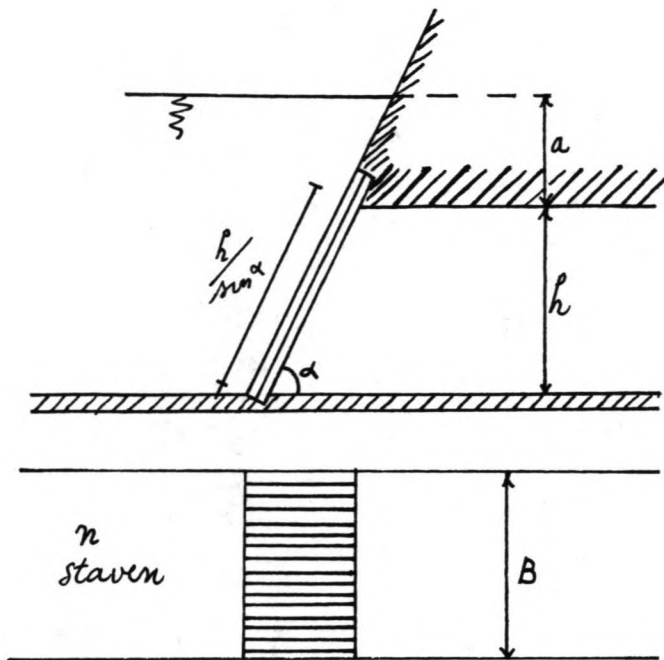
Mede met het oog op het reinigen van de roosters met behulp van de kraan en de hierby aan de orde zijnde krachten (reiniging onder helling moeilyker verondersteld) wordt hier gekozen voor een  $\alpha$  van  $90^\circ$ ; waarmee de roostervertiezen worden:

$$\Delta h_r = 1.18 \times \frac{8.1}{8.1 + 19.9} \times \frac{(1.0)^2}{2 \times 9.81} = 1.74 \text{ cm.}$$

De tussenuimte van de staven is hier dus op ca 2 cm gehouden. Volgens autografie B.7. zou voorts voor een hoge-drukwerk (het gaat hier echter om een middelgroot verval) een masenmet moeten worden toegepast. Zie de gekozen relatief kleine staafafstand wordt dat niet in acht genomen. Wel wordt voorgesteld om de staven over de hoogte om de 1 meter te ondersteunen in horizontale richting. Het aandeel van deze horizontale staven zal bij de oppervlaktebepaling van de roosterstaven worden verwaarloosd.

- Karakteristieke dimensies van het roosterwerk.

Zie Moronyi I, blz. 527.



$$P = \pi \cdot s$$



- Doorstroomopening door roosters:  $B \times b \times (n+1)$
- Natte omtrek roosterstaaf is  $P$ .
- Totale roosteroppervlakte is  $n \times P \times \frac{h}{\sin \alpha}$ .

Figuur 8.5. Beschrijving roosterkarakteristieken

Toegepast op de mlaatconstructie zoals eerder besproken. De effectieve lengte van de mlaatopening bedraagt 15 m.

By constante  $b$  over de omtrek van de mlaat volgt uit het bovenstaande:

$$\left. \begin{aligned} b \times (n+1) &= 15 \text{ m.} \\ b &= 0.02 \text{ m} \end{aligned} \right\} \Rightarrow n+1 = \frac{15}{0.02} = 750$$

en  $n = 749$ .

By de effectieve lengte van 15 m komt er nog bij:  $749 \times 0.0081 = 6.0$  m. De bruto lengte van de mlaatopening bedraagt dan  $15 + 6 \approx 21.0$  meter

10% extra voor ondersteuning.

en leidchotten  $\approx 2.1$  meter

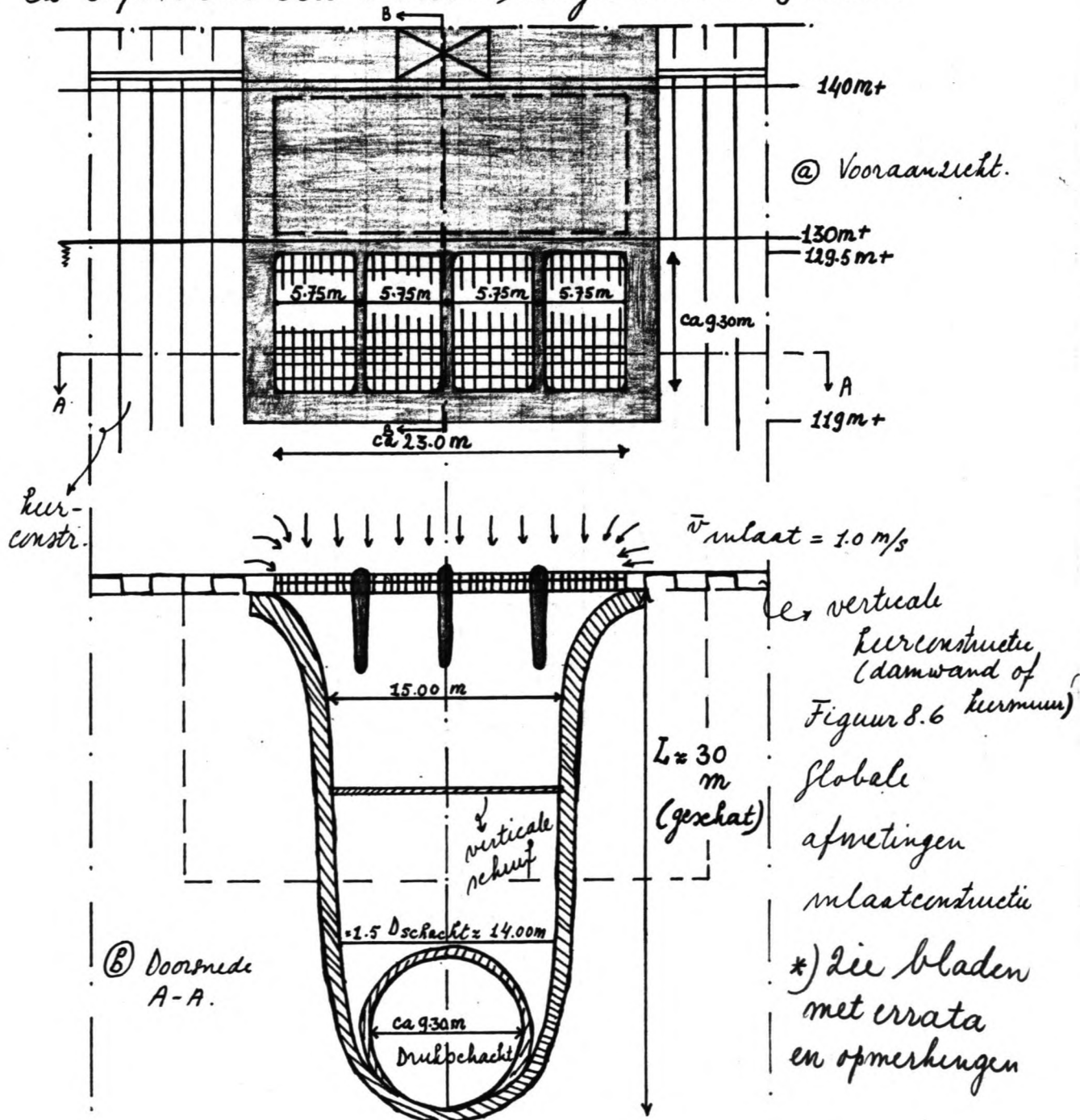
---

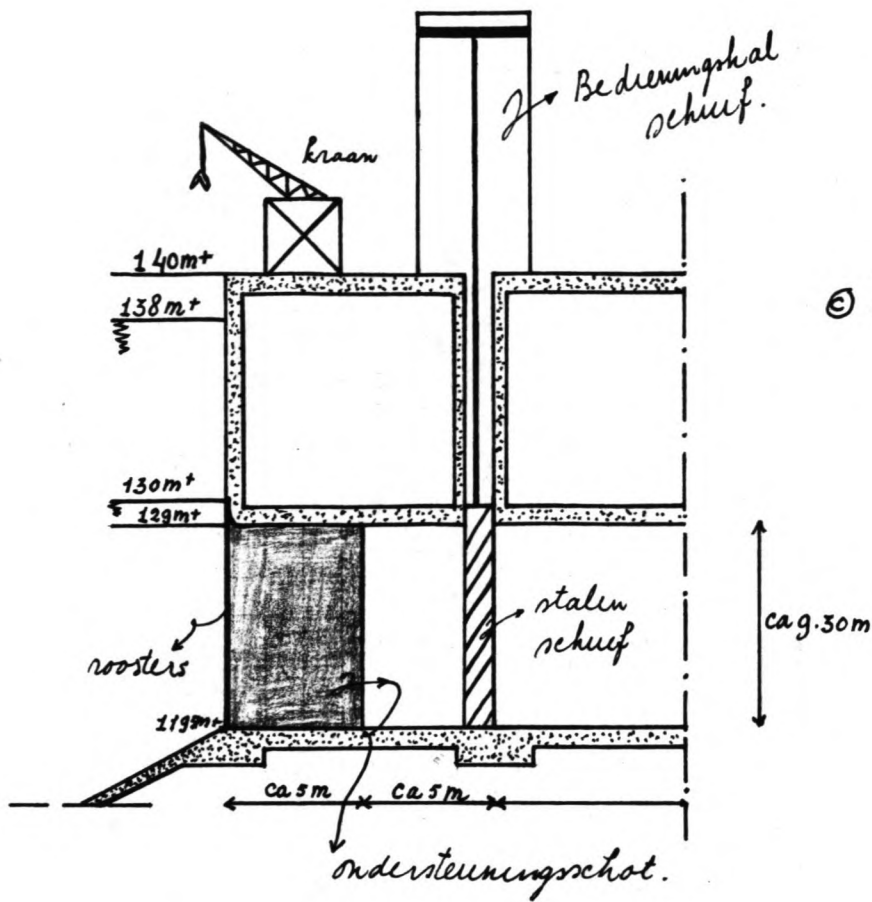
23.1 meter

de bruto lengte (gemeten langs de omtrek van de inlaat) wordt dus ca 23.0 meter

8.4.7 de globale afmetingen van de inlaatconstructie.

Onderstaande figuren geven schetsmatig een beeld van de vormgeving van de inlaatconstructie. Schoon is voor 4 openingen met een lengte van ca 5.75 meter elk en een hoogte van ca 9.30 m.





\*) zie bladen met errata en opmerkingen

© Principeschets  
doorsnede B-B  
(niet op schaal)

De breedte- en lengteafmetingen van de inlaatconstructie zijn afgeleid uit de volgende gegevens:  
 \* vlak achter de roosters zal de melheid van het water met 1.0 m/s meer en metto breedte van ca 150m vereisen. Deze breedte kan echter pas optreden nadat er een zekere kromming is gelegd in de wand van de constructie. Zie doorsnede A-A blz (61) gezien de toch aanzienlijke overspanning worden de ondersteuningschotten door getrokken over een lengte van ca 500m. vanaf de inlaatopening. De stalen schuif wordt daar ca 5 meter vandaan geprojecteerd mede met het oog op de ruimte van de bedieningshal op het dek van de inlaatconstructie en de ruimte benodigd voor het functioneren van de kraan e.g. kruishek (rooster) reinigers.

Wordt voor een verwekening nog eens 5 à 10 meter m rekening gebracht, dan wordt de lengte van het inlaatgedeelte tot de overgang naar de drukschacht ca 20m. Over de volle lengte (mit doorsnede drukschacht) wordt de afmeting dan  $20 + \approx 10 \approx 30$  meter.

\* Voor wat betreft het breedteverloop wordt, zoals eerder opgemerkt de breedte vlak achter de roosters ca 15.00m. Om hydraulische verliezen tot een minimum te beperken, is in overleg besloten om de overgang van inlaatbus naar de drukschacht toe niet te voeren in de vorm van een vlakkenhuis dat houdt in dat vlak voor de inlaatconstructie overgaat in de drukschacht de breedte ter plaatse ongeveer 1.5 D schacht zal bedragen, dus  $1.5 \times 9.32 \approx 14.00$ m. Op de definitieve dimensionering wordt in het verdere verloop van dit hoofdstuk nog teruggekomen.

#### 8.4.8. De stalen afsleutelschijf. (Globale dimensionering)

Het maatgevende belastinggeval voor de stalen schijf treedt op wanneer er een gecombineerde toestand heerst van een vol meer en een lege drukschacht. Waterdrukken bij 138m + NS.P

$$\begin{aligned} \bullet \text{ Bovenkant: } & (138\text{m} + - 129.5) \times 1000 \times 9.81 = 83.5 \text{ kN/m}^2 \\ & \approx 0.084 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet \text{ Onderkant: } & (138\text{m} + - 120\text{m}) \times 1000 \times 9.81 = 176.6 \text{ kN/m}^2 \\ & \approx 0.18 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Wordt voor een rekwekening nog eens 5 à 10 meter m rekening gebracht, dan wordt de lengte van het inlaatgedeelte tot de overgang naar de drukschacht ca 20m. Over de volle lengte (met doorsnede drukschacht) wordt de afmeting dan  $20 + \approx 10 \approx 30$  meter.

\* Voor wat betreft het breedteverloop wordt, zoals eerder opgemerkt de breedte vlak achter de roosters ca 15.00m. Om hydraulische verliezen tot een minimum te beperken, is in overleg besloten om de overgang van inlaatbuis naar de drukschacht toe niet te voeren in de vorm van een vlakkenhuis dat houdt in dat vlak vóór de inlaatconstructie overgaat in de drukschacht de breedte ter plaats ongeveer 1.5 D schacht zal bedragen, dus  $1.5 \times 9.32 \approx 14.00$ m. Op de definitieve dimensionering wordt in het verdere verloop van dit hoofdstuk nog teruggekomen.

#### 8.4.8. De stalen afsluitschijf. (Globale dimensionering)

Het maatgevende belastinggewal voor de stalen schijf treedt op wanneer er een gecombineerde toestand heerst van een vol meer in een lege drukschacht. Waterdrukken bij 138m + N.S.P

$$\begin{aligned} \bullet \text{ Bovenkant: } & (138\text{m} + - 12.9.5 +) \times 1000 \times 9.81 = 83.5 \text{ kN/m}^2 \\ & \approx 0.084 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

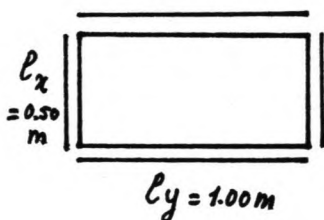
$$\begin{aligned} \bullet \text{ Onderkant: } & (138\text{m} + - 12.0 \text{m} +) \times 1000 \times 9.81 = 176.6 \text{ kN/m}^2 \\ & \approx 0.18 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Om uitvoeringstechnische redenen wordt verondersteld dat de schuif overal dezelfde dikteafmetingen heeft en zal de plaat worden berekend op de maximale belasting van  $0.18 \text{ N/mm}^2$ . (Het gaat benoer dit ontwerp toch om globale maten).

De plaat wordt geacht te worden gelast. De lengte wordt verdeeld in 15 eenheden van elk  $1.00 \text{ m}$ . De hoogte in gedeelten van  $0.50 \text{ m}$ . De afdichting geschiedt door een doorgaande plaat, over dwars- en tussenliggers, met een dikte  $t \text{ [mm]}$ .

Uitgaande van een vierzijdig ingeklemde plaat worden de optredende momenten (Zie Vis en Sagel, 1977):

o Plaat



De navolgende berekening is zeer naïef van opzet. Het wordt geen plaat met HE-A profielen erachter, maar een orthotrope plaat, die zelf wel dienst doet als flens

$$l_y/l_x = 2.0$$

$$m_{vx} = 0.042 q l_x^2$$

$$m_{vy} = 0.010 q l_x^2$$

$$-m_{ix} = 0.082 q l_x^2$$

$$-m_{iy} = 0.054 q l_x^2$$



Mid doorsruppen

\* zie bladen met errata en opmerkingen.

← maatgewend

$$-m_{ix} = 0.082 \times 176.6 \times (0.5)^2 = 3620,3 \text{ Nm} = 3,62 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

Staal kwaliteit Fe360 met  $\sigma_v = 240 \text{ N/mm}^2$ ;  $\gamma_{staal} = 1.5 \Rightarrow$

$$\bar{\sigma} = 160 \text{ N/mm}^2$$

$$W_{max} = \frac{3.62 \times 10^6 \text{ Nmm}}{160 \text{ N/mm}^2} = 22626.9 \text{ mm}^3$$

$$W = \frac{1}{6} \times B \times t^2. \text{ Met } B = 1.00 \text{ m en dus}$$

$$1000 \text{ mm} \Rightarrow W = \frac{1}{6} \times 1000 \times t^2 = 22626.9 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow t^2 = 135.8 \Rightarrow t = 11.7 \text{ mm.}$$



de doorbuiging wordt ongeveer  $\frac{3}{48} \times \frac{Ml^2}{EI}$

- $I = \frac{1}{12} \times b \times h^3 = \frac{1}{12} \times 1000 \times (11.7)^3 = 1.334678 \times 10^5 \text{ mm}^4$
- $E = 2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$
- doorbuiging  $d = \frac{3 \times 3.62 \times 10^6 \times (500)^2}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times 1.334678 \times 10^5} = 2 \text{ mm} \approx \frac{1}{250} \times l$   
 $\approx \frac{1}{600} \times l$

- Kies  $t = 15 \text{ mm}$

$$I = \frac{1}{12} \times 1000 \times (15)^3 = 281250 \text{ mm}^4$$

$$d = \frac{1.334678 \times 10^5}{281250} \times 2 = 0.95 \text{ mm} \approx \frac{1}{525} \times l \approx \frac{1}{600} \times l$$

Deze doorbuiging wordt toelaatbaar geacht, mede omdat dit de nusterste waarde is aan de benedenrand van de plaat.

- Tussenliggers (gelast tussen de dwarsdragere).

$$l = 1.00 \text{ m}$$

$$q = \frac{176.6}{2} = 88.3 \text{ kN/m}$$

$$M \approx \frac{1}{10} q l^2 = \frac{1}{10} \times 88.3 \times 1^2 = 8.83 \text{ kNm} \approx 8.83 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$W = \frac{M}{\sigma} = \frac{8.83 \times 10^6}{160} = 55187.5 \text{ mm}^3$$

Een HE-A profiel met  $W_x = 73000 \text{ mm}^3$  voldoet reeds;

$$I = 349 \times 10^4 \text{ mm}^4 \rightarrow \text{HE-A 100}$$

$$\cdot \text{ doorbuiging: } d = \frac{3}{48} \times \frac{8.83 \times 10^6 \times (1000)^2}{2.1 \times 10^5 \times 349 \times 10^4} = 0.75 \text{ mm} \approx \frac{1}{1300} \times l$$

dit is accoord.

In verband met de grote overspanning van 15 m zal dit profiel hoogstwaarschijnlijk om de doorbuiging over de volle overspanning niet voldoen. Om de dimensies toch binnen de perken te houden kan

worden overwogen om in plaats van een schuif over de volle breedte van het rulaatwerk er meerdere te plaatsen. De tussenkolommen (met sponningen voor de schuiven) kunnen in dat geval nog een bydrage leveren in de draagwerking van de bovenplaat van het rulaatwerk. Uitgaande van bijvoorbeeld 3 schuiven van elk 5.00 m en de invloed van de plaatwerking in de meewerkende breedte (tevens de invloed van het raamwerk van dwars- en tussenliggers) verwaarloosend:

- $l = 5.00 \text{ m}$
- $q = 88.3 \text{ kN/m}$
- $M \approx \frac{1}{10} \times q l^2 \approx \frac{1}{10} \times 88.3 \times 5^2 = 220.75 \text{ kNm} \approx 220.75 \times 10^6 \text{ Nmm}$
- $W = \frac{220.75 \times 10^6}{160} = 1379688 \text{ mm}^3$

Hieraan voldoet bijvoorbeeld een HE-300 B met

$W_x = 1680 \times 10^3 \text{ mm}^3$  en  $I = 25166 \times 10^4 \text{ mm}^4$

• doorbuiging  $d = \frac{3}{48} \times \frac{220.75 \times 10^6 \times (5000)^2}{2.1 \times 10^5 \times 25166 \times 10^4} \approx 6.5 \text{ mm}$

$\approx \frac{1}{770} \times l < \frac{1}{600} \times l$

Voor de tussenliggers wordt het HE-300 B profiel geacht te zullen voldoen. De situatie is wellicht gunstiger omdat in bovenstaande de belasting als gelijkmatig verdeeld over de tussenliggers is verondersteld, terwijl in feite met puntlasten (wat dichter aansluit bij de werkelijkheid) had dienen te worden gewerkt. Dit geheel dient in een eindontwerp nog nader te worden uitgediept.

• Dwarsdragers.

De dwarsdragers worden belast ook via de tussenliggers, maar aangezien de doorgaande plaat als vrij star mag worden beschouwd, is de berekening verder opgeset in de veronderstelling van een gelijkmatig verdeelde belasting.

•  $l$  (geschat)  $\approx 10$  meter.

•  $q = 1.00 \times \frac{(176.6 + 835)}{2} = 130.05 \text{ kN/m}$

•  $M = \frac{1}{8} q l^2 \approx \frac{1}{8} \times 130.05 \times 10^2 = 1625.625 \text{ kNm} \approx 1625.625 \times 10^6 \text{ Nm}$

•  $W = \frac{M}{\sigma} = \frac{1625.625 \times 10^6}{160} = 10.16 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 10.16 \times 10^3 \text{ cm}^3$

Een HE-900 B met  $W_x = 10980 \text{ cm}^3$  en  $I = 494065 \times 10^4 \text{ mm}^4$  zou hier voldoen. Dezelfde overwegingen m.b.t. de doorbuiging in acht nemende (als bij de tussenliggers) zou het hier raadzaam zijn om op ongeveer de helft van de hoogte van de schuiven een horizontaal schot (balk) te plaatsen, waarmee de hoogteoverspanning van de schuif zou worden gehalveerd. In dat geval met  $l \approx 5.00 \text{ m}$  doorbuiging  $d = \frac{3}{48} \times \frac{1625.625 \times 10^6 \times (5000)^2}{2.1 \times 10^5 \times 494065 \times 10^4} \approx 2.5 \text{ mm}$   
 $\approx \frac{1}{2000} \times l \ll \frac{1}{1600} \times l$

• Het gewicht van de schuif (c.g. schuiven).

Hierbij wordt uitgegaan van:

- Plaat 15 mm dikte.
- Tussenliggers HE-300 B.
- Dwarsdragers HE-900 B.

Het gewicht wordt bepaald door:

1) Plaat  $15 \times 10 \times 0.015 \text{ m}^3 \times 7800 \text{ kg/m}^3 = 17550 \text{ kg}$

2) Turnkuggers  $21 \times 15 \times 1.17 \text{ kN/m}$   $\begin{matrix} \approx 172.166 \text{ kN} \\ = 368.550 \text{ kN} \end{matrix}$

3) Dwaarsdragers  $16 \times 10 \times 2.91 \text{ kN/m}$   $= 465.600 \text{ kN}$

Totaal gewicht schuif (rekuiven)  $\approx 1007 \text{ kN}$

$\approx 102581 \text{ kg}$  staal

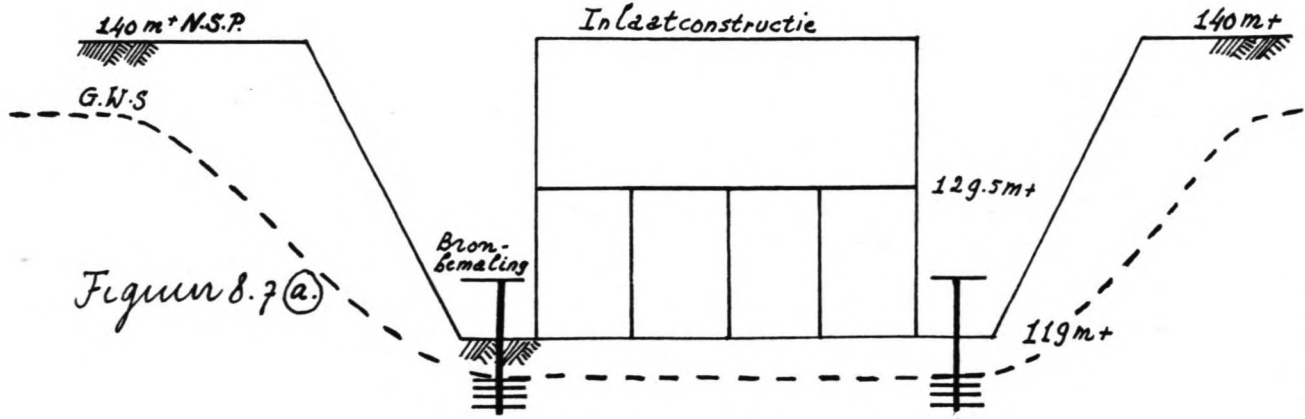
### 8.4.9 De stabiliteit van de inlaateconstructie

#### 8.4.9.1. Belastinggevallen (algemeen)

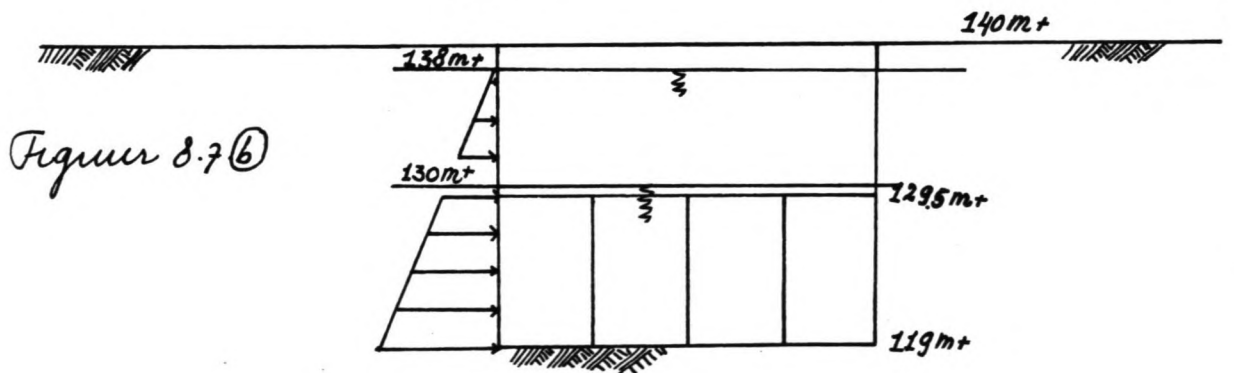
Voor de dimensionering van de inlaathoker moeten de maatgevende belastinggevallen worden nagegaan. Dit zal worden gedaan door een beschouwing van de geschematiseerde extreme belastingcombinaties in de verschillende stadia van de constructie. De belastinggevallen kunnen in een drietal fasen worden verdeeld. Onderscheiden worden belastingen in het:

- ① bouwstadium
  - eigen gewicht constructie
  - opdrijven.

De mogelijkheid van opdrijven kan hier teniet worden gedaan door kunstmatige (bronbemaling) verlagings van (extreme) <sup>\* zie blad met errata en opmerkingen</sup> grondwaterstanden in de boveput. De opdrijfkrachten kunnen voldoende gecontroleerd worden. en in deze fase kunnen ze dus van weinig invloed zijn op de dimensies van de constructie.



- ② Gebruiksstadium: Extreme belastingcombinaties.
- Ⓐ Inlaatkamer vol en minimale meerwaterstand (130m+ NSP) en gronddruk
  - Ⓑ Inlaatkamer leeg en maximale meerwaterstand + gronddruk.
- ③ Onderhoudsstadium: Extreme belastingcombinatie  
 • meer vol + gronddruk en inlaatkamer leeg (schuif e.g. schuiven gesloten); idem als ②Ⓑ



De bovenstaande belastingwallen geven aan onder welke omstandigheden op welke belastingen moet worden gerekend. De bouwmethode en het oplossingsprincipe bepalen nu het algemeen mede de belastingen. Out de verschillende gevallen kan worden opgemaakt dat toestand ②Ⓑ (mogelijk

zowel in het gebruiks- als in het onderhoudsstadium) maatgevend zou kunnen zijn voor de constructie.

In principe kunnen bij elk belastinggewal drie grenstoelstanden worden onderscheiden. Een grenstoestand geeft de grens aan tussen normaal functioneren en het falen c.g. beruigen van de constructie:

- ① grenstoestand m.b.t. opdrijven van de constructie.
- ② grenstoestand m.b.t. verschuiven van de constructie
- ③ grenstoestand m.b.t. kantelen van de constructie.

• Theoretische analyse. [18]

Ad ① grenstoestand m.b.t. opdrijven.

In formulevorm:  $\gamma_1 * F_{wv} < F$  (kN/m') waarbij,  
 $F_{wv}$ : verticale kracht t.g.v. waterspanningen (kN/m')  
 $F$ : verticale kracht t.g.v. het eigen gewicht van de constructie (kN/m)

$\gamma_1$ : belastingfactor (-) = 1.2.

Fysiek betekent deze formule dat het eigen gewicht van de inlaatconstructie groot genoeg moet zijn om opdrijven te voorkomen.

Ad ② grenstoestand m.b.t. afschuiven.

In formulevorm:  $\gamma_2 * F_{RH} < f * F_1$  (kN/m'), waarbij  
 $F_{RH}$ : resulterende horizontale kracht op de constructie (kN/m)  
 $F_1$ : verticale kracht (kN/m')  
 $\gamma_2$ : belastingfactor (-) = 1.5  
 $f$ : wrijvingscoëfficiënt

De wrijvingscoëfficiënt wordt bepaald door de tangens van de hoek van inwendige wrijving,  $\varphi$ , van de plaatselijk aanwezige grondsoort

$f = \tan \varphi$ . De verticale kracht volgt uit:

$$F_1 = F - F_{vw} \quad (\text{KN/m}'), \text{ waarbij}$$

$F$ : verticale kracht t.g.v. het eigengewicht van de inlaatconstructie.

$F_{vw}$ : verticale belasting door waterdruk ( $\text{KN/m}'$ )

Het resulteert dan in:  $f_2 \neq F_{r.H.} < f * (F - F_{vw})$  ( $\text{KN/m}$ ).

Ad ③ Grenstoestand m.b.t. kantelen.

Hierby is het noodzakelyk om het kantelpunt te bepalen. Aangenien in dit geval de inlaatconstructie ien geheel vormt met de verticale (maar de ondergrond verdwynende en zydelings ondersteunde) druckschacht is het zeer onwaarschynlyk dat deze grenstoestand zou kunnen optreden.

In principe han het zelfde worden opgemerkt m.b.t. de toestand van afschuiven. M.b.t. kantelen geldt in het algemeen dat, daar trekkrachten tussen grond en constructie niet kunnen worden opgenomen, de resultante van verticale en horizontale belastingen de kern van het funderingsvlak moeten worden gehouden.

Algemeen geldt:  $\sigma = \pm \frac{M}{W} + \frac{F}{A}$  ( $\text{KN/m}^2$ ) of ( $\text{N/mm}^2$ ). Het

binnen de kern houden van de verticale krachten houdt in dat  $\sigma \geq 0 \text{ N/mm}^2$ . Uitgeschreven:

$$\frac{(F - F_{vw} * \gamma_3)}{L * 1} - \frac{(M_r - M_e) * \gamma_3}{\frac{1}{6} * 1 * L^2} \geq 0, \text{ waarbij}$$

$F$ : verticale kracht t.g.v. het eigen gewicht van de constructie ( $kN/m'$ )

$F_{v.w.}$ : verticale kracht t.g.v. de waterspanningen ( $kN/m'$ ).

$\gamma_s$ : belastingfactor (-) = 1.1.

$L$ : lengte van de constructie.

$M_l$ : links draaiend moment ( $kNm/m'$ )

$M_r$ : rechts draaiend moment ( $kNm/m'$ )

#### 8.4.g.2. Diktedimensies van de inlaatkoker

Voor het vervolg van de berekeningen wordt er gerekend met de volgende wand/plaatdikten:

- bovenplaat op  $\pm 40 m + N.S.P.$   $\rightarrow 0.40 m$ , ondersteund door een verticale wand van ca  $0.40 m$ , die rust op de bovenplaat van de inlaatopening, teneinde hiermede de relatief grote overspanning van  $15 m$ . te reduceren.
- bovenplaat inlaatopening  $\rightarrow 1.00 m$  in verband met de relatief grote overspanning van  $15 m$ . De ruimte tussen de plaat op  $\pm 40 m + N.S.P.$  en de bovenplaat van de inlaatopening wordt nu eerste instantie als hol verondersteld. Indien het opdrijven van de constructie daartoe aanleiding zou kunnen geven kan overwogen worden om de ruimte van een zandvulling te voorzien teneinde daarmee het meerwaartse gewicht te vergroten.
- onderplaat  $\rightarrow 1.00 m$ .

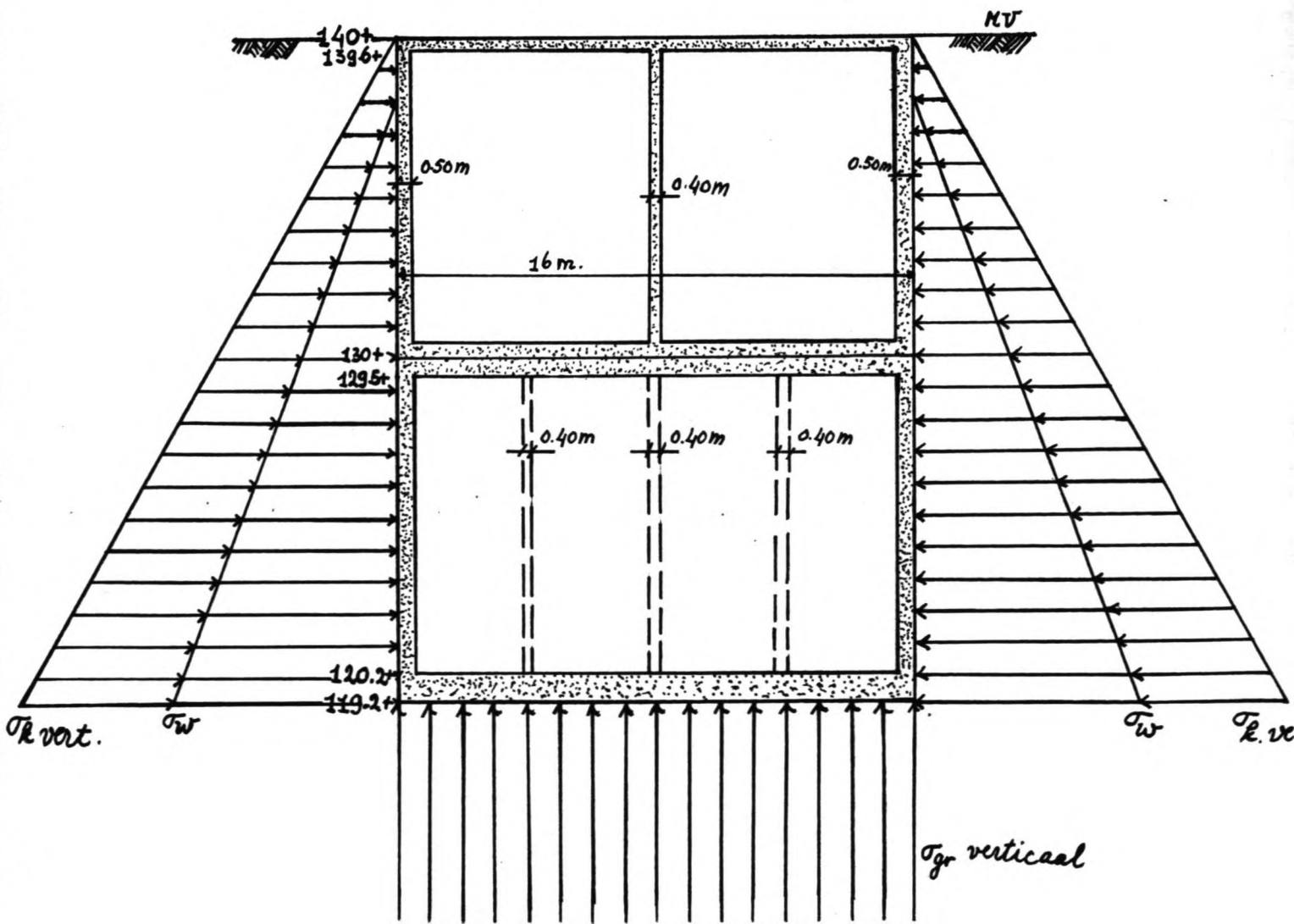


- zijwanden  $\rightarrow 0.50\text{ m}$
- voorplaat ( $140\text{ m} + - 130\text{ m} +$ ) en achterplaat (verticaal)  $\rightarrow 0.40\text{ m}$ .
- ondersteuningsschotten  $\rightarrow 0.40\text{ m}$ .

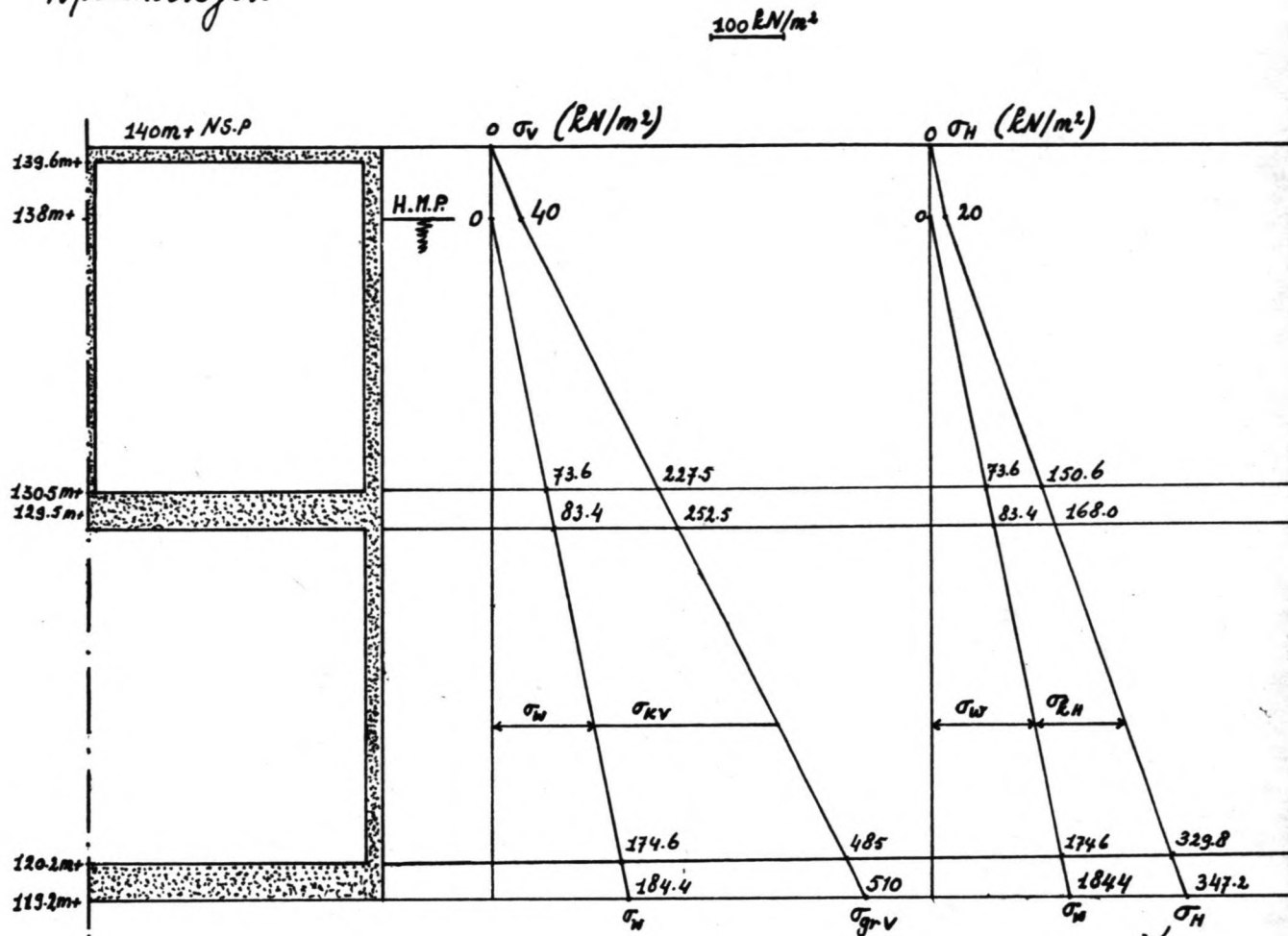
Proevenstaande waarden zijn gerekend. Een controle m.b.v. de optredende belastingen zal moeten uitwijzen of de veronderstelde dikten inderdaad voldoende.

\* Over de dwarsdoorsnede van de constructie zal (vanuit figuur 8.6 (b)) de situatie direct achter of voor de schuif maatgevend zijn. Geschematiseerd ziet de situatie er uit als in onderstaande schets:

(a) Dwarsdoorsnede Figuur 8.8.



- Bepaling van de verticale ( $\sigma_v$ ) en horizontale ( $\sigma_H$ ) spanningen



Figuur 8.9.

\*) Zie blz. 74a.

$\gamma_{droog} = 20 \text{ kN/m}^3$

$\gamma_{nat} = 25 \text{ kN/m}^3$

$\gamma_{beton} = 24 \text{ kN/m}^3$

$\lambda_n = \frac{1}{2}$

- Maatgevende situatie: reservoir vol (138m + NSP) en schuif gesloten zodat inlaathoker leeg.
- Beschouw vervolgens een stukje van de inlaatconstructie ter lengte van 1.00m.

In verband met de aard van het ontwerp (mede beschouwd vanuit de beschikbaarheid van gegevens)

Ad \*) De gekozen waarden voor  $\gamma_{dronk} = 20 \text{ kN/m}^3$  en  $\gamma_{nat} = 25 \text{ kN/m}^3$  zijn afkomstig uit het vooronderzoek (zie bylagen B. 3.3.2.2) en worden in dit geval gebruikt om enige consistentie te betrachten t.o.v. deel A van het onderzoek. In feite zijn de veronderstelde waarden bewust zeer conservatief gekozen. Vergelijk bijvoorbeeld de gekozen waarden met de gangbare waarden voor zand ( $\gamma_{dronk} \text{ zand} \approx 16 \text{ kN/m}^3$  en  $\gamma_{nat} \text{ zand} \approx 20 \text{ kN/m}^3$ )

De gedachtegang achter de keuze is de volgende: uit literatuur [2] komt het gegeven dat de ondergrond in de omgeving van de projectlocatie bestaat uit gneisschots. Omdat er ter plekke verder geen onderzoek gedaan is zijn de volumieke massa's echter niet bekend. Volgens Morozji I [5] kunnen voor gneisschots volumieke massa's van ruim 30 à 35  $\text{kN/m}^3$  voorkomen. In de veronderstelling dat de bovenlaag van verweerde rots en overburden bestaat uit verweringsmateriaal van de ondergrondse rotsformatie is in dit geval zeer conservatief gekozen voor eerder vermelde waarden. De keuze heeft zeer zeker consequenties voor de dektedimensies van de kunstwerken (inlaatconstructie, schacht) in de verweerde bovenlaag, omdat de belastingen op die constructies mede bepaald worden door de gekozen waarden. Lagere waarden zullen uiteraard kleinere dimensies opleveren. Ten behoeve van een eventueel eindontwerp zullen de in dit geval gekozen waarden

uiteraard deenen te worden bepaald middels  
onderzoek ter plaatse. Wellicht dat men tot lagere  
waarden komt dan als verondersteld. Van de  
berekeningsprincipes doet dat er echter niet toe;  
de dimensieering zou dan alleen gunstiger kunnen  
uitvallen in de zin dat de dikteafmetingen van  
de constructies kleiner zouden kunnen worden. Daarmee  
zou het kostenaspect binnen het project slechts  
in gunstige zin beïnvloed worden. Het laatste  
is ook de hoofdreden van de zeer conservatieve  
veronderstelling.

zullen voor het mechanica model van de inlaatconstructie ter vereenvoudiging vergaande schematisaties worden doorgevoerd. Met betrekking tot de optredende momenten en dwarskrachten zullen voor de berekeningen van de wanddikten (tevens ter controle van de aangenomen waarden) coëfficiënten worden gebruikt uit de tabellen 7 en 8 van Vis en Sagel 1977. Binnen het ontwerp zullen voorts de invloeden van normaal- en dwarskrachten worden verwaarloosd. Zo'n benadering wordt voor een eerste schatting van de dimensies wel voldoende geacht. Bij een exacte (en definitieve) uitwerking van het ontwerp zullen wel de werkelijke momenten dienen te worden uitgerekend onder mederekening van de normaal- en dwarskrachten.

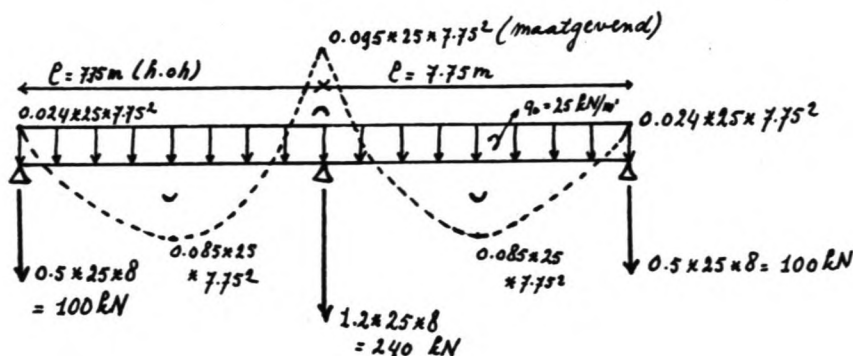
• Belastingen.

• Bovenplaat. (140 m<sup>2</sup>)

• eigen gewicht plaat:  $0.40 \times 24 \times 1 = 9.6 \text{ kN/m}^2$

• bovenbelasting (kraan + bedieningshal schuif)  $\approx 15.4 \text{ kN/m}^2$  (gerekend)

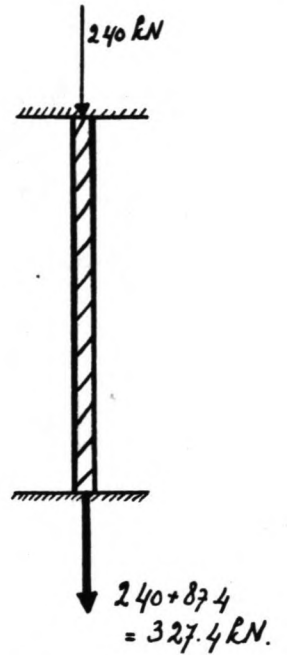
Totaal  $\underline{\quad\quad\quad} +$   
 $\quad\quad\quad = 25.0 \text{ kN/m}^2$



- Verticale tussenplaat (140m+ - 130m+)

e.g:  $0.40 \times (139.6 - 130.5) \times 1 \times 24 = 87.4 \text{ kN}$

Het gaat in dit geval om een weerszijde gedeeltelijk ingeklemde plaat met een normaalkrachtbelasting. In algemene zin zal hierop binnen dit ontwerp niet verder worden ingegaan.

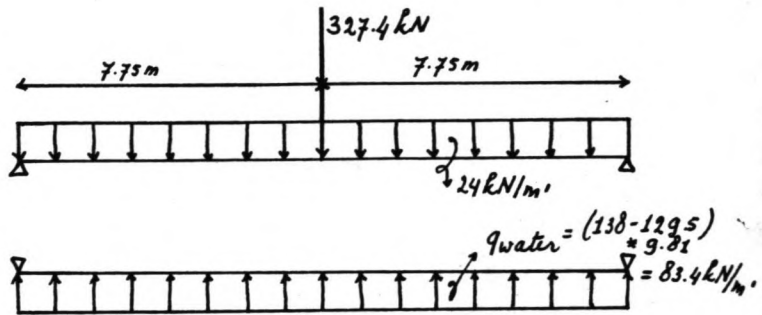


- Bovenplaat inlaatopening:

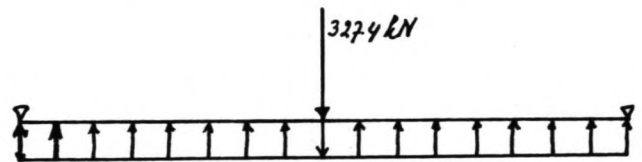
- eigen gewicht plaat:

$1 \times 1 \times 24 = 24 \text{ kN/m}$

- bijzonder gewal reservoir vol (138m+) en scheef open.



Resultierend.

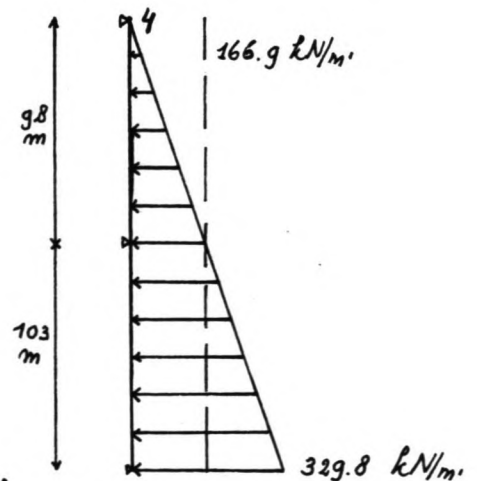


- Zywanden

e.g =  $(139.6) - (120.2) \times 0.5 \times 24 = 232.8 \text{ kN}$

- Zywaartse belasting

$q_{gem} = \frac{4 + 329.8}{2} = 166.9 \text{ kN/m}$



- Voor- en achterplaat (140m+ - 130m+).

Stel dat achterplaat zich bevindt op ca 20m van de voorzijde van de inlaatopening.

• Voorplaat:

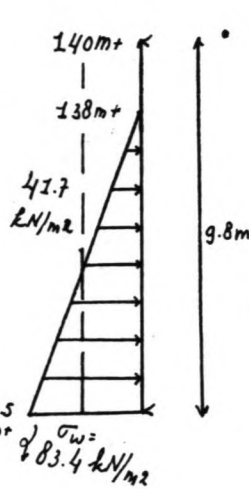
• e.g. =  $(140 - 129.5)$

$\times 0.40 \times 1 \times 24 \times 16$   
 $= 1612.8 \text{ kN}/20$

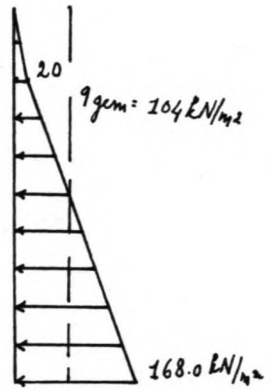
$= 80.64 \text{ kN}/m$

$\approx 5.04 \text{ kN}/m$

$\times 2 = 10.08 \text{ kN}/m$



• Achterplaat:



• e.g. dwarschotten (voor de ondersteuning bij de inlaatopening)  
 t.b.v het eigen gewicht van de constructie (tegen het opdrijven) als gelijkmatig verdeelde belasting in de beschouwde doorsnede. Deze belasting in de belasting door de voor- resp. achterplaat worden dus slechts in beschouwing genomen bij de controle van het opdrijven van de constructie.

• Vloer:

• e.g. =  $1 \times 1 \times 24 = 24 \text{ kN}/m$

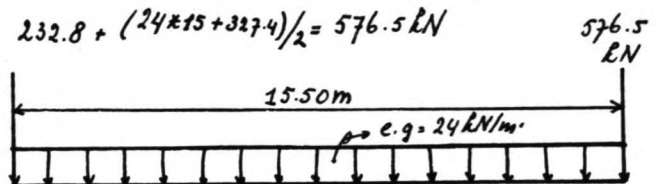
• Opwaartse kracht:  $184.4 \text{ kN}/m$

• Resulterende naarwaarts

kracht:  $2 \times \frac{576.5}{46} + 24 = 96.1 \text{ kN}/m \downarrow$

• Opwaarts:  $184.4 \text{ kN}/m \uparrow$

Resultierend:  $88.4 \text{ kN}/m \uparrow$



Zonder nog het totale gewicht van de constructie in zijn geheel in de beschouwing te hebben betrokken geeft bovenstaande waarde nu reeds een indicatie dat de constructie zal gaan opdrijven.

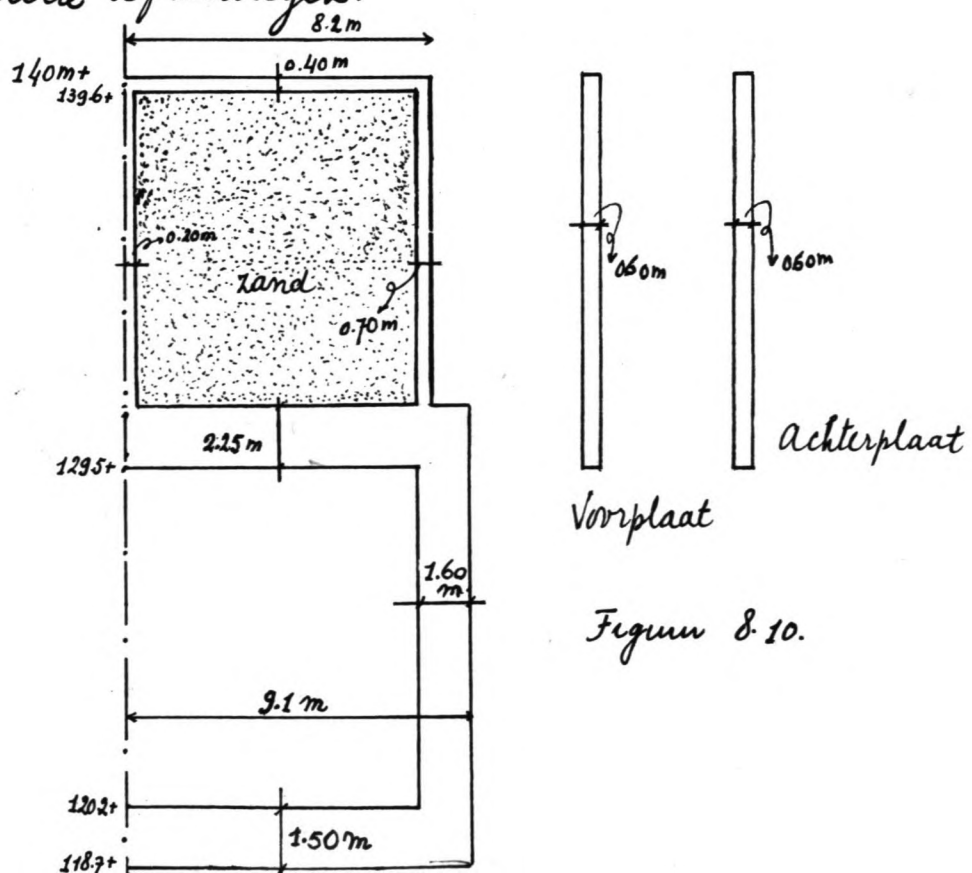
• Mogelijke oplossingen:

• trekpalen. Met  $\gamma = 1.2$  zouden deze per strekkende meter dan ca  $(-\frac{96.1}{1.2} + 184.4) = 104.3 \times 16 = 1669.1 \text{ kN}$  moeten kunnen opnemen. Aangezien een oplossing met trekpalen in de praktijk over het algemeen duurder zal blijken (tenzij niet anders mogelijk) bestaat er ook nog de mogelijkheid tot:

• Verdwaring van de constructie

Eerder is opgemerkt dat tussen 130m+NSP en 140m+NSP de constructie hol is verondersteld. Voorgesteld wordt nu om deze ruimte te voorzien van een zandvulling ( $\gamma = 17 \text{ N/m}^3$ ) en tevens enkele wanddichten te vergroten.

• De constructie wordt gecontroleerd op de volgende gexhate afmetingen.



Figuur 8.10.



- Controle wanddechten van de constructie.
- Uitgangspunten:
  - Gebruik B17.5 ;  $\gamma_{beton} = 1.7$
  - Gebruik FeB400  $h_t = 0.9 h$ .
  - Tabellenboek G.T.B. 1974; pag 11.38

① Bovenplaat (140m+) (zie blz 75)

$l$  (k.o.k) = 7.85m ;  $q = 25 \text{ kN/m}^2$

→ Controle op dwarskracht ontbreekt

$M_{max} \approx 0.095 \times 25 \times (7.85)^2 = 146.4 \text{ kNm}$

$M_u = 1.7 \times M_{max} = 248.8 \text{ kNm}$

\* zie bladen met errata en opmerkingen

By keuze van  $w_0 = 0.70$  en  $l \times 0.9$  totaal:

$\frac{M_u}{b \times l^2} = 2500$ ; Met  $b = 1.00 \text{ m} \Rightarrow k = \sqrt{\frac{M_u}{1 \times 2500}} = 0.32 \text{ m}$

$h_t = 10/9 \times 0.32 = 0.36 \text{ m} < 0.40 \text{ m} \rightarrow$  aangenomen waarde is correct.

$h_t = h + \text{helm standdiameter} + \text{deking}$   
 $h_t = 10/9 \times h$  komt te klein uit bij kleine  $h_t$ 's en te groot bij grote  $h_t$ 's

② Puntlast op tussenvlaag met bovenplaat. \* zie bladen met errata en opmerkingen

De zandvulling is, behalve tegen opdrijven, mede positief tegen het krukprobleem van de op druk belaste wand. Met de zandvulling wordt ook dat probleem teniet gedaan.

Puntlast 240 kN ;  $A_{plaat/m^2} = 400 \times 1000 = 4 \times 10^5 \text{ mm}^2$

$\sigma'_s = \frac{2.4 \times 10^5}{4 \times 10^5} = 0.6 \text{ N/mm}^2 \ll \frac{14}{1.7} (= 8.25 \text{ N/mm}^2)$

③ Bovenplaat mlaatoening.

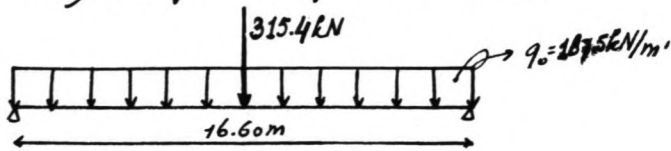
$l = 15 + 1.60 = 16.60 \text{ m}$

$q_{\text{eigen gewicht}} = 2.25 \times 24 = 54 \text{ kN/m}^2$

$q_{\text{zand}} = (139.6 - 131.7) \times 17 = 133.5 \text{ kN/m}^2$   
 $q_{\text{tot}} = 187.5 \text{ kN/m}^2$

• Punlast vanuit turenwand:

$$240 + (139.6 - 131.7) \times 0.40 \times 1 \times 24 = 315.4 \text{ kN}$$



$$M_{\max} \approx \frac{1}{10} q l^2 + \frac{1}{6} P l \quad (\text{superpositie van 2 gevallen})$$

$$\times \frac{1}{10} \times 1875 \times (16.60)^2 + \frac{1}{6} \times 315.4 \times 16.60 = 5166.75 + 872.6$$

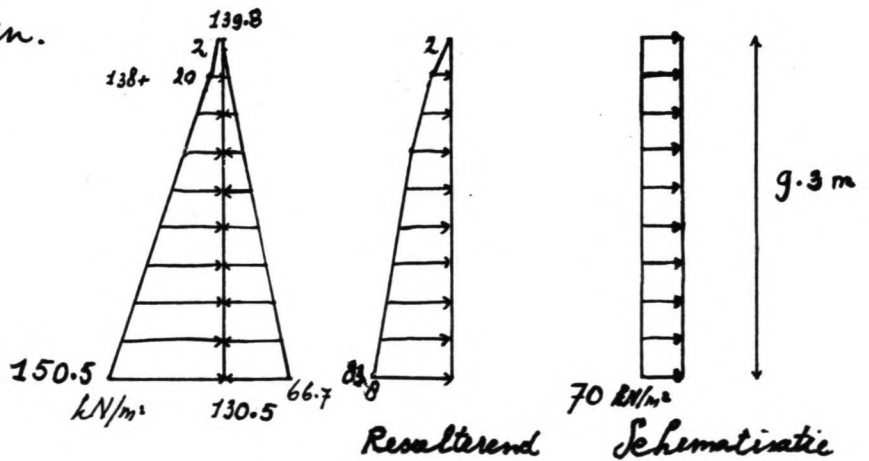
$$= 6039.4 \text{ kNm}$$

$$M_u = 1.7 \times 6039.4 = 10267 \text{ kNm}$$

$$w_0 = 0.70 \quad ; \quad h = \sqrt{\frac{10267}{2500}} = 2.03 \text{ m}$$

$h_t = \frac{10}{9} \times 2.03 \text{ m} = 2.25 \text{ m} \Rightarrow 2.25 \text{ meter als aangenomen}$   
 waarde is correct. Het eerder besproken bijzonder geval met waterdruk (zie bla. 76) is hier niet meer maatgevend.

④. Zijwanden (bovenzijde)  
 • belastingen.



$$M_{\max} = \frac{1}{10} q l^2 = \frac{1}{10} \times 70 \times (9.3)^2 = 605.4 \text{ kNm}$$

$$M_u = 1.7 \times 605.4 = 1029.2 \text{ kNm} \quad ; \quad w_0 = 0.70$$

$$h = \sqrt{\frac{1029.2}{1 \times 2500}} = 0.64 \text{ m}$$

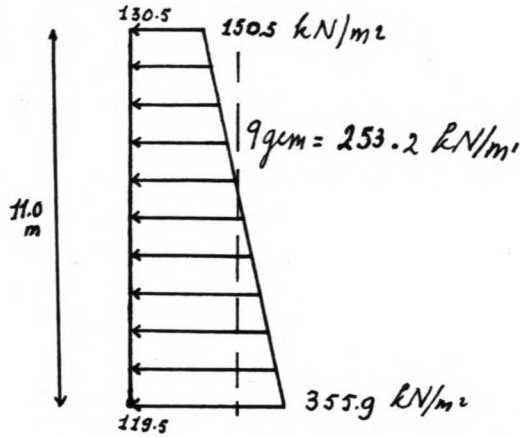
$$h_t = \frac{10}{9} \times 0.64 = 0.70 \text{ m} \rightarrow \text{aangenomen waarde}$$

van 0.70 m.

↓  
 mede op grond  
 van belasting-  
 situatie bij meer-  
 waterstand op 130m + NSP.

• Lijwanden (onderzijde).

• Belastingen:



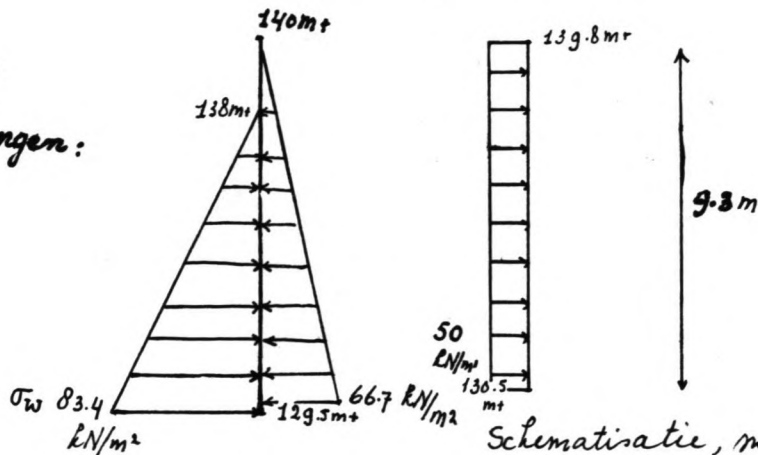
•  $M_{max} = \frac{1}{10} q_{gem} l^2 = \frac{1}{10} \times 253.2 \times (11)^2 = 3063.7 \text{ kNm}$

$M_u = 1.7 \times 3063.7 = 5208.3 \text{ kNm}$

$h = \sqrt{\frac{5208.3}{2500}} = 1.44 \text{ m}; \quad h_t = \frac{10}{9} \times 1.44 = 1.60 \text{ m} \Rightarrow 1.60 \text{ meter}$   
als aangenomen waarde.

• Voorplaat:

• Belastingen:



•  $M_{max} = \frac{1}{10} q_{gem} l^2 = \frac{1}{10} \times 50 \times (9.3)^2 = 432.5 \text{ kNm}$

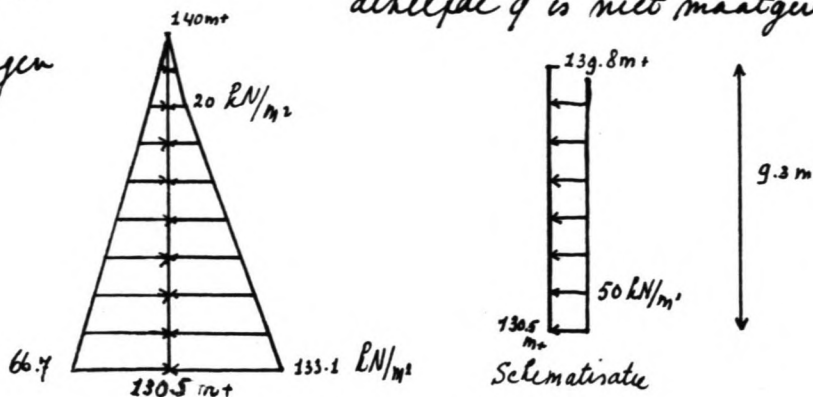
$M_u = 1.7 \times 432.5 = 735.2 \text{ kNm}$

$h = \sqrt{\frac{735.2}{2500}} = 0.54 \text{ m}; \quad h_t = \frac{10}{9} \times 0.54 = 0.60 \text{ m} = \text{aangenomen}$

waarde van 0.60 m. De overspanning van 7.85 m in langrichting met dezelfde  $q$  is niet maatgevend.

• Achterplaat:

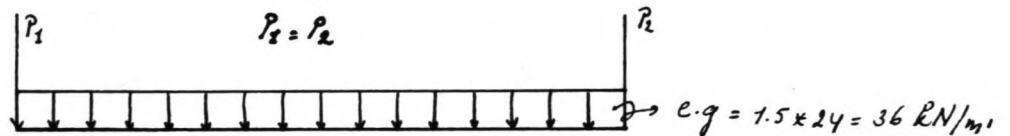
• Belastingen



Dit geschematiseerde belastinggwaat is gelyk aan de situatie by de voorplaat. De achterplaat krygt dies ook een dikte van 0.60m. Ook hier is de overspanning van 7.85m in langrechting niet maatgevend.

• Vloerplaat (op ca 120m + NSP).

Heerop rusten de belastingen vanuit de bovenbouw. Dese zullen geschematiseerd worden als gelykmatig verdeeld over de vloerplaat.



• Bovenbelasting/m'

• Bovenplaat:  $16.4 \times 0.40 \times 24 = 157.4 \text{ kN}$

• Zywanden (bovendeel):

$$7.85 \times 0.70 \times 24 \times 2 = 263.8 \text{ kN}$$

• Tuurwand:  $7.85 \times 0.40 \times 24 = 75.4 \text{ kN}$ .

• Bovenplaat:  $18.2 \times 2.25 \times 24 = 982.8 \text{ kN}$

• Zywanden (ondersyde):

$$9.3 \times 1.60 \times 24 \times 2 = 714.3 \text{ kN}$$

• Voor- en achterplaat:

$$16.4 \times 1.2 \times \frac{9.5}{20} \times 24 = 224.4 \text{ kN}$$

• Ondersteuningrochotten:

$$3 \times \frac{9.3 \times 0.40 \times 5 \times 24}{20} = 67.0 \text{ kN}$$

• Roosterstaven:

$$A_{\text{staaf}} = 30 \times 8.2 + 2 \times \frac{(8.2 \times 8.2)}{4} \times 10 = 344 \text{ mm}^2 = 344 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{Totale lengte: } 749 \times 9.5 \text{ m} = 7115.5 \text{ m} + 9 \times 96 = 7260 \text{ m}$$

$$\text{Volume: } 7260 \times 344 \times 10^{-6} = 2.50 \text{ m}^3$$

• Gewicht:  $2.5 \times 7800 = 19500 \text{ kg}$

$\hat{=} 191295 \text{ N}$

Per meter constructie:  $\frac{191295}{20} = 9564.75 \text{ N} \approx 1 \text{ kN}$

• Schuif:  $\approx 1007 \text{ kN} / 20 = 50.4 \text{ kN}$

Sub Totaal:  $\frac{2536.5 \text{ kN}}{\quad} +$

• Gewicht sand:  $\frac{1948.4 \text{ kN}}{\quad} +$

Totaal:  $4484.9 \text{ kN} / \text{m}^{\circ}$  lengte.

Als gelijkmatig verdeeld over de breedte van de constructie  $\frac{4484.9}{18.2} = 246.4 \text{ kN} / \text{m}^{\circ}$

Mur belasting op vloerplaat:  $\cdot \text{z.b.} = 246.4 \text{ kN} / \text{m}^{\circ} \downarrow$

$\text{e.g} = 36 \text{ kN} / \text{m}^{\circ} \downarrow$

Totaal:  $\frac{282.4 \text{ kN} / \text{m}^{\circ} \downarrow}{\quad} +$

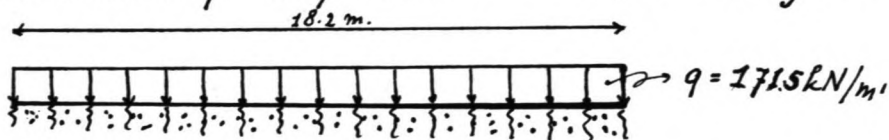
Waterdruk:  $189.3 \text{ kN} / \text{m}^{\circ} \uparrow$  (bij 138m+)

Resultierend:  $93.1 \text{ kN} / \text{m}^{\circ} \downarrow$

Maatgevend voor de resulterende belastingen op de vloerplaat zal echter zijn de situatie met minimale waterstand op het meer (130m+ N.S.P) → Waterdruk is dan:

$(130 - 118.7) \times 9.81 = 110.9 \text{ kN} / \text{m}^2 \rightarrow 110.9 \text{ kN} / \text{m}^{\circ} \uparrow$ . Nu

resultierend op de plaat:  $282.4 \downarrow - 110.9 \uparrow = 171.5 \text{ kN} / \text{m}^{\circ} \downarrow$



De vloerplaat zou beschouwd moeten worden als een elastisch ondersteunde legger met een bovenbelasting van ca  $171.5 \text{ kN} / \text{m}^{\circ}$ . Vanwege de onbekendheid met o.a

de betreffende veerstijfheden (ondergrond en plaat) wordt er binnen dit ontwerp niet ingegaan op de controle van de vloerplaat volgens bovenstaand mechanica model. Verondersteld wordt dat de aangenomen dikte van de onderplaat van 1.50 meter voldoende is om de daarop werkende maatgevende belastingen te kunnen opnemen. Gezien de resultaten van de eerdere berekeningen met de daarbij aan de orde zijnde belastingen en dimensies lijkt dit niet onacceptabel.

#### 8.4.9.3. Controle grenstoestanden.

##### ① Opdrijven.

• Totaal gewicht constructie :  $20 * 4484.9 = 89698 \text{ kN}$

$20 * 18.2 * 36 = 13104 \text{ kN}$

$G \downarrow = 102802 \text{ kN} \downarrow$

• Opwaarts :  $189.3 * 20 * 18.2$

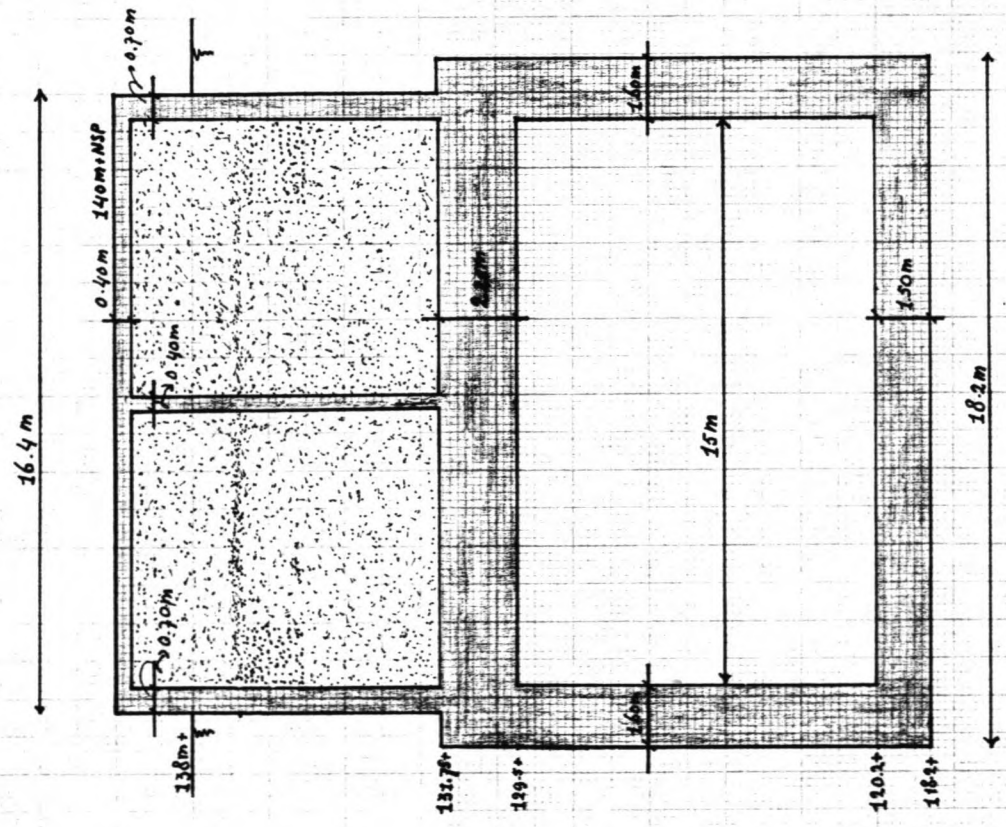
$= 68905.2 \text{ kN} \uparrow$

Reserve :  $33896.8 \text{ kN}$ .

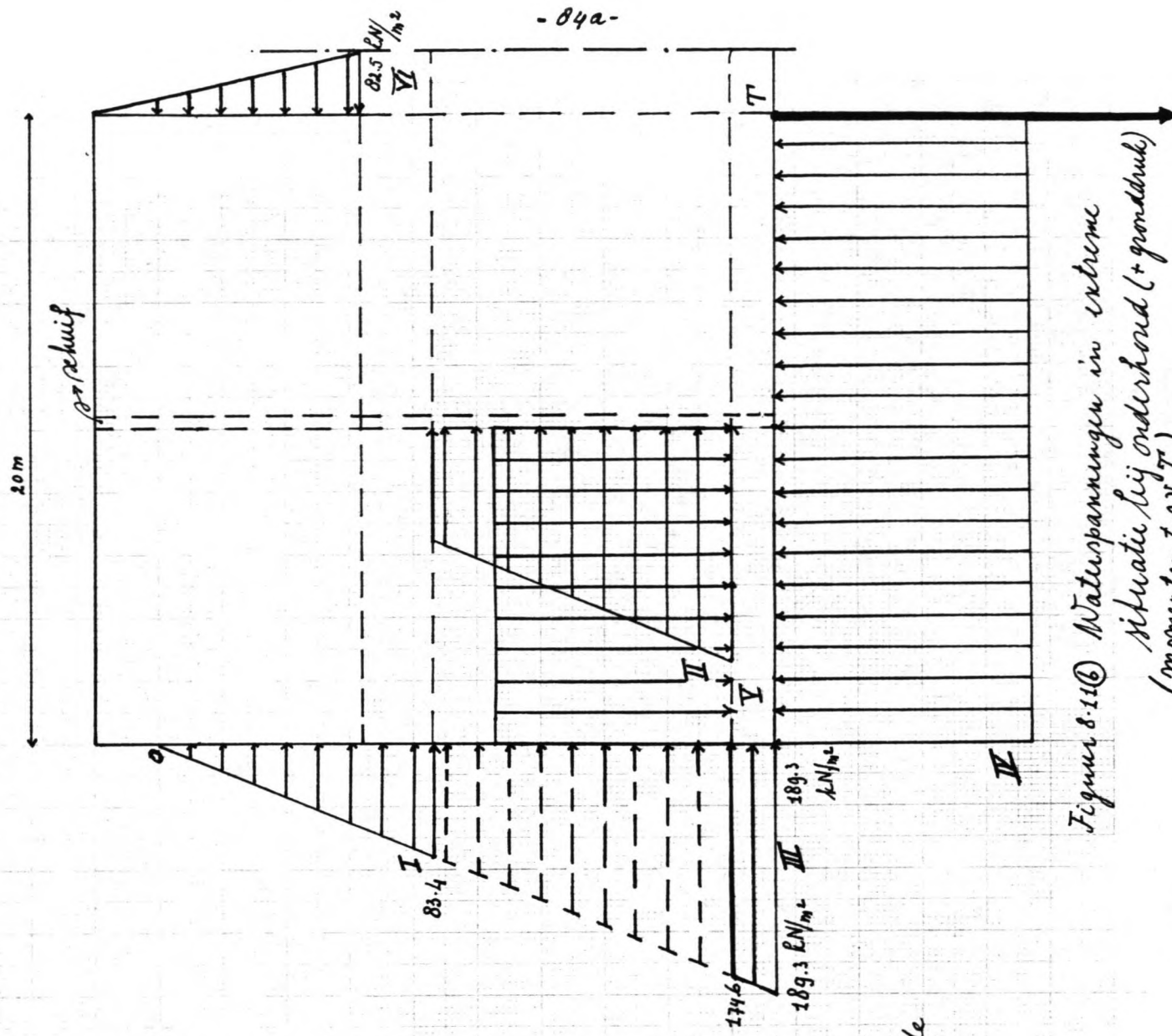
$\text{Opdringend} = \frac{102802}{68905.2} = 1.49 > 1.2 \rightarrow \text{accord.}$

##### ② Afschuiven.

Extreem geval in de ondergrondfase. Maximale reservoirpeil (138m + NSP) aan de voorzijde van de constructie, terwijl de achterzijde droog staat. Zie figuur 8.11.6. De belastingen die in het algemeen bij grenstoestanden van belang zijn, zijn die t.g.v. waterspanningen.



Figuur 8.11@ Shwarzdoorsnede  
m laasteenstructuur met  
relevante afmetingen



Figuur 8.11(B) Waterpanningen in extreme  
situatie bij ondergrond (+grondvlak)  
(momenten t.o.v. V7)

Dit blijkt bijvoorbeeld uit de grenstoestand m.b.t. opdrijven.

By de grenstoestand m.b.t. afschuiven wordt de wrijving langs de wanden een relevante factor. Zoals reeds eerder toegepast wordt er hier gewerkt met een neutrale gronddruk. ( $\lambda_n = 1/2$ ). Met figuur 8.11. B) volgt, indien het geheel wordt beheken per m' van de constructie.

	P(druk) [kN/m <sup>2</sup> ]	L [m]	F [kN/m]	F <sub>H</sub> [kN/m]	F <sub>V</sub> [kN/m]	arm [m]	Moment [kN/m']	teken -
I+II+III	0 189.3	19.3	1826.8	1826.8 →	0	6.4	11691.5	↻
IV	189.3 189.3	2.0	3786	0	3786↑	10	37860	↻
V	174.6 174.6	1.0	1746	0	1746↓	12.5	21825	↻
VI	0 82.5	8.25	340.3	340.3 ←	0	16.3	5546.9	↻

In bovenstaande tabel is de invloed van de wrijving langs de wanden verwaarloosd. Voorts zijn de optredende momenten bepaald t.o.v. het punt T aan de uiterste achterzijde van de plaatconstructie. Dit punt is het kantelpunt en is als zodanig aangenomen omdat t.o.v. dat punt de optredende krachten e.g. momentenverdeling het meest ongunstig is. De controle m.b.t. afschuiven zal nu geschieden door aan de hand van de eerder behandelde formule het benodigde eigen gewicht van de constructie vast te stellen. Hetzelfde geldt om de grenstoestand m.b.t. kantelen.



• Resulterende belastingen:

$$F_{RH} = 1486.5 \rightarrow$$

$$F_{VW} = 2040 \uparrow$$

$$M_R = 49551.5 \curvearrowright$$

$$M_P = 27371.9 \curvearrowleft$$

Afsluiven; veronderstel  $f = \tan \varphi$

$$\varphi = 30^\circ$$

$$f = \tan \varphi = \tan 30^\circ = 0.58$$

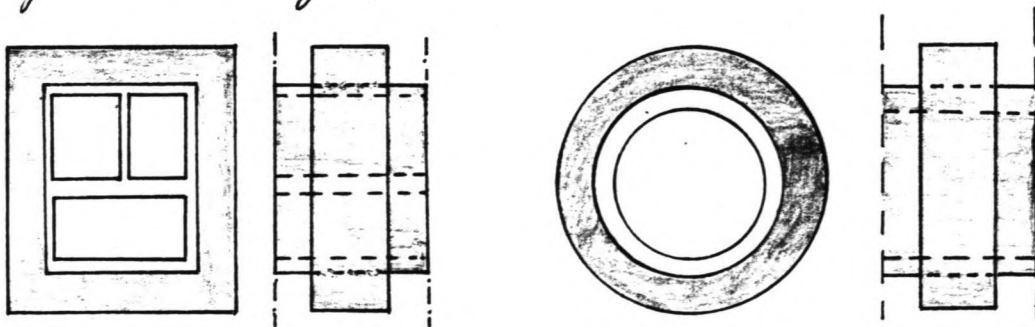
Met  $\gamma = 1.5 \Rightarrow \gamma * F_{RH} < f * (F - F_{VW}) \quad (kN/m)$ .

$$1.5 * 1486.5 < 0.58 * (F - 2040)$$

$$F \geq 5884.4 \text{ kN/m}$$

Gewicht/m breedte =  $\frac{102802}{18.2} = 5648.5 \text{ kN} < 5884.4 \text{ kN}$ . Optredende  $\gamma = \frac{(5648.5 - 2040) * 0.58}{1486.5} = 1.41$ .

De stabiliteit m.b.t. afsluiven kan voort worden vergroot door toepassing van plaatselijke verzwaringen rondom de doorsnede. Dit is mogelijk zowel bij het rechthoekig- als het buisprofiel. Figuur 8.12. geeft daar een indicatie van.



Figuur 8.12. Plaatselijke verzwaringen van het dwarsprofiel

Behalve de geschetste mogelijkheid tot extra verhuaring wordt er opgemerkt dat de invloed van de wrijving langs de wanden is verwaarloosd. Het is acceptabel om ervan uit te gaan dat indien die invloed wel in de beschouwing wordt betrokken de  $\gamma$  van 1.5 wel wordt gehaald.

Wat inhoudt dat de stabiliteit van de constructie

m.b.t. afschuiven in orde is \* Als je aan trekpalen begint, betekent dat ook, dat die palen de druk moeten opvangen in situaties zonder horizontale belasting. Dat betekent een zware en kostbare fundering. Ik zou daarom de voorkeur geven aan grondankers. En bovendien kijkt "Wah" hulp" nog wordt geboden door de horizontale grondwrijving langs de wanden, die zich ook tegen kantelen verzelt.

\*) zie bladen met errata en opmerkingen.  
③ Kantelen /  $\sigma_{max}$

$$\frac{(F - F_{vw} * \gamma_3)}{L * 1} - \frac{(M_r - M_b) * \gamma_3}{\frac{1}{6} * 1 * L^2} > 0$$

$$\frac{(F - 2040 * 1.1)}{20} - \frac{(49551.6 - 27371.9) * 1.1}{\frac{1}{6} * 1 * (20)^2} > 0$$

$F \gg 9563.3$  kN. Deze waarde blijkt ca 1,7 \* groter dan de optredende 5648.5 kN/m' breedte als eigen gewicht. Aangenien de constructie zelf reeds voldoende verzwakt is, zal, teneinde grotere dimensies te voorkomen (wanddikten) in dit geval toch een trekpalenfundering\* dienen te worden aangebracht. Deze zal per m' breedte

ca  $9563.3 - 5648.5 \approx 3914.8$  kN moeten kunnen opnemen

Per m' lengte betekent dit  $3914.8 * \frac{10.2}{20} \approx 3562.5$  kN.

Op de trekpalen fundering wordt binnen dit ontwerp niet ingegaan. In een eindontwerp zal daarmee echter terdege rekening gehouden dienen te worden

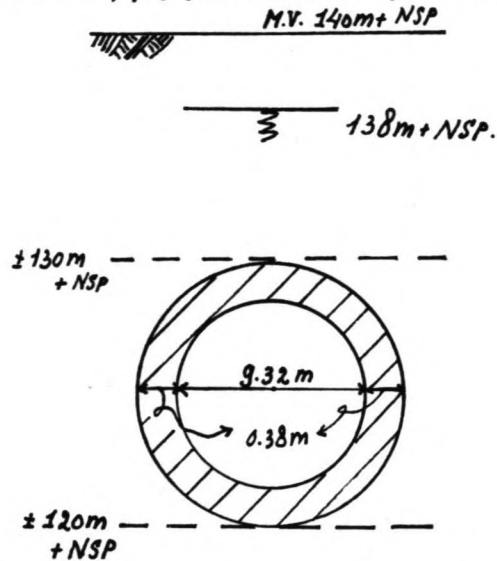
• Bepaling  $\sigma_{max}$ . Voor het eigen gewicht wordt hier de vereiste waarde gebruikt. \*) zie bladen met errata en opmerkingen

$$\sigma_{max} = \frac{9563.3 - 2040}{20} + \frac{(22179.7)}{\frac{1}{6} * 1 * 20^2} = 376.2 + 332.7 = 708.9 \text{ kN/m}^2$$

$\sigma_{max} \quad 0.71 \text{ N/mm}^2 \ll 14/1.7 \quad (= 8.2) \text{ N/mm}^2$

Niet de  $\sigma_{max}$  van beton is bepalend maar die v.d. grond

- Controle inlaatdoorsnede nabij de schacht

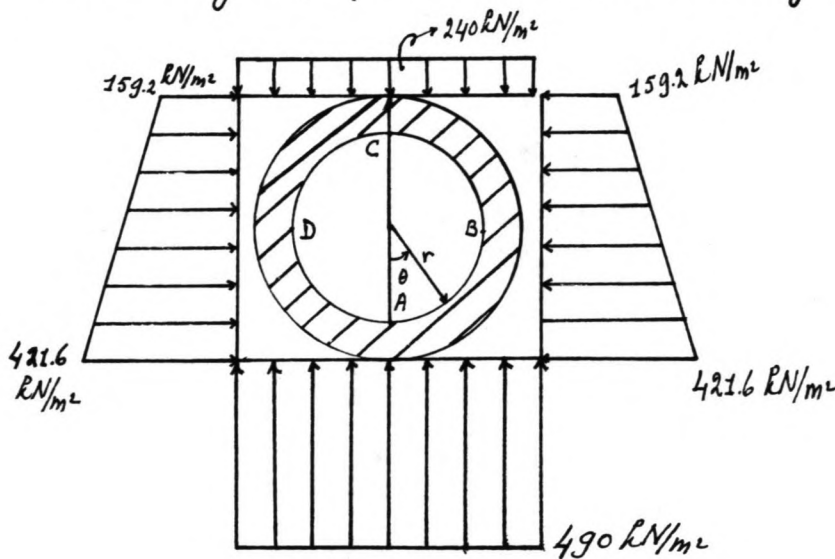


$\gamma_{\text{droog}} = 20 \text{ kN/m}^3$  \*) zie blz -74a-

$\gamma_{\text{mat}} = 25 \text{ kN/m}^3$

$\lambda_{\eta} = 1/2$ .

- Belastingen; per m' buisleiding.



- Maatgevend is de situatie in de onderkroedsfase met  $p_i = 0$ .

N volgens collegedictaat B13, Mechanica van Constructies (Bouma, 1982) blz 143 is dit belastingsgeval een superpositie van 2 basisevallen, waarbij de resulterende belasting kan worden gesehmatiseerd tot:  $q(\theta) = -q_0 - q_2 \cos 2\theta$ , met  $q_2 = 1/3 q_0$ . Hierbij wordt verondersteld dat de druk in B en D de helft is van die in A en C.

Voor de medekrachten wordt gevonden:

$$N = -q_0 r (1 - \frac{1}{9} \cos 2\theta)$$

$$M = -\frac{1}{9} q_0 r^2 \cos 2\theta.$$

Toegepast op bovenstaande belastinggeval:

-  $q_0$  wordt aangeschat als  $\frac{3}{4} \times 490 \approx 360 \text{ kN/m}^2$

-  $r$  is  $r$  gemiddeld =  $\frac{4.66 + 5.04}{2} = 4.85 \text{ m}$ .

In het geneperponeerde geval is de invloed van het eigen gewicht buiten beschouwing gebleven. Deze invloed is in bijlage 8.4.9.2 geanalyseerd.

- Krachten en momenten a.g.v. de uitwendige belasting (druk positief).

$\theta =$	0	$\frac{1}{6}\pi$	$\frac{1}{3}\pi$	$\frac{1}{2}\pi$	$\frac{2}{3}\pi$	$\frac{5}{6}\pi$	$\pi$
$N$ [kN/m]	$+\frac{8}{9}q_0 r$ +1552	$+\frac{17}{18}q_0 r$ +1649	$+\frac{19}{18}q_0 r$ +1843	$+\frac{10}{9}q_0 r$ +1940	$+\frac{19}{18}q_0 r$ +1843	$+\frac{17}{18}q_0 r$ +1649	$+\frac{8}{9}q_0 r$ +1552
$M$ [kNm/m]	$+\frac{1}{9}q_0 r^2$ +940.9	$+\frac{1}{18}q_0 r^2$ +470.5	$-\frac{1}{18}q_0 r^2$ -470.5	$-\frac{1}{9}q_0 r^2$ -940.9	$-\frac{1}{18}q_0 r^2$ -470.5	$+\frac{1}{18}q_0 r^2$ +470.5	$+\frac{1}{9}q_0 r^2$ +940.9

- Krachten en momenten a.g.v. het eigen gewicht (druk positief)

$\theta =$	0	$\frac{1}{6}\pi$	$\frac{1}{3}\pi$	$\frac{1}{2}\pi$	$\frac{2}{3}\pi$	$\frac{5}{6}\pi$	$\pi$
$N$ [kN/m]	+44.2	+94.4	+102.4	+69.4	+18.0	-26.7	-44.7
$M$ [kNm/m]	+400.3	+17.4	-330.8	-157.4	-33.4	+101.9	+158.3

Beide aandelen gemiddeld levert de resulterende normaalkrachten en momenten op.

$\theta =$	0	$\frac{1}{6}\pi$	$\frac{1}{3}\pi$	$\frac{1}{2}\pi$	$\frac{2}{3}\pi$	$\frac{5}{6}\pi$	$\pi$
N [RN/mr]	+1596.2	+1743.4	+1945.4	+2009.4	+1861	+1622.3	+1507.3
M [RNm/mr]	+1341.2	+487.9	+139.7	-1098.3	-503.9	+572.4	+1099.2

• Spanningen;  $L = 1.00\text{ m } (= 1000\text{ mm})$ ;  $t = 0.38\text{ m } (= 380\text{ mm})$

$\theta =$       0               $\frac{1}{6}\pi$                $\frac{1}{3}\pi$                $\frac{1}{2}\pi$                $\frac{2}{3}\pi$                $\frac{5}{6}\pi$                $\pi$

$\sigma_{gem} = \frac{N}{\delta t} + 4.2$

$[\text{N/mm}^2] = \frac{N}{3.8 \times 10^5}$

$\sigma_{buiging} = \frac{M}{W} + 155.72$

$= \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{1}{6} \delta t^2 \cdot 2.407 \pi^2}$

[N/mm<sup>2</sup>]

\* zie bladen met errata en opmerkingen

→ Dit is niet af. Het eindigt met in spanningen, die je moet vergelijken met de sterkte van het beton.

Maar... er wordt hier gerekend met ongewapend beton ( $\sigma = M / (1/6 \delta t^2)$ ). Je past gewapend beton toe en misschien leidt je het daarmee met de geschatte dichtheid

De controle van slechts één doormede wijst uit dat de eerder berekende wanddikte niet zou voldoen. Bovenstaande waarden geven aan dat op deze manier berekend er vrij grote wanddikten moeten worden toegepast. De vraag is echter of er wel een horizontaal gedeelte van het buisprofiel in de drukschaft aanwezig is. Zou er wel een horizontaal deel aanwezig zijn dan moet dit uiteraard verder worden uitgewerkt. Binnen dit ontwerp wordt er verder niet op ingegaan.

8.5. Het toevoerkanaal naar de inlaatconstructie.

8.5.1 Gegevens.

Aanmerken het werkpeil op het Jai-meer in de eerdere berekeningen is verondersteld te liggen tussen  $138m + NSP$  en  $130m + NSP$  en het terrein in de omgeving van de locatie van de inlaat ligt op het niveau van ca  $130$  à  $132m + NSP$ , is het duidelijk dat er een toevoerkanaal naar de inlaat noodzakelijk zal zijn.

Aan het Design Report van het Jai-kreek Diversion project (januari 1984) worden de volgende gegevens ontleend. [1]

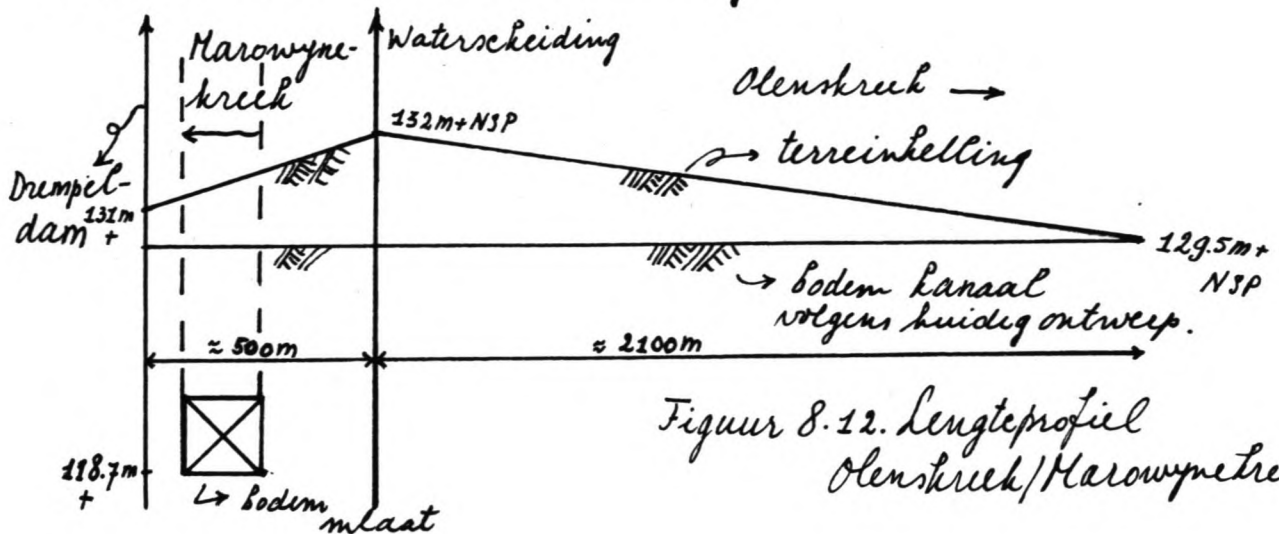
- ontleidingkanaal dwars over de waterscheiding Olenkreek / Marowijnkreek met een lengte van ca  $2.6$  km; bodembreedte ca  $70m$  en taludhellingen  $1:2$ . ( $1V$  t.o.v.  $2H$ ). Waterdiepteverificatie: van  $2.8m$  bij de minimale  $Q$  tot  $4.2m$  bij  $Q_{max}$ . Het figuur 20 van dat rapport volgt dat bij een  $Q_{max}$  van ca  $200 m^3/s$  het waterspeelniveau in het geprojecteerde kanaal zal liggen op ca  $133.75m + NSP$  bij een waterdiepte van ca  $4.25m$ . Hieruit wordt dan afgeleid dat de bodem van het kanaal zal liggen op  $133.75m - 4.25m = 129.5m + NSP$ . Bij de  $Q_{min}$  is de waterdiepte in dat geval  $2.75m$  en het waterspeelniveau op  $129.5m + 2.75m = 132.25m + NSP$ . Dit niveau komt overeen met de gegevens uit figuur 2.8.

- $\bar{\tau}$  kanaal =  $1.2 N/m^2$  in verband met transport van deeltjes langs de oevers en langs de bodem. Deze toegestane  $\tau$  is gebaseerd op korrelanalyses ter plekke.
- Ruwheidscoëfficiënt volgens Manning:  $n = 0.025 \frac{s}{m^{1/3}}$   
 $k = \frac{1}{n} = 40$
- $V_{max} = 0.6 m/s$
- taluds onbekleid.

• Uit bovenstaande blijkt (zie ook figuur 8.2) dat bij een minimale waterspiegel op het Yai-meer van  $130 m + NSP$  het kanaal, zoals nu geprojecteerd, absoluut niet zal voldoen om het vereiste debiet van ca  $140 m^3/s$  te kunnen aanvoeren bij een  $k$  van  $0.50 m$ .

Vorgesteld wordt om onder handhaving van de relevante principeoplossing m.b.t het kanaal het kanaalprofiel aan te passen.

Figuur 8.2 geeft een dwarsprofiel van de omgeving nabij de inlaatconstructie t.o.v. de reeds geprojecteerde aanvoermogelijkheid. Met behulp van de kaarten ① en ④ wordt het volgende lengteprofiel vastgesteld dwars over de waterscheiding.



Figuur 8.12. Lengteprofiel Olenkreek/Marowynetreek.

- Nabij de hoofddam in de Yai-kreek ligt het terrein volgens het Design Report op ca 120m + NSP. Over ca 10 km vanaf de waterscheiding treedt er in het terrein een verval op van  $\frac{132-120}{10} = \frac{12}{10} = 1.2 \text{ m/km} \Rightarrow$   
 $i_{\text{terrein}} = 1.2 \times 10^{-3}$ .

Het "huidige" kanaal begint op  $\frac{132 \text{ m} - 129.5 \text{ m}}{2.1 \times 10^{-3}} = \text{ca } 2.1 \text{ km}$

benedenstrooms van de oorsprong van de blensreek.

- verhang in "huidige" kanaal:

$$Q_{\text{max}} = 200 \text{ m}^3/\text{s} \text{ bij } L = 4.75 \text{ m}$$

$$A = \frac{200}{0.6} \left( = \frac{Q_{\text{max}}}{v} \right) = 333.3 \text{ m}^2$$

$$B_s = 70 + 4 \times 4.75 \text{ m} = 89 \text{ m}.$$

$$P = 70 + 2 \times \sqrt{(4.75)^2 + (9.5)^2} = 91.24 \text{ m}$$

$$R = \frac{A}{P} = \frac{333.3}{91.24} = 3.65 \text{ m}.$$

Voor open kanalen geldt:  $C = k \times h^{1/6}$  (Comrie)

Met  $k = 40$  en  $h = 4.75 \text{ m} \Rightarrow C \approx 51.9 \text{ m}^{1/2}/\text{s}$ .

$$\bar{v} = C \sqrt{R i} \Rightarrow i = \frac{\bar{v}^2}{C^2 R} = \frac{0.36}{(51.9)^2 \times 3.65} = 3.7 \times 10^{-5}$$

### 8.5.2. Uitgangspunten.

- Het dwarsprofiel van het terrein volgens figuur 8.2.
- Het lengteprofiel van het terrein volgens figuur 8.12.
- De van toepassing zijnde gegevens uit paragraaf 8.5.1.

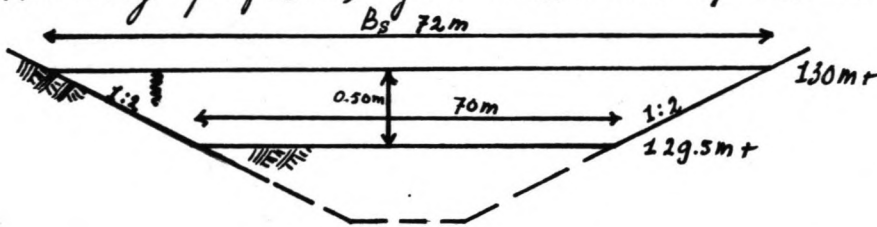


8.5.3. Ontwerp (c.g. aanpassing) van het aanvoerkanal naar de inlaatconstructie.

$$Q = \bar{v} \times A$$

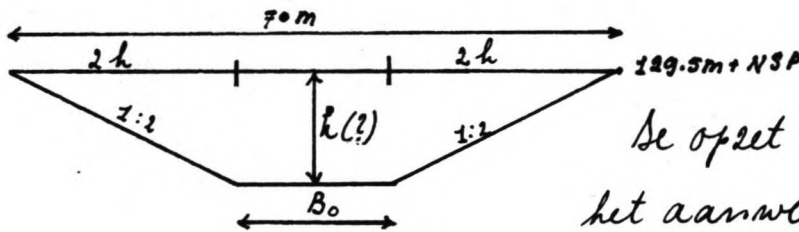
$$\left. \begin{array}{l} \cdot Q = 140 \text{ m}^3/\text{s} \\ \cdot \bar{v} = 0.6 \text{ m/s} \end{array} \right\} \Rightarrow A_{\text{benodigd}} = \frac{140}{0.6} = 233.3 \text{ m}^2$$

Huidige profiel bij waterstand op 130m + NSP.



$$A_{\text{aanwezig}} = \frac{(70 + 0.5 \times 2 \times 2) \times 0.5}{2} \times 0.5 = 35.5 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{aan te passen}} : 233.3 - 35.5 = 197.8 \approx 198 \text{ m}^2$$



De opzet is dus om binnen het aanwezige profiel de bodem dieper te leggen onder handhaving van de optredende snelheid en de taludhellingen

$$A = k \times B_0 + 2L \times L = 198 \quad (1)$$

$$B_0 + 4k = 70 \text{ m} \quad (2)$$

$$(2) \Rightarrow B_0 = (70 - 4k) \quad (3)$$

$$(3) \text{ in } (1) : k \times (70 - 4k) + 2k^2 = 198 \Leftrightarrow$$

$$70k - 4k^2 + 2k^2 = 198 \Leftrightarrow$$

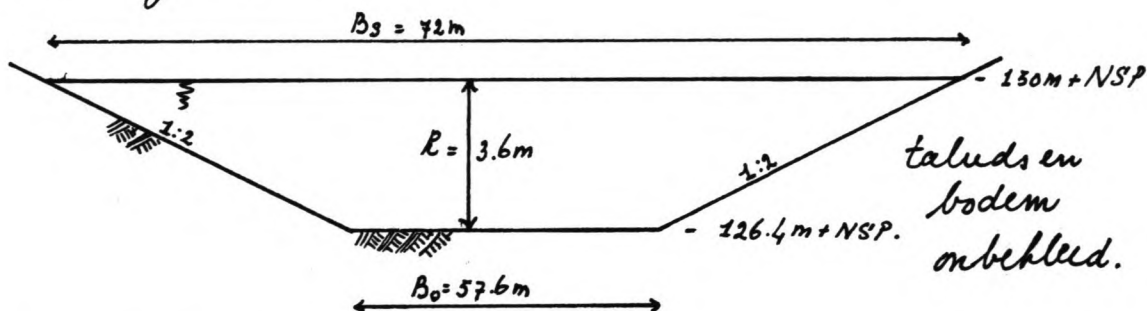
$$70k - 2k^2 = 198 \rightarrow k^2 - 35k + 99 = 0$$

$$k = \frac{+35 \pm \sqrt{1225 - 396}}{2} = \frac{+35 \pm 28.8}{2}$$

$$k = 31.9 \text{ m} \rightarrow B_0 = -57.6 \text{ m} \rightarrow \text{Kan niet!}$$

$$k = 3.1 \text{ m} \rightarrow B_0 = +57.6 \text{ m.}$$

De uiteindelijke diepte bij een waterspiegelniveau op het kanaal van  $130\text{m} + \text{NSP}$  wordt:  $3.1\text{m} + 0.5\text{m} = 3.6\text{m}$ . Met  $H.V$  op  $131\text{m} + \text{NSP}$  wordt de totale diepte dus ca  $4.6\text{m}$ . De bodem van het kanaal komt dan te liggen op  $130\text{m} + \text{NSP} - 3.6 = 126.4\text{m} + \text{NSP}$ . Het uiteindelijke profiel wordt daarbij zoals hieronder getekend.



• Lengte van het kanaal:

de  $126.4\text{m} +$  hoogtelijn ligt op ongeveer  $\frac{132 - 126.4}{1.2 \times 10^{-3}} = 4.7 \text{ km}$

vanaf de waterscheiding in benedenstroomrichting van de Olenshreek. Tot aan de locatie van de inlaatconstructie is dat  $4.7 + 0.5 = 5.2 \text{ km}$ .

Indien hierby nog opgeteld wordt de loodrechte afstand tussen de locatie van de inlaatconstructie en de as van het kanaal, zijnde ca  $180\text{m}$ , wordt de totale lengte van het kanaal ca  $5.4$  à  $5.5 \text{ km}$ . Zie ook figuur 8.2.

• verhang in het kanaal:

• uitgaande van een uniforme stroming met  $i_w = i_{\text{bodem}}$  wordt het verhang:  $i = \frac{\bar{v}^2}{C^2 R} \Rightarrow$  Met  $C = 51.9 \text{ m}^{1/2}/\text{s}$ ,  $\bar{v} = 0.6 \text{ m/s}$

en  $R = \frac{233.3}{57.6 + 2 \times \sqrt{(3.6)^2 + (7.2)^2}} = 3.17 \text{ m} \Rightarrow i = \frac{0.36}{(51.9)^2 \times 3.17} = 4.2 \times 10^{-5}$ .

Bij een waterstand nabij de inlaat op  $130\text{m} + \text{NSP}$ .

wordt de waterstand aan het begin van het kanaal  $130\text{ m} + \text{NSP} + 5500 \times 4.2 \times 10^{-5} \text{ m} = 130\text{ m} + 0.231\text{ m} \approx 130.23\text{ m} + \text{NSP}$ . Over de totale lengte van het kanaal tot aan de inlaatopening toe treedt er een waterspiegelzinking op van ca  $0.23\text{ m}$ . Hetzelfde geldt dus ook voor de bodem van het kanaal. Opgemerkt wordt dat het optredende verhang van  $4.2 \times 10^{-5}$  van dezelfde orde is als het verhang in het "huidige" ontwerp ( $3.7 \times 10^{-5}$ )

- Controle hydraulisch ruw:  
uitgangspunt:

$$S = \frac{11.6 \times v}{\sqrt{g R i}} \quad ; \quad S \ll K$$

$$v_{30^\circ} = 0.80 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$R = 3.17 \text{ m}$$

$$i = 4.2 \times 10^{-5}$$

$$K = 0.05$$

$$S = \frac{11.6 \times 0.80 \times 10^{-6}}{\sqrt{9.81 \times 3.17 \times 4.2 \times 10^{-5}}} = 2.6 \times 10^{-4} \ll K = 5 \times 10^{-2}, \text{ dus}$$

de veronderstelling van hydraulisch ruw is goed.

Vanuit het ontwerp van het toevloerkanal zal in de volgende paragraaf het berenkbassin voor de inlaatconstructie worden beschouwd.

## 8.6. Het berinkbasin voor de inlaatconstructie.

### 8.6.1. Algemeen.

Dangerien binnens dit ontwerp het gaat om een reservoirwerk met een inlaat die direct in verbinding staat met dat reservoir is een berinkbasin strikt genomen niet noodzakelijk; het overgrote deel van het zwevend materiaal zal in de buurt van de hoofddam en in de zij-kreek bovenstrooms van de hoofddam reeds tot berinking zijn gekomen.

Teneinde ook bij lagere reservoirwaterstanden nabij de inlaat (130m + NSP) daarover enige zekerheid te hebben wordt er voor de inlaat als overgang van het kanaalgedeelte naar het inlaatgedeelte een berinkbasin c.q. landvang geprojecteerd. De ruwe dimensionering van dit basin geschiedt aan de hand van de theorie over berinkingslengten en volumina uit Mosonyi II, hoofdstuk 78 (1965). Voor theoretische achtergronden wordt daarnaar verwezen.

### 8.6.2. Veronderstellingen / uitgangspunten

- ① Teneinde schade aan de turbinebladen te voorkomen moeten zwevende deeltjes met een diameter van 0.5 mm kunnen berinken.
- ② Volgens Mosonyi II (1965) ligt de economische diepte van het berinkbasin t.b.v. waterkracht-

projecten in het algemeen tussen de 1.50 en 4.00 m ;  
de hierbij horende snelheden zijn niet groter dan  
0.4 à 0.6 m. De in het aanvoerkanal optredende  
snelheid van ca 0.6 m/s ligt in deze orde van  
grootte.

### 8.6.3. Globale afmetingen van de zandvang.

De zandvang wordt opgezet als een uit-  
loop van het kanaal, zodanig dat bij één-  
zelfde bodemniveau (c.g. diepte) er een ver-  
breiding van het kanaalprofiel wordt bewerk-  
stelligd.

•  $Q = 140 \text{ m}^3/\text{s}$ .

•  $h_{\text{zandvang}} = 130 \text{ m} - 126.4 \text{ m} = 3.6 \text{ m}$ .  
(t.o.v. MV dus  $3.6 + 1.0 = 4.6 \text{ m}$ )

Volgens Camp bedraagt de kritische snelheid (water)  
waerbij deeltjes met een diameter van 0.5 mm  
niet moeten kunnen berinken:

$$v = 44 \sqrt{d}, \text{ waarin:}$$

$v =$  kritische snelheid [cm/s]

44 = coëfficiënt afhankelijk van  
de diameter van het deeltje dat  
nog moet kunnen berinken.

$d =$  diameter van het deeltje dat  
nog moet kunnen berinken [mm]

Met  $d = 0.5 \text{ mm} \Rightarrow v = 44 \sqrt{0.5} = 31.2 \text{ cm/sec}$ .

Voor het ontwerp wordt er gewerkt met

$$v = 30 \text{ cm/sec} \approx 0.3 \text{ m/s}$$

Indien in eerste instantie het vertragend effect van de turbulentie wordt verwaarloosd (ter vergelijking) volgt uit Figuur 8.13. een bezink snelheid  $w = 6 \text{ cm/sec}$  bij  $\rho_{\text{water}} = 1.064 \text{ kN/m}^3$ .

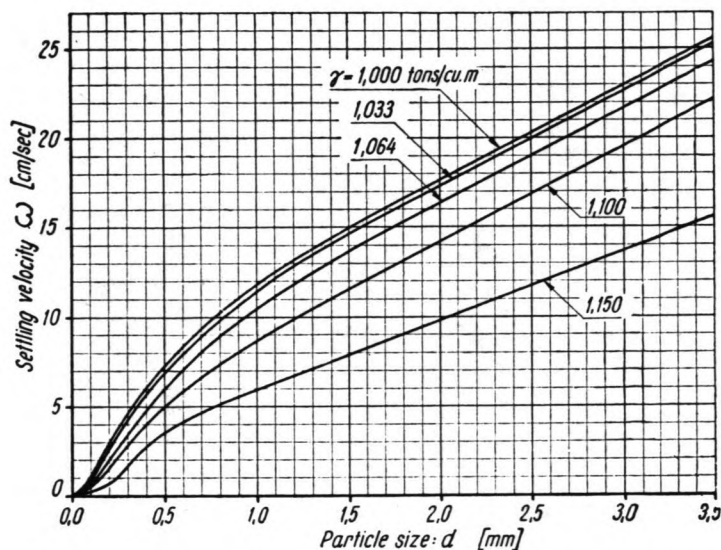


Fig. 8.13. Settling velocity in stagnant water plotted against the density of silty water and the particle diameter. (After L. Sudry)  
Bron: [6]

① De benodigde lengte  $l$  van de zandvang wordt

$$\text{dan: } l = h \times \frac{v}{w} = 3.6 \times \frac{30}{6} = 18 \text{ m.}$$

De benodigde breedte  $B$  van het bassin:  $Q = B \times l \times v \Rightarrow$

$$B = \frac{Q}{h \times v} = \frac{140}{3.6 \times 0.30} = 129.6 \text{ m} \rightarrow \text{Maak hiervan } B = 130 \text{ m.}$$

• Bezinktijd:  $3.6 / 0.06 = 60$  seconden

• Gebied dat gedurende deze tijd verwerkt is:

$$140 \times 60 = 8400 \text{ m}^3$$

• Capaciteit van de zandvang:  $V = B \times l \times l = 130 \times 3.6 \times 18 = 8400 \text{ m}^3$   
(accord)

② de methode volgens Velikanov, gebaseerd op waarschijnlijkheidsberekeningen. Uitgaande van deze methode wordt de benodigde berincklengte in turbulent water berekend met de berinck-snelheid in stagnant water  $w$  en de doorstroom-snelheid  $v$ . De berincklengte wordt:

$$l = \frac{\lambda^2 v^2 (\sqrt{h} - 0.2)^2}{7.51 w^2} \quad [\text{m}] \quad \text{waarin,}$$

$l$  = berincklengte [m]

$\lambda$  = factor afhankelijk van de fractie aan materiaal dat tot berincking komt  $W$ .

$\lambda = f(W)$ . Zie figuur 8.14. [-]

$v$  = kritieke doorstroomsnelheid. [cm/sec].

$h$  = diepte berinckbasin

$w$  = berincknelheid deeltje.

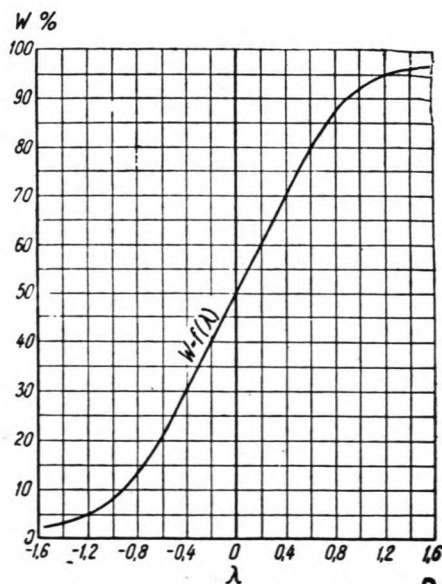


Fig. 8.14. Velikanov's relationship  $w = f(\lambda)$  for designing settling basins

Bron [6]

gesteld dat  $W = 0.97$ . (Inhoudende dat 99% van het zwellend materiaal met doorsnede  $d \geq 0.5 \text{ mm}$  wordt verwijderd); uit figuur 8.14 volgt dan een  $\lambda$  van 1.5.

- $\lambda = 1.5$
- $v = 0.3 \text{ m/s}$
- $h = 3.6 \text{ m}$
- $w = 0.06 \text{ m/s}$

$$L = \frac{\lambda^2 v^2 (\sqrt{h} - 0.2)^2}{7.51 \times w^2} = \frac{(1.5)^2 \times (0.3)^2 (\sqrt{3.6} - 0.2)^2}{7.51 \times (0.06)^2} = 21.6 \text{ m}$$

③ Methode waarbij de invloed van turbulentie expliciet in rekening wordt gebracht.

De optredende turbulentie in het stromend water wordt verdisconteerd door een lagere bezinksnelheid  $w - w'$  te beschouwen met

$$w' = \alpha v \text{ [m/sec]} \text{ en } \alpha = \frac{0.132}{\sqrt{h}}$$

$$\alpha = \frac{0.132}{\sqrt{3.6}} = 0.0696$$

$$w' = \alpha v = 0.0696 \times 0.30 = 0.0208 \text{ m/s.}$$

$$L = \frac{h v}{w - w'} = \frac{3.6 \times 0.30}{0.06 - 0.0208} = 27.6 \text{ m}$$

$$B = \frac{Q}{h \times v} = \frac{140}{3.6 \times 0.30} = 129.6 \text{ m} \rightarrow 130 \text{ m.}$$

• Capaciteit van het bezinkbasin:

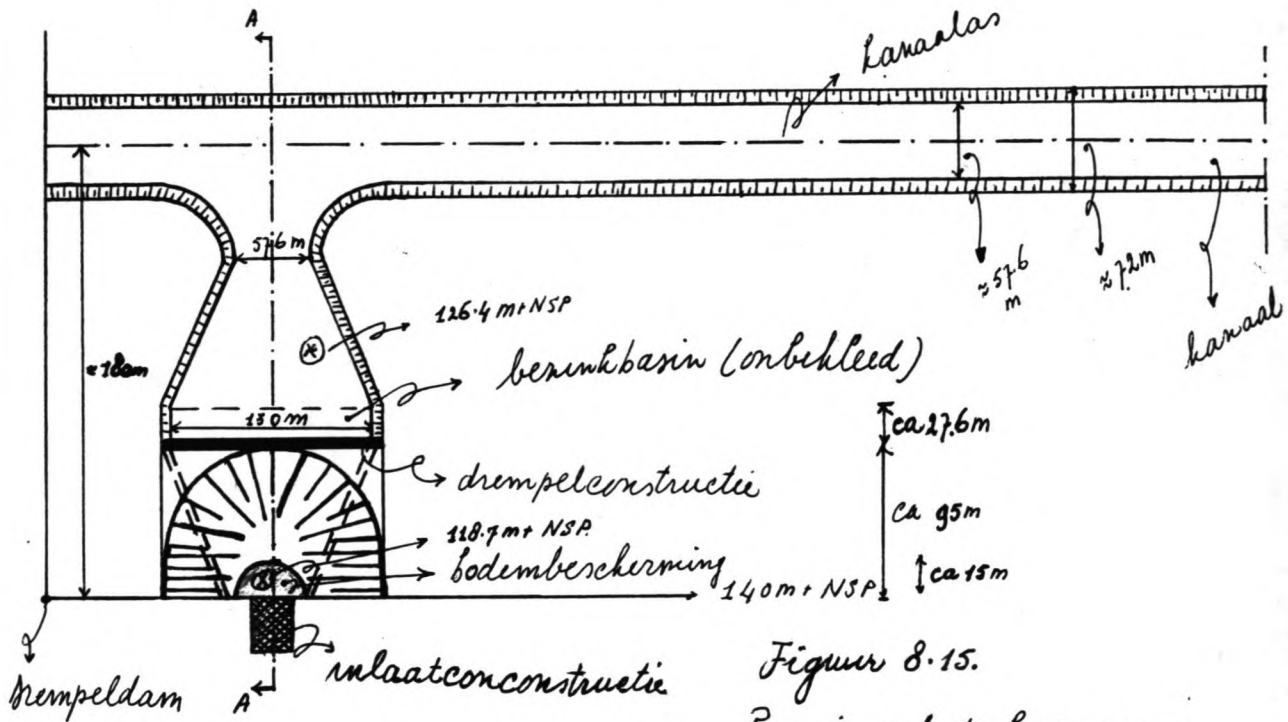
$$V = B \times h \times L = 130 \times 3.6 \times 27.6 = 12917 \text{ m}^3.$$

Binnen het ontwerp worden de laatste berekende waarden aangehouden.  $L \times B \times H = 27.6 \times 130 \times 3.6 \text{ m}^3$ . Tevens wordt opgemerkt dat op de overgang van het bezinkbasin naar het inlaatgedeelte er een drempelconstructie

\*)  $HV \Rightarrow 3.6 + 1.0 = 4.6 \text{ m.}$

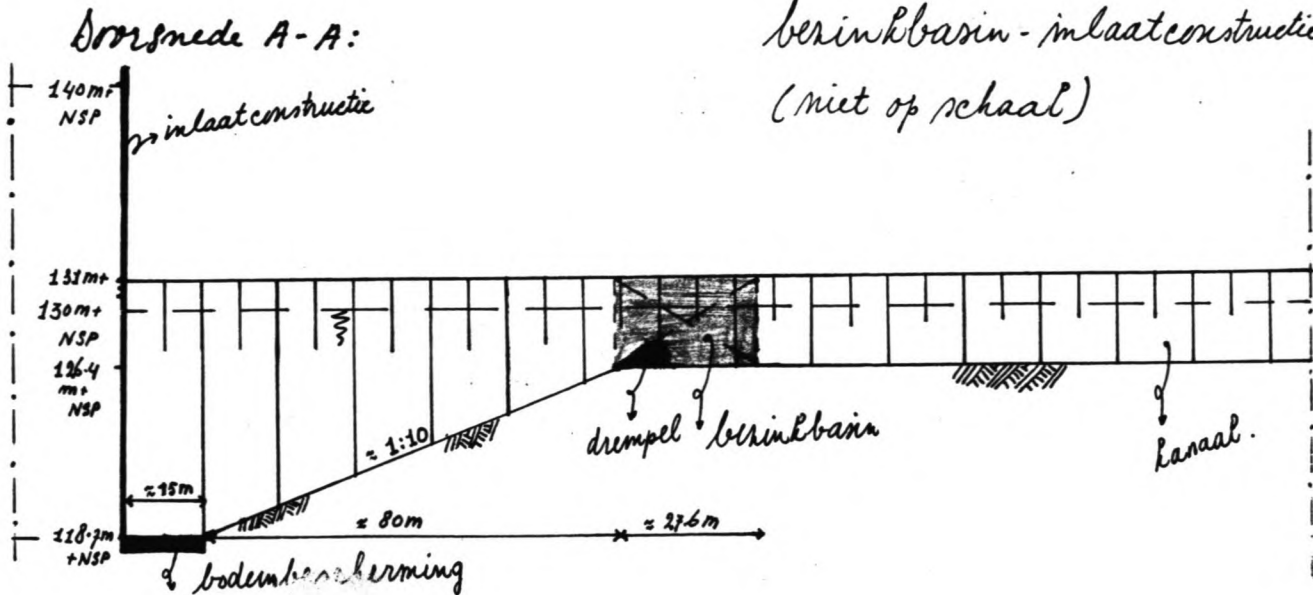


dient te worden aangebracht om te voorkomen dat het in de zandvang bezonken materiaal alsmog in het inlaatgedeelte terecht komt. Voorts zal de bodem direct voor de inlaatconstructie van een beschermende laag (bekleding) dienen te worden voorzien. Onderstaande schetsen geven een beeld van de overgang van het kanaalgedeelte naar het inlaatgedeelte



Figuur 8.15.

Principeschets bovenaanzicht aanvoerkanal-berinkbasin-inlaatconstructie (niet op schaal)



## Hoofdstuk 9. De centrale

### 9.1. Algemene opzet

In hoofdstuk ⑥ (deel ③), waar het te installeren vermogen werd beschouwd, is reeds het één en ander met betrekking tot de turbines bepaald. Het te installeren vermogen is vastgesteld op ca 80 MW, verdeeld over 4 eenheden van elk ca 20 MW (met 3 eenheden voor normaal gebruik en één eenheid in reserve). Het ontwerpdebiet (per turbine) en het ontwerpverval zijn bepaald op ca  $41.7 \text{ m}^3/\text{s}$  respectievelijk 60 m.

De algemene opzet die in dit hoofdstuk wordt nagestreefd, wordt als volgt samengevat.

Vanuit een functionele analyse en de (eventueel) daaruit voortvloeiende eisen met betrekking tot het ontwerp zullen de hoofdafmetingen van de centrale worden bepaald. Met de hoofdafmetingen als basis zal de verdere dimensionering worden voortgezet.

### 9.2. Functionele analyse en ontwerpisen

#### 9.2.1. Functies):

De hoofdfunctie van een waterkrachtwerk, nl. het omzetten van de potentiële energie van water in elektrische energie impliceert de noodzaak van turbines en faciliteiten c.g. pompen teneinde het functioneren van deze turbines op een verantwoorde

manier te doen geschieden. Dit betekent dat haast alle ontwerp-eisen worden afgeleid uit de dimensies e.g. het functioneren van de turbines.

### 9.2.2. Ontwerpeisen.

De volgende algemene ontwerp-eisen worden geformuleerd.

- ① Er dient rekening gehouden te worden met het verschynsel cavitatie.
- ② Teneinde lucht-aan-zuiging te vermijden dient de bovenkant van de uitlaat van de turbines onder de minimale benedenwaterstand in de turbine-afvoertunnel te liggen.
- ③ Eisen met betrekking tot de lengte van de uitlaat-zone.
- ④ Vertraging-verliezen ter plaatse van de uitstroming in de turbine-afvoertunnel dienen minimaal te zijn.
- ⑤ Er dient voldoende ruimte te worden gereserveerd voor de schakel- en stelapparatuur.
- ⑥ In verband met het verplaatsen van zware onderdelen dient er een hydraulisch inclusief kraanbaan aanwezig te zijn.
- ⑦ Er dienen afsluutmiddelen (kleppenhuus, afsluut-schuif turbine-uitlaat) te worden geplaatst teneinde bij eventuele reparatie/onderhoud/calamiteiten de turbines droog te kunnen zetten. Ook de turbine-nunten moeten in dit geval droogzet kunnen worden.

- ⑧ Er dienen reparatie- e.g. onderhoudsruimten aanwezig te zijn ten behoeve van eventuele kleine reparaties en onderhoud. Hierby hoort nog ruimte voor opslag van gereedschap/materiaal te gebruiken by eventuele reparaties en onderhoud.
- ⑨ Ruimte voor bediening en controle van de waterkracht centrale
- ⑩ Eventuele ontvangstruimten voor bezoekers.

Vanuit het gegeven dat de centrale ondergronds wordt gestueerd volgen nog een aantal specifieke eisen.

- ⑪ Vanaf de bovengrond toe- en afvoerleidingen voor transport van (grote) onderdelen (turbines, generatoren).
- ⑫ Eveneens vanaf de bovengrond toe- en uitgangsmogelijkheden voor het bedienend personeel, inclusief vluchtwegen (liften).
- ⑬ Leidingen voor de ventilatie van de centrale  
In verband met de veiligheid (en bedrijfszekerheid) is het raadzaam hierby meerdere leidingen te gebruiken. In geval van uitvallen van ien leiding zou de taak dan kunnen worden overgenomen door een andere. Onder ventilatie wordt hier onbegrepen de afvoer van warmte, die in de centrale zal worden geproduceerd.
- ⑭ Afvoer van (overtollige) vocht en water uit en om

de centrale naar de turbineafvoertunnel

### g.3. Hoofdafmetingen van de centrale

#### g.3.1. Algemeen.

De hoofdafmetingen van een centrale worden in het algemeen bepaald door de karakteristieke turbinedimensies. Gegeven het ontwerpdebiet van ca  $41.7 \text{ m}^3/\text{s}$  en het ontwerpverval van ca 60m dienen dus eerst de turbineafmetingen te worden vastgesteld. In de volgende paragraaf wordt daarop ingegaan. Voor theoretische achtergronden en gebruikte formules wordt verwezen naar Warnick (1984) en Mosonyi (1963, 1965). In eerste instantie is steeds gebruik gemaakt van Warnick, daar deze van recentere datum is. Waar de informatie uit Warnick tekort schiet is teruggewallen op de literatuur die eerder is uitgebracht.

#### g.3.2. De karakteristieke dimensies van de turbineeenheden

##### (a) Uitgangspunten.

①  $H_{\text{netto}} = H_{\text{ontwerp}} = 60 \text{ m}$

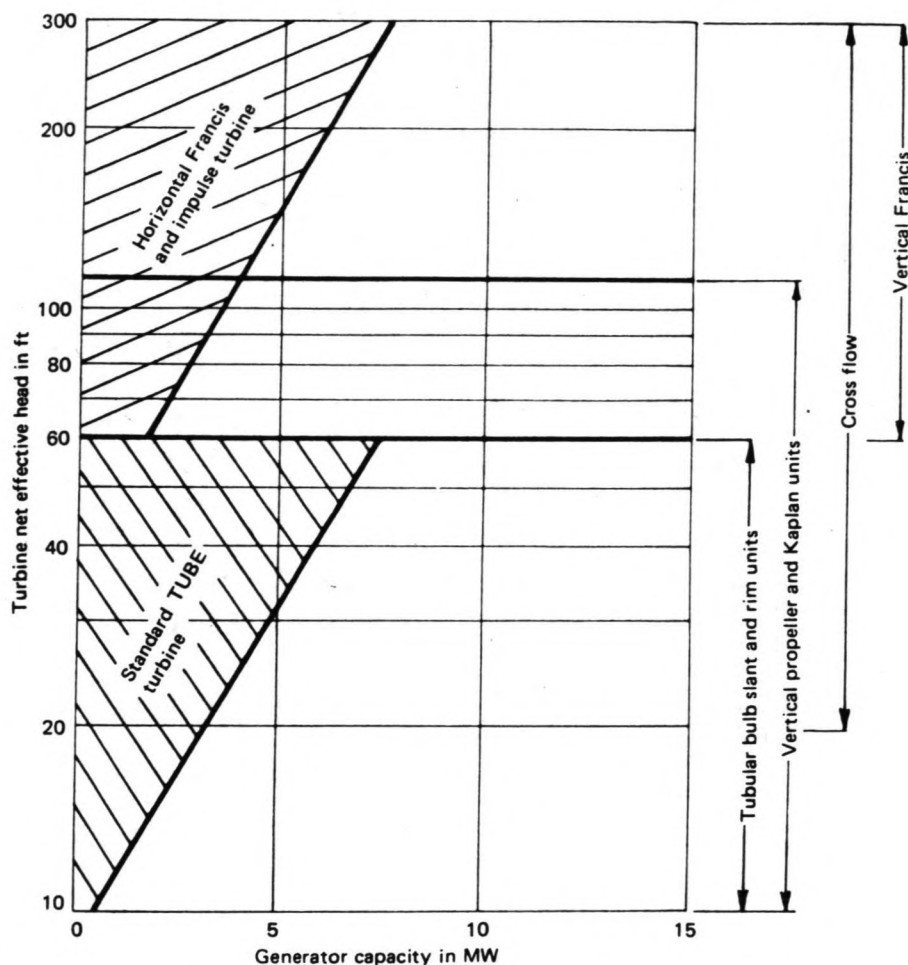
②  $Q_{\text{ontwerp}} = 41.7 \text{ m}^3/\text{s}$  (per turbine)

##### (b) Karakteristieke turbines

\* Type

In hoofdstuk 6 is reeds aangegeven dat bij een verval van ca 60m Francis turbines

voor toepassing in aanmerking komen. Voorts duidt  
 figuur 9.1 op het gebruik van turbines met een  
 verticale asopstelling



Figuur 9.1. Turbinekeuze en asopstelling.

Bron [10]

\* Het specifieke toerental  $n_s$

Onder het specifieke toerental wordt verstaan dat toerental van dezelfde turbine die met een walhoogte van 1 m een vermogen kan leveren van 1 pk (= 0.746 kW). In de literatuur wordt algemeen de volgende formule gebruikt:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{H \sqrt[4]{H}}, \text{ waarin}$$

$n_s = \text{het specifieke toerental [omw/min]}$

$n = \text{het werkelijke toerental [omw/min]}$

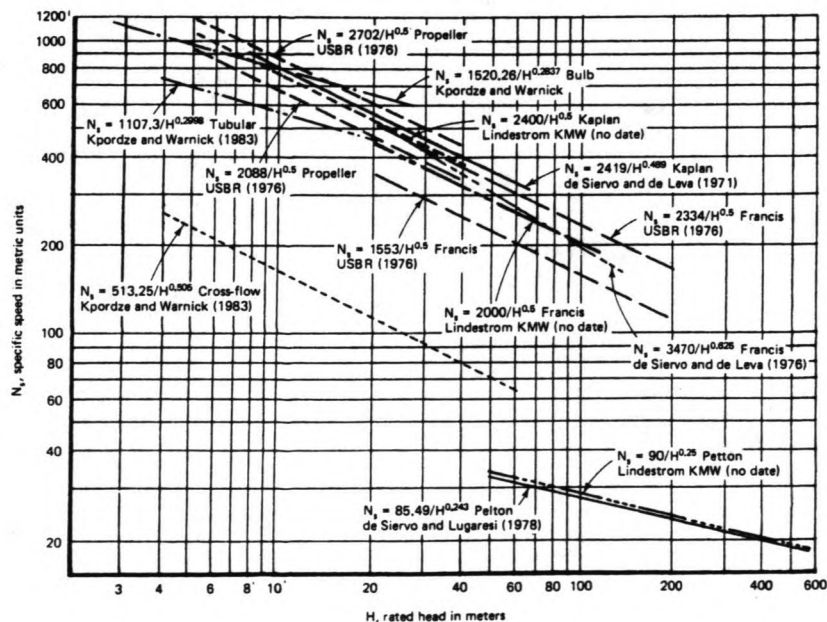
$N = \text{het vermogen [pk]}$

$H = \text{de netto valhoogte.}$

het figuur 9.2. (Warnick) volgt:

$$n_s = \frac{3470}{H^{0.625}} = \frac{3470}{60^{0.625}} = 268.5 \text{ omw/min}$$

$$n = \frac{n_s \times H^{1.25}}{N^{0.5}} = \frac{(268.5) \times (60)^{1.25}}{(20000/0.746)^{0.5}} = 273.8 \text{ omw/min.}$$



Bron [10]

Figuur 9.2.  $N_s$  als "functie" van het verval  $H$ .

Aangewen de opgewekte energie in het net verwerkt moet worden is ten behoeve van de generator de netfrequentie vereist. Voor Suriname is deze frequentie 60 Hz of 60 omwentelingen per seconde. Daar de omwenteling tussen 2 polen geseheid wordt het synchrone toerental bepaald door de volgende relatie:  $n = \frac{120 \times f}{N_p}$ , waarin

$f$  = netfrequentie [Hz]

$N_p$  = het aantal polen; veel vonden van 4 vonden geprefereerd omwille van het eenvoudige bedradingspatroon, doch generatoren met veelvonden van 2 polen zijn ook toepasbaar

Met  $n = 273.8$  en  $f = 60$  Hz:

$$N_p = \frac{120 \times 60}{273.8} = 26.3 \quad \text{Daar } N_p \text{ een geheel en}$$

even getal moet zijn wordt gekozen voor de dichtstbijzijnde waarde van 26. De uiteindelijke werkelijke toerental van de turbine wordt:

$$n = \frac{7200}{26} = 276.9 \text{ omw/min.}$$

$$\text{Het specifieke toerental } n_s = \frac{(276.9) \times (20000/0.746)^{0.5}}{(60)^{1.25}} = 271.5 \text{ omw/min}$$

\* Afvoer diameter van de turbines (= uitlaatdiameter)  $D_3$ .

$$D_3 = (26.2 + 0.211 \times n_s) \times \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (\text{Warnick})$$
$$= (26.2 + 0.211 \times 271.5) \times \frac{\sqrt{60}}{276.9} = 2.34 \text{ meter.}$$

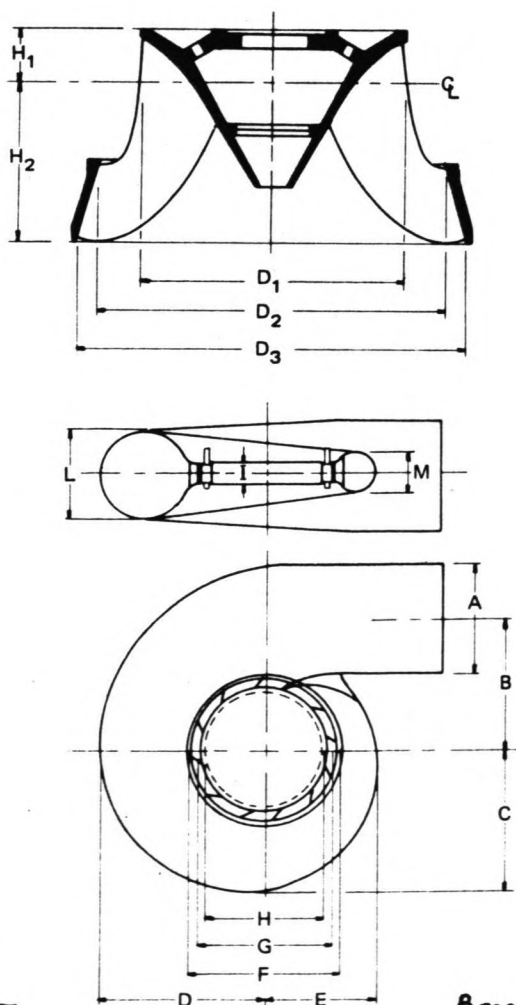
\* De spiraalkast (het slakkenhuis - scroll case)

Bij een verwal en debiet als in dit geval volgt uit de literatuur in het algemeen de toepassing van stalen slakkenhuisen. De absolute melheid bij de inlaat van de spiraalkast wordt gegeven



door de empirische formule  $v = 84.4 \cdot m_s^{-0.44}$   
Met  $m_s = 271.5$  volgt hieruit voor de melheid een  
waarde van  $v = 7.2$  m/s.

\* De andere relevante dimensies van de turbines  
c.q. het stakkenhuis kunnen alle worden afgeleid  
uit de  $D_3$ . Daartoe zijn er empirische relaties  
opgesteld. Met behulp van figuur 9.3 en de daarbij  
behorende relaties volgen de verschillende van  
belang zijnde afmetingen.



Figuur 9.3. Dimensioning layout for typical steel spiral case for Francis turbines. Bron [10]

$$(1) \delta_1/D_3 = 0.4 + 94.5/n_s \Rightarrow \delta_1 = 1.75m$$

$$(2) \delta_2/D_3 = \frac{1}{(0.96 + 0.000386n_s)} \Rightarrow \delta_2 = 2.20m$$

$$(3) H_1/D_3 = 0.094 + 0.00025n_s \Rightarrow H_1 = 0.38m$$

$$(4) H_2/D_3 = -0.05 + 4.2n_s \quad \text{voor } (50 < n_s < 110)$$

$$(5) H_2/D_3 = \frac{1}{(3.16 - 0.0013n_s)} \quad \text{voor } (110 < n_s < 350) \Rightarrow H_2 = 0.84m$$

Deze zijn dus de hoofdafmetingen van de turbines.

Voor de spiraalhart:

$$(6) A/D_3 = 1.2 - \frac{19.56}{n_s} \Rightarrow A = 2.64m$$

$$(7) B/D_3 = 1.1 + \frac{54.8}{n_s} \Rightarrow B = 3.05m$$

$$(8) C/D_3 = 1.32 + \frac{49.25}{n_s} \Rightarrow C = 3.51m$$

$$(9) D/D_3 = 1.50 + \frac{48.8}{n_s} \Rightarrow D = 3.93m$$

$$(10) E/D_3 = 0.98 + \frac{63.60}{n_s} \Rightarrow E = 2.89m$$

$$(11) F/D_3 = 1 + \frac{131.4}{n_s} \Rightarrow F = 3.47m$$

$$(12) G/D_3 = 0.89 + \frac{96.5}{n_s} \Rightarrow G = 2.91m$$

$$(13) H/D_3 = 0.79 + \frac{81.75}{n_s} \Rightarrow H = 2.55m$$

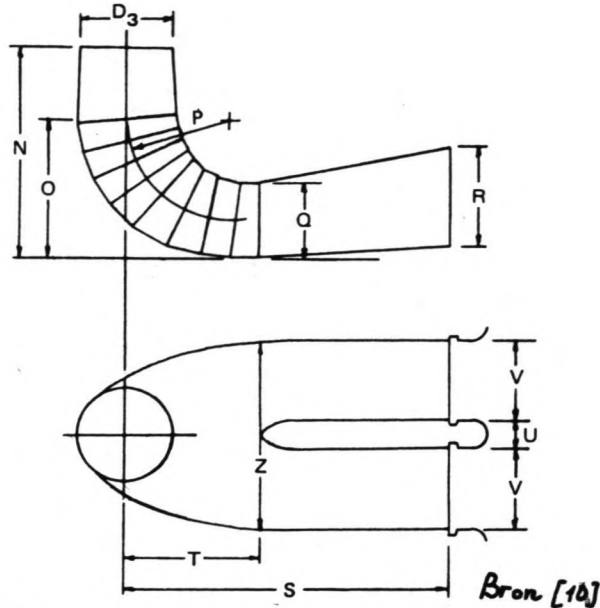
$$(14) I/D_3 = 0.1 + 0.00065n_s \Rightarrow I = 0.65m$$

$$(15) L/D_3 = 0.88 + 0.00049n_s \Rightarrow L = 2.37m$$

$$(16) M/D_3 = 0.60 + 0.000015n_s \Rightarrow M = 1.41m.$$

• Draft tube (turbineuitlaat - zuigbuis).

Zie figuur 9.4.



Figuur 9.4 Dimensioning layout for typical draft tube for Francis turbines.

De absolute snelheid van het water bij de inlaat van de zuigbuis bedraagt volgens de empirische formule  $v_3 = 8.74 + \frac{248}{m_s} = 9.65 \text{ m/s}$ . Met behulp van figuur 9.4 en de bijbehorende relaties volgt voort:

$$(17) \quad N/D_3 = 1.54 + \frac{203.5}{m_s} \Rightarrow N = 5.36 \text{ m}$$

$$(18) \quad O/D_3 = 0.83 + \frac{140.7}{m_s} \Rightarrow O = 3.16 \text{ m}$$

$$(19) \quad P/D_3 = 1.37 - 0.00056 m_s \Rightarrow P = 2.85 \text{ m}$$

$$(20) \quad Q/D_3 = 0.58 + \frac{22.6}{m_s} \Rightarrow Q = 1.55 \text{ m}$$

$$(21) \quad R/D_3 = 1.6 - \frac{0.0013}{\eta_s} \Rightarrow R = 3.75 \text{ m}$$

$$(22) \quad S/D_3 = \frac{\eta_s}{(-9.28 + 0.25 \eta_s)} \Rightarrow S = 10.85 \text{ m}$$

$$(23) \quad T/D_3 = 1.50 + 0.00019 \text{ m/s} \Rightarrow T = 3.63 \text{ m}$$

$$(24) \quad u/D_3 = 0.51 - 0.0007 \text{ m/s} \Rightarrow u = 0.75 \text{ m}$$

$$(25) \quad V/D_3 = 1.10 + 53.7/\text{m/s} \Rightarrow V = 3.05 \text{ m}$$

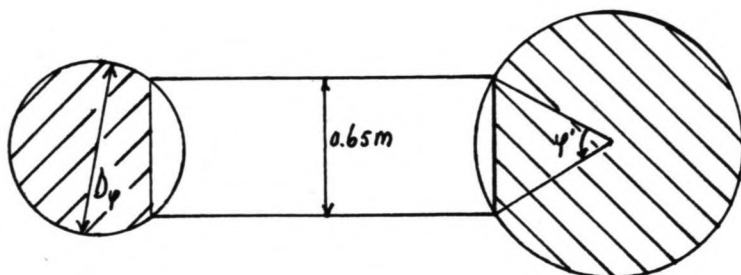
$$(26) \quad z/D_3 = 2.63 + 33.8/\text{m/s} \Rightarrow z = 6.45 \text{ m}$$

Turbinenaaf  $\approx 0.4 D_3 \approx 0.95 \text{ m}$ .

• De vorm van het slakkenhuis.

Om het ontwerpdebiet van  $41.7 \text{ m}^3/\text{s}$  bij een mlaatsnelheid van ca  $7.2 \text{ m/s}$  te kunnen verwerken is ter plaatse van het mlaatgedeelte van het slakkenhuis een doorsnede vereist van  $41.7/7.2 = 5.79 \text{ m}^2$ . Met de eerder bepaalde diameter (A) ter plaatse van  $2.64 \text{ m}$  volgt een doorsnede van  $5.48 \text{ m}^2$ . De uiteindelijke snelheid bij deze doorsnede zal dus  $41.7/5.48 = 7.6 \text{ m/s}$  bedragen. Werkend vanuit de empirisch bepaalde diameter van  $2.64 \text{ m}$  en een doorsnede van  $5.48 \text{ m}^2$  kan de vorm van het slakkenhuis worden bepaald. Het water gaat de turbine binnen via een slakkenhuisvormige buis. Dit slakkenhuis is om het schoepenrad heen gebouwd. Terwijl de buis zich om het schoepenrad heenbuigt verliest het zijn water via de verticale leid schoepen, die een hoogte hebben van  $I = 0.65 \text{ m}$ . Indien nu gesteld wordt dat het water, dat in het slakkenhuis een constante snelheid heeft van  $7.6 \text{ m/s}$  over  $360^\circ$  door de schoepen van de turbine moet zijn afgenomen (verwerkt), dan moet er per graad hoekverdraaiing  $41.7/360 \text{ m}^3/\text{s}$  verdwynen

Anders geïnterpreteerd: Het oppervlak van de buis neemt per graad af met  $5.48/360 \text{ m}^2$ . Het effectieve gedeelte van het oppervlak van de buis is echter niet constant, maar varieert over de lengte van de buis. Zie figuur 9.5.



Figuur 9.5.

Het effectieve gedeelte is allien het gearceerde oppervlak. Over de totale omtrek van de buis kan de volgende relatie worden afgeleid. Gesteld dat het oppervlak bij  $0^\circ$  begint, dan bedraagt de benodigde oppervlakte bij  $\varphi^\circ$

$$A_\varphi = \frac{\varphi}{360} * \frac{41.7}{\bar{v}} \Leftrightarrow$$

$$\varphi = \frac{A_\varphi}{41.7} * 360 * \bar{v} \quad (*), \text{ met } \bar{v} = 7.6 \text{ m/s}$$

$\varphi$  = omtrekshoek van de buis.

Stel dat de buis bij  $\varphi^\circ$  een doorsnede heeft van  $D_\varphi \text{ m}$  diameter. Het effectieve oppervlak wordt nu:

$$A_{\varphi \text{ eff}} = \frac{1}{4} \pi D_\varphi^2 - \frac{\varphi'}{360} * \frac{1}{4} \pi D_\varphi^2 + \frac{1}{2} * \frac{1}{2} D_\varphi \cos \frac{\varphi'}{2}$$

$$\varphi' = 2 \arcsin \frac{1/2}{\frac{1}{2} D_\varphi} = 2 \arcsin \frac{1}{D_\varphi}$$

Ingewuld in (\*) levert dit op:

$$\varphi = \frac{\frac{1}{4}\pi D\varphi^2 + \frac{1}{4}ID\varphi \cos \varphi/2 - \frac{1}{360} * 2 \arcsin \frac{1}{4} \frac{I}{D\varphi}}{41.7} * 360 * 7.6$$

waarin  $D\varphi$  loopt van 0.65 m tot 2.64 m.

Hieruit is de vorm van het slakkenhuis te construeren. Uit het berekende in deze paragraaf kan vervolgens de vorm van het totale turbinehuis worden afgeleid.

Voorafgaande aan de dimensionering is met voortgezet literatuuronderzoek gebleken dat het vakgebied van het turbineontwerp tamelijk dynamisch is. Wat wil zeggen dat met de voortschrijding van de techniek het ontwerp steeds doelmatiger en efficiënter wordt; resulterend in steeds kleinere afmetingen van de turbines en dus van de centrale, waaraan lagere investeringskosten voortvloeien. Bovenstaande wordt duidelyk gemaakt met de volgende beschouwing.

De eerdere berekeningen m.b.t. de karakteristieke dimensies van de turbines m.b.v. Warnick (1984) zijn gebaseerd op relaties afgeleid uit het experimentele werk van de Sieris en de Heva (1976). Zie naar aanleiding hiervan een artikel "Modern trends in selecting and designing Francis turbines" in Water Power and Dam Construction van augustus 1976. In november 1987 verscheen, eveneens in Water Power and Dam Construction het artikel "Designing Francis Turbines: trends in the last decade." van de hand van A. Lugaresi en A. Mana, als "updating" van het werk uit 1976. Beide artikelen gaan in op de tendens gedurende de

laatste jaren om by eenzelfde H<sub>netto</sub> hogere toerentallen toe te passen. In het laatstgenoemde artikel wordt bijvoorbeeld een empirische relatie gegeven ter bepaling van de  $\delta_3$ :  $\delta_3 = Q^{0.5} / 2.9$ .

Met  $Q = 41.7 \text{ m}^3/\text{s}$  levert dit nu voor  $\delta_3$  op:  $\delta_3 = \frac{(41.7)^{0.5}}{2.9} = 2.25 \text{ m}$

en deze waarde blijft dus toch ruim 10 cm kleiner te zijn dan de eerder bepaalde  $\delta_3 = 2.34$  meter. Beide genoemde artikelen zijn opgenomen in de bijlagen van hoofdstuk 9.

Hoewel het mogelijk blijkt om m.b.v. de bestaande literatuur de turbines te dimensioneren, is met het oog op steeds optredende vernieuwingen dit enigzins anders geschied. Teneinde het ontwerp "actueel" uit te voeren zijn de uiteindelijke karakteristieke afmetingen van de turbines vastgesteld in overleg met het Zwitserse bedrijf Sulzer Escher Wyss Ltd. Zie bladzijden 117, 118 en 119. Het doel van dat overleg was tweeledig:

- ① Controleren (en vergelyking) van de eigen berekeningsresultaten op basis van literatuuronderzoek.
- ② Een poging om het ontwerp zo "actueel" mogelijk op te zetten. Bedoeld wordt hier de bepaling van de karakteristieke afmetingen van de turbines op grond van de meest recente berekeningmethoden.

De technische ontwikkelingen op het gebied van de





Approx. Kalkulation fuer vertikale Francisturbinen  
-----

PROJEKT: JAI MARO  
1 Maschine(n)

VAR:

Berechnungsdaten:  
Spiraldurchmesser  
Leitraddurchmesser  
Max. Fallhoehe

Dd = 2600 [mm]  
Do = 2445 [mm]  
H max = 60.0 [m]

Ergebnis  
-----

- ohne Spurlager + Bock
- ohne Durchflusskompensator
- ohne Absperrorgan
- Lieferung aus der Schweiz

Die Ergebnisse gelten fuer 1 Turbine(n)

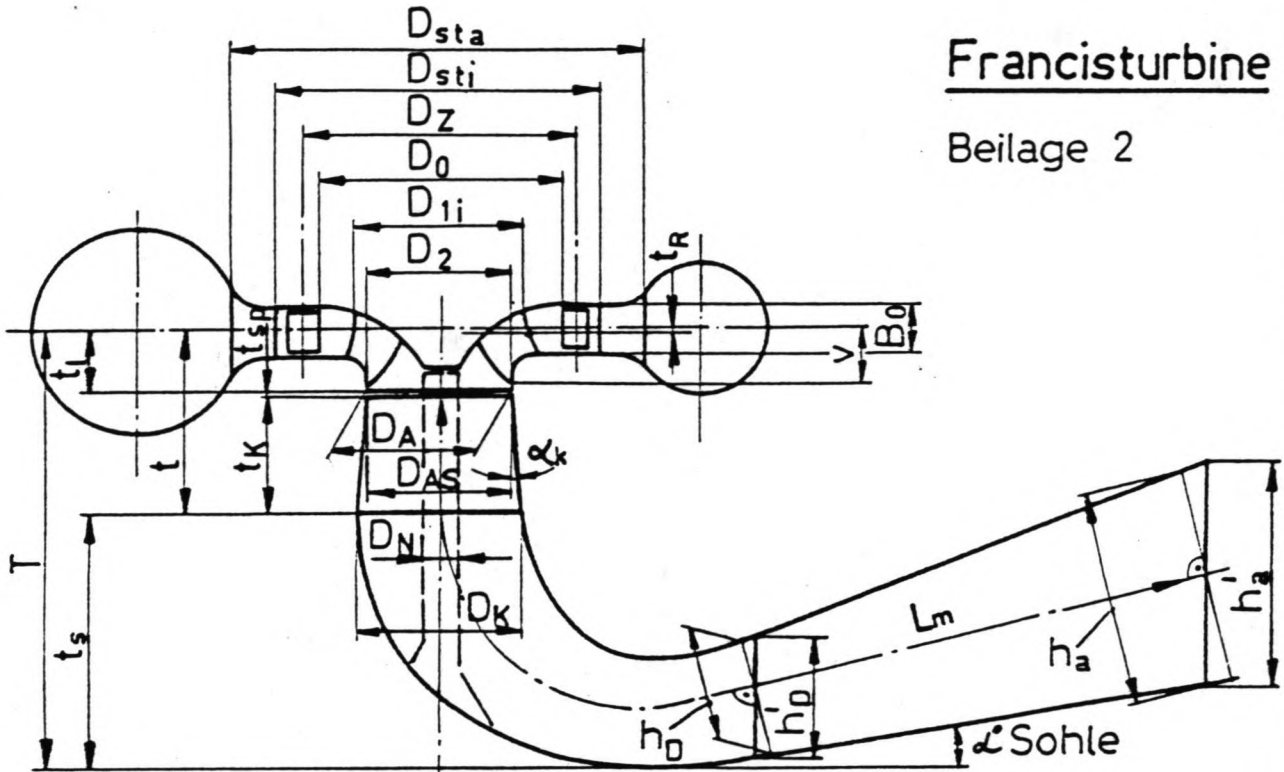
Gewicht 103000 kg  
Fabrikationsstunden 17800 h  
Selbstkosten unverp. ab Werk ZE 099 4290000 Fr

NE-ZE 105 .....  
SEKOV-ZE 200 bis 290 .....  
BVP-ZE 320 verp. ....

§  
§  
Fr


Francisturbine

Beilage 2



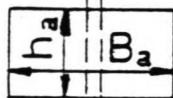
Saugrohr Austritt:

Kreisförmig

$$A_a = \frac{\pi}{4} D_a^2$$


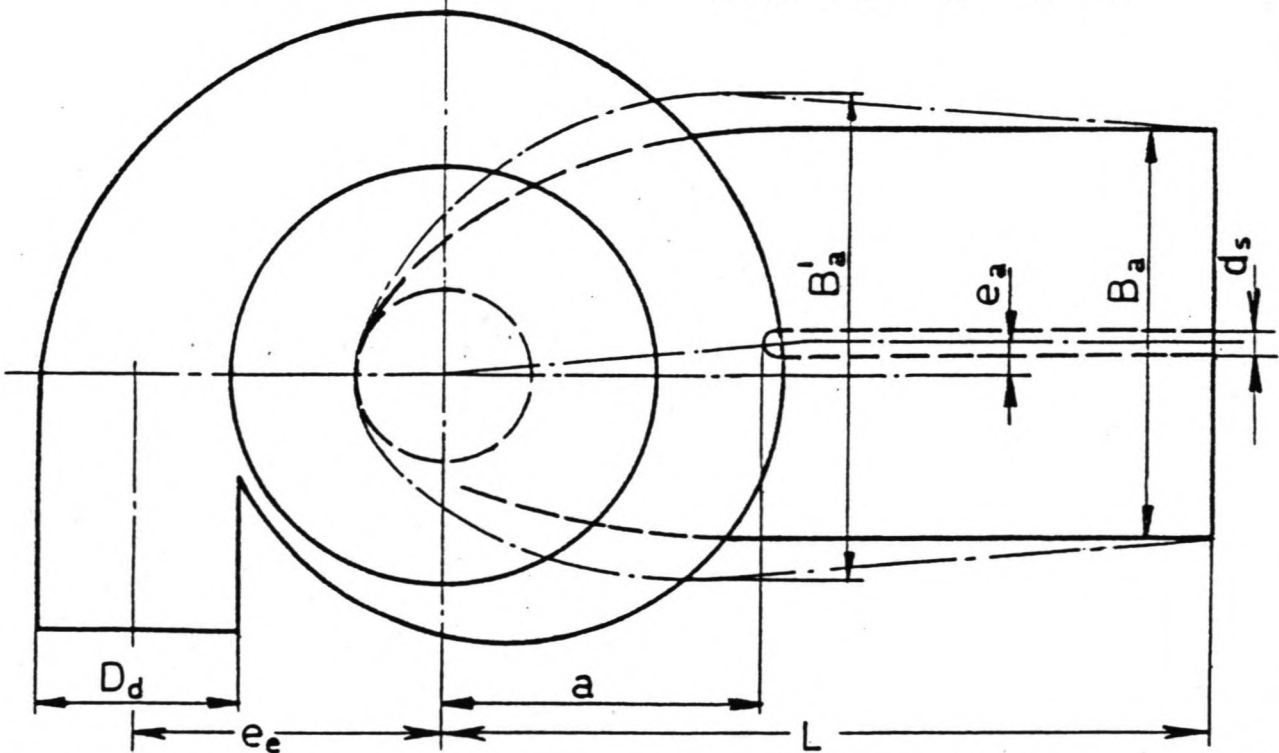


Rechteckig



$$A_a = h_a \cdot B_a$$

$$\text{bzw. } A_a = h_a \cdot (B_a - d_s)$$



turbinebouw worden doorgaans vastgesteld m.b.v. modelonderzoek. Maar dit per turbinebouwer (uiteeraard) afzonderlijk geschiedt is het zeer wel mogelijk dat er hierin verschillen kunnen optreden. In de bijlagen van hoofdstuk 9 zijn nog de resultaten opgenomen van correspondentie met het Franse bedrijf Neyrpic. Dezelfde basisgegevens (ontwerpdebiet en ontwerpverval) gaven in dit geval bij twee verschillende turbinebouwers twee verschillende uitkomsten. Hoewel de verschillen niet al te zeer uiteentlopen is toch besloten om de informatie van Sulzer Escher Wyss Ltd. als uitgangspunt te kiezen voor het verdere ontwerp, daar deze in de verschillende gegevens iets uitgebreider is. Dit houdt tevens in dat de resultaten van Neyrpic in het ontwerp verder niet meer aan de orde zullen komen.

g.3.3. Het verschynsel cavitatie en de invloed daarvan op de diepteligging van de turbines.

g.3.3.1. Het verschynsel cavitatie.

Volgens Warnick (1984) is cavitatie gedefinieerd als de vorming van leegten in een lichaam waar vloeistof doorstromt (of rondom een bewegend lichaam in vloeistof) als de lokale druk lager is dan de dampdruk en de vloeistofdeeltjes zich niet kunnen hechten aan de begrenzingen aan de uitgang. Het niet (kunnen) hechten van de deeltjes aan de begrenzingen

gebeurt wanneer er onvoldoende interne druk aanwezig is in de vloeistof om de traagheid van de bewegende deeltjes te boven te komen en hen te dwingen een voldoende gekromde baan te maken langs de begrenzingen; de leegten vullen zich daardoor met damp van de vloeistof en resulteren in dampbelletjes. Omdat de traagheid van de bewegende deeltjes van de vloeistof varieert met het kwadraat van de snelheid en omdat hoe groter de traagheid, hoe groter de vereiste druk om de deeltjes te dwingen een gekromde baan te volgen, wordt het duidelyk dat cavitatie verbonden is aan drie condities:

- ①. Hoge snelheden
- ②. Lage drukken
- ③. Abrupte verandering van de richting van de stroom.

De holtevorming (het effect daarvan), die veroorzaakt wordt door cavitatie, is er de oorzaak van dat bijvoorbeeld metaal beschadigt (wordt aangetast) bij imploderen van de dampbelletjes.

#### 9.3.3.2. Cavitatieparameter.

Om cavitatie beter te kunnen begrijpen is het noodzakelyk om het verschynsel fysisch te omschrijven. De cavitatieparameter is een kwantitatieve index die de voornaamste

melheids- en drukcondities definiëert welke betrekking hebben op het verschynsel. Gewoonlijk de verhouding van druk- en melheidshoogte. De formule gegeven door Knapp, Baily en Hammit (Warnick, 1984):

$$K = \frac{(p_0 - p_b) / \rho g}{v_0^2 / 2g}, \text{ waarin}$$

$K$  = cavitatieparameter.

$p_0$  = absolute druk in een referentiepunt  $[N/m^2]$

$p_b$  = " " " " dampbelletje  $[N/m^2]$

$\rho$  = dichtheid water  $[kg/m^3]$

$v_0$  = stroomsnelheid  $[m/s]$

$g$  = zwaarte-krachtsversnelling  $[m/s^2]$

Voor gebruik t.b.v. turbines kan dit geschreven worden in de vorm:

$$K_d = \frac{H_d - H_v}{v_d^2 / 2g}, \text{ waarin}$$

$K_d$  = cavitatieparameter van de stroming bij de uitlaat van de turbine  $[-]$ .

$H_d$  = druckhoogte bij de uitlaat van de turbine  $[m]$ .

$H_v$  = dampdruckhoogte  $[m]$ .

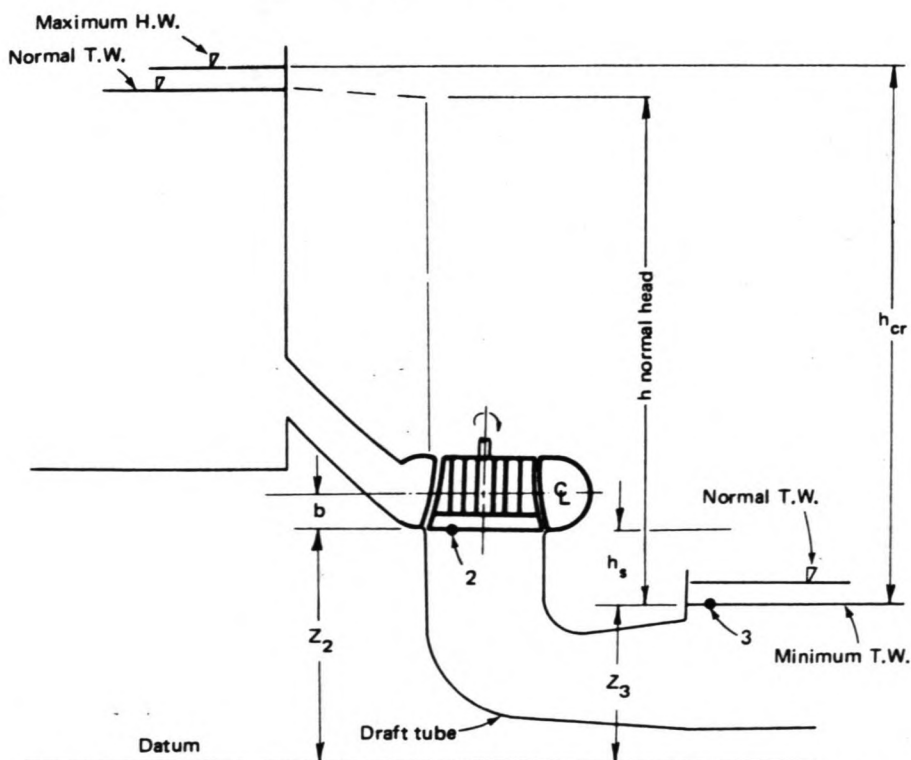
$v_d$  = gemiddelde melheid bij de uitlaat van de turbine  $[m/s]$

In praktische zin is de cavitatieparameter de verhouding tussen de druk beschikbaar voor het

imploderen ( $H_d - H_v$ ) en de dynamische druck beschikbaar voor het tot stand brengen van de vorming en groei van de holtevorming, welke de snelheidshoogte is in het referentiepunt, gewoonlijk genomen bij de uitlaat van de turbine. Het volgende kan de parameter beïnvloeden: viscositeit, zwaartekracht, oppervlaktenspanning, thermodynamische eigenschappen van water en waterdamp. Voor koud water spelen de thermodynamische effecten geen rol.

### g.3.3.3. Cavitatiecoëfficiënt (Thoma-getal)

Gebruikelijker in de turbineindustrie en ingenieurspraktijk is een coëfficiënt of turbineconstante welke bekend staat als de plaats  $\sigma$  ( $\sigma$ ), Thomagetal of cavitatiecoëfficiënt. Hieronder zal  $\sigma$  worden afgeleid.



Figuur 9.6

Diagram for defining cavitation coefficient parameters.

Bron [10]

uit figuur 9.6. volgt:

$$v_2^2/2g + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 = v_3^2/2g + \frac{p_3}{\rho g} + \Delta H_{2-3} \quad (1)$$

verder is bekend dat:

$$v_2 = C \sqrt{2gh} = K_1 \sqrt{h} \quad (2)$$

$$v_3 A_3 = v_2 A_2 \Rightarrow v_3 = v_2 A_2 / A_3 = K_2 \sqrt{h} \quad (3)$$

$$\Delta H_{2-3} = f L v_{2-3}^2 / 2dg = K_3 \sqrt{h} / 2g \quad (4)$$

Substitutie van (2), (3) en (4) in (1):

$$\left( \frac{K_1^2}{2g} - \frac{K_2^2}{2g} - \frac{K_3^2}{2g} \right) * h = \frac{p_3}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + z_3 - z_2$$

$\sigma$  wordt gedefiniëerd als:

$$\sigma = \frac{K_1^2 - K_2^2 - K_3^2}{2g}$$

verder geldt:  $h_s = z_3 - z_2$  [m].

$$\frac{p_3}{\rho g} = \frac{p_{atm.}}{\rho g} = h_a \text{ [m]}$$

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{dampdruk}}{\rho g} = h_v \text{ [m]}$$

Resultaat:  $\sigma = \frac{h_a - h_v - h_s}{h}$ , (5) waarin

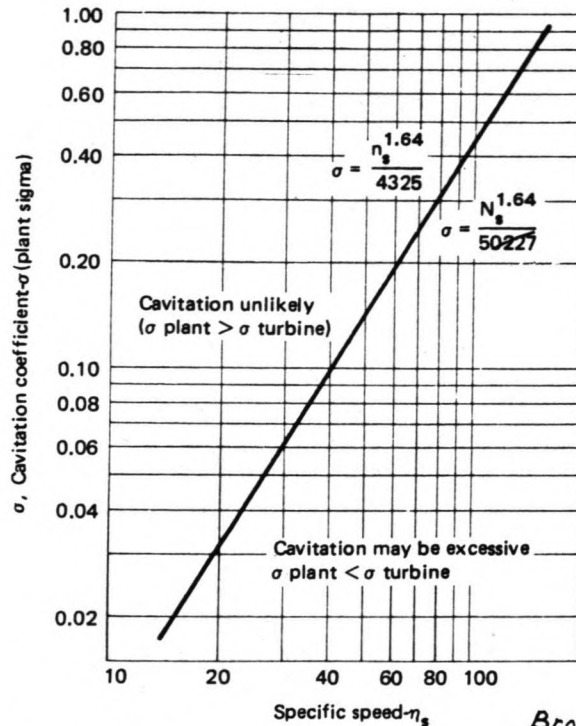
$\sigma$  = cavitatiecoëfficiënt. [-]

$h_s$  = niveauverschil tussen het peil van de minimale benedenwaterstand en het referentiepunt m.b.t. cavitatie bij de uitlaat van de turbine ( $H_s$ ) [m].

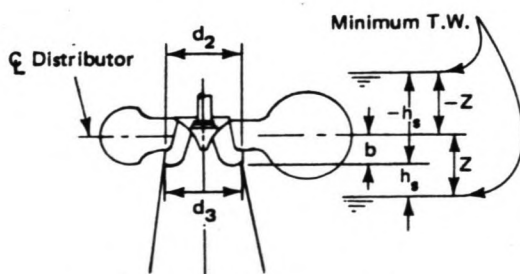
$h_a$  = atmosferische drukhoogte ( $H_a$ ) [m]

$h_v$  = dampdrukhoogte bij de betreffende watertemperatuur ( $H_v$ ) [m].

In de praktijk wordt de cavitatiecoëfficiënt als functie van het specifieke toerental gegeven. Figuur 9.7. geeft daar een voorbeeld van.

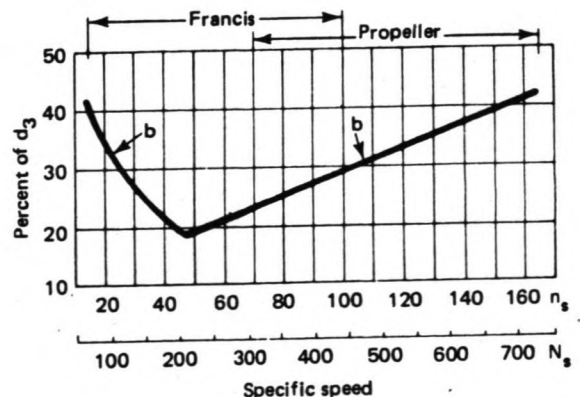


Figuur 9.7. Experience curve for recommending cavitation coefficient limit. SOURCE: U.S. Bureau of Reclamation.



- $h_{cr}$  = Critical head in ft or m
- $h_s$  = Distance from  $d_2$  to minimum T.W. in ft or m
- $h_s = h_b - \sigma h_{cr}$  ft or m
- $Z$  =  $\zeta$  distributor to minimum T.W. ft or m
- $Z = h_s + b$  = Total draft head
- $d_2$  = Least diameter through shroud in ft or m
- $d_3$  = Discharge diameter of runner in ft or m
- $b$  = Distance from  $d_2$  to  $\zeta$  of distributor in ft or m

(a)



(b)

Experience curve for recommending total draft head. SOURCE: U.S. Bureau of Reclamation.

Bron [10]



Cavitatie is van belang omdat deze de diepteligging van de turbines bepaalt. In de praktijk wordt m.b.v. de formule  $h_s = h_f - \sigma h_{cr}$  gewerkt, waarbij  $h_f = h_a - h_v$  is de barometrische druchhoogte [m],  $h_s =$  hoogteverschil tussen onderkant turbinebladen en het waterspiegelniveau aan de uitstroomzijde [m].

De diepteligging van de turbines wordt hiermede dus vastgelegd t.o.v. de benedenwaterstand [m].

Ter vergelijking wordt de diepteligging met behulp van de eigen berekeningsresultaten beschouwd. Werkend met figuur 9.7.

$$\sigma = \frac{n_s^{2.64}}{50227} = \frac{(271.5)^{2.64}}{50227} = 0.196.$$

- maximale bovenwaterstand: 138 m + NSP.
- gemiddelde bovenwaterstand: 135 m + NSP.
- minimale benedenwaterstand (dat in de energieberekeningen in hoofdstuk ⑤ als constant is verondersteld): 75 m + NSP.
- gezien de eerder vastgestelde verliezen (zie hoofdstukken ⑦ en ⑧), die in de orde van cm's liggen, wordt de totale sH-verliezen conservatief afgeschat op ca 0.25 m.
- maximale watertemperatuur wordt geschat op ca 30°C.

uitgaande van tabel 7.2. uit Warnick (1984),  
zie bylagen hoofdstuk 9:

$$h_a = 10.351 - \frac{75}{100} * (10.351 - 9.751) = 10.261 \text{ m}$$

$$h_v = 0.435 \text{ m (geschat).}$$

$$h_b = h_a - h_v = 10.261 - 0.435 = 9.826 \text{ m.}$$

$$h_{cr} = 138 \text{ m} + \text{NSP} - 75 \text{ m} + \text{NSP} - 0.25 \text{ m} = 62.75 \text{ m.}$$

$$\text{Met } h_s = h_b - \sigma * h_{cr} \Rightarrow 9.826 - 0.196 * 62.75 =$$
$$= -2.473 \text{ m,}$$

$$\text{dus } h_s = -2.473 \text{ m.}$$

uit figuur 9.7:  $B = K * \delta_3$

$$n_s = 271.5 \Rightarrow K = 0.225; \delta_3 = 2.34 \text{ m.}$$

$$B = 0.225 * 2.34 = 0.527 \text{ m.}$$

Dus assen van de turbines op:

$$\text{NSP} + 75 \text{ m} - 2.473 + 0.527 = \text{NSP} + 73.05 \text{ m.}$$

Vergelijk dit resultaat nu met de uitkomst  
volgens figuur 3 uit het artikel van  
de Siervo en de Leva:  $\sigma = 0.195$

$$h_s = 2.70 \text{ m}$$

By een minimale benedenwaterstand op ca  $\text{NSP} + 75 \text{ m}$

$\Rightarrow$  assen van de turbines op  $+75 - 2.70 + 0.53 = +72.83 \text{ m}$

Ook hier treden er verschillen op.

9.3.4. De dimensies van het turbinegebouw.

• Diepteligging.

De berekeningen volgens Sulzer Escher Wyrn

geven aan:  $H_s = -4.96$  bij  $\sigma = 0.241$ . Uitgaande van deze waarde voor het ontwerp komt de as van een turbine terecht op  $NSP + 75m + H_s + v =$   
 $= NSP + 75m - 4.96m + 0.83m$   
 $= +70.87m.$

Om praktische redenen wordt deze waarde afgerond op  $NSP + 70.85m.$

- In de ontwerp-eisen is gesteld dat, teneinde lucht-aan-zuiging te voorkomen, de uitlaat van de "draft tube" onder water dient te blijven. In de literatuur worden voor de onderdompelingsdiepte waarden van ca 0.50 à 0.75m gehanteerd. Voor dit geval wordt deze gesteld op ca 0.75m, zodat de bovenzijde van de uitlaat van de "draft tube" terecht komt op ten hoogste ca  $74.25m + NSP$

- Lengte, breedte en hoogte.

Omdat er hier sprake is van een ondergronds ontwerp en de economie, vooral voor een dergelijk alternatief, niet uit het oog mag worden verloren, zullen in het algemeen de richtwaarden uit de literatuur voor de lengte-, breedte- en hoogte-afmetingen als functie van de turbine-afmetingen niet direct toepasbaar kunnen zijn. Wel blijven de afmetingen direct afhankelijk van de dimensies van de turbines en generatoren. Zie hiervoor de

ettelijke voorbeelden in Mosonyi (1965).

Bepalend voor de breedte van de hal wordt nu de overspanning van de kraan. Deze is afhankelijk van (behalve het eigengewicht) het gewicht van de turbine e.g. generator (welke maatgevend is), omdat de kraan daarop gedimensioneerd dient te worden. Daarom moet, voordat de uiteindelijke breedtedimensies kunnen worden bepaald, eerst het turbine-e.g. generator-gewicht in berekening genomen worden.

• Turbine

Met Mosonyi I (1963):

Gewicht  $G_t = (1.2 \text{ à } 1.8) \times D_3^3$  [ton].

Met  $D_3 = 2.31 \text{ m}$  (Sulzer)  $\Rightarrow G_t = 1.8 \times (2.31)^3 \approx 23 \text{ ton}$   
 $\approx 225 \text{ kN}$ .

• Generator.

Gewicht  $G_g = k \sqrt{\frac{N_N}{n}} - 85$  [ton], waarin

$n$  = het werkelijke toerental [omw/min]

$k$  = 25-32, voor snellopers hogere waarden.

$N_N$  = het schynbaar vermogen in kilovolt-

Ampère (kVA) =  $\frac{N}{\cos \varphi}$  met  $\varphi$  is een factor afhankelijk van de generator.

- $n = 300$  (Sulzer)
- $k = 30$
- $N = 20000 \text{ kW}$
- $\varphi = 0.85$

$\Rightarrow N_N = \frac{20000}{0.85} = 23530 \text{ kVA}$

$G_g = 30 \times \sqrt{\frac{23530}{300}} - 85 = 180 \text{ ton}$   
 $\approx 1765.8 \text{ kN}$ .

Voorz. m.b.v. het artikel "Data for Preliminary Estimates" (bijlagen hoofdstuk ③)

- o diameter generator  $\approx 225$  inches  $\approx 5.75$  m.
  - o turbine-naaf  $\approx 0.4 D_3 \approx 0.925$  m; lengte  $\approx 0.8 D_3 \approx 4.50$  m.
  - o gewicht draaiende deel generator  $\approx 50$  à  $55\%$  van het totale gewicht van de generator, dus  $\approx 0.55 \times 180 \approx 100$  ton  $\approx 980$  kN. Het gewicht (eigenlijk de massa) van de turbine was  $\approx 23$  ton. Maatgewend is dus het gewicht van de generator. Een kranen met een capaciteit van  $105$  à  $110$  ton ( $\approx 1080$  kN) zou volstaan.
  - o h.o.h. afstand turbines ca  $11.50$  m.
- Deze waarde volgt ook uit Guthrie Brown (1958). Zie figuur 9.8. waarin  $D_2$  overeenkomt met wat eerder als  $D_3$  is vastgelegd.

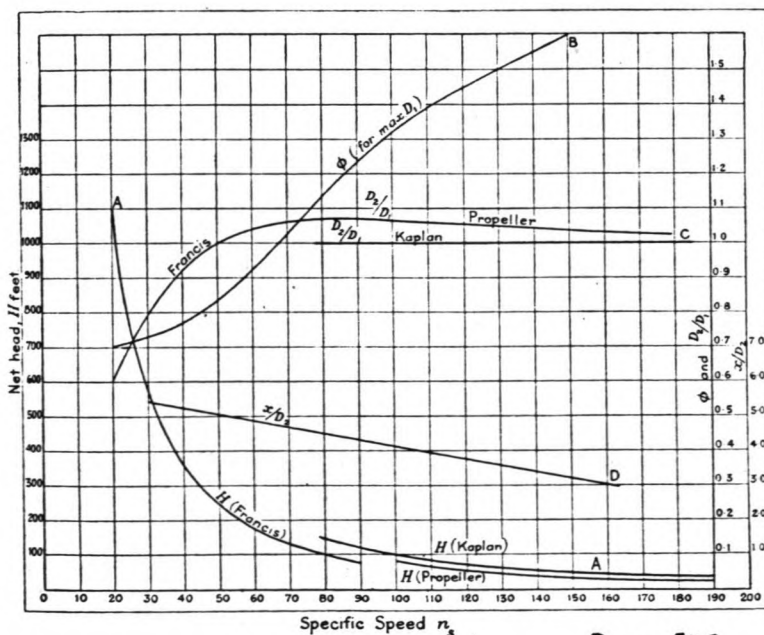


Fig. 9.8. — Turbine design curves

Bron [13]

- o overspanning kraan ca 1600 meter.
- o afstand generatorvloer tot rail van de kraanbaan ca 13.00 m.
- o afstand onderkant "draft tube" tot de as van de turbines ca 6.1 m (Sulzer).
- o afstand onderkant "draft tube" tot de bovenzijde van het slakkenhuis  $6.1 + 1.3 \approx 7.4 \text{ m} \approx 7.5 \text{ m}$ . (Sulzer)
- o bovenzijde slakkenhuis tot onderkant generator ca 4.00 m.

Uit het bovenstaande volgt voor de:

\* breedte:  $B = 16 + 2 \times 1 \text{ m}$  (voor kolommen en wanden van de hal)  
 $\approx 18.00 \text{ meter}$

- \* hoogte:
- hoogte van de hal vanaf de onderkant van de zuigbuis tot de kraanrail  $\approx 24.50 \text{ m}$ .
  - maximum vrije ruimte boven de kraan gerekend op ca 4.00 meter.
  - dikten turbine-/generatorvloer + dakconstructie tezamen met de hoogte van de kraanligger wordt gerekend op 2.50 à 4.00 m.

De totale hoogte volgt uit een sommatie van de drie waarden en bedraagt ca 32.00 à 34.00 meter.

- \* lengte: - indien aan weerszijden van de uiterste turbines en (eventuele) tuimelwanden wordt gerekend met  $\approx \frac{1}{2} \times h.o.h$  afstand van de turbines wordt de lengte van de turbine-

hal allien  $4 \times 11.5 \times 46$  meter.

- erenblageruimte met lengte van ca  $1.5 \times$  generator  $\approx 8.5$  meter.

De totale lengte wordt dan ca 54.5 meter. Met de eudwanden erbij wordt de totale lengte van de hal geschat op ca 55.0 meter.

De hal krijgt aldus de volgende afmetingen:

$L \times B \times H = 55 \times 18 \times 34$  meter. Dit wordt dus de netto net te springen ruimte t.b.v. de turbinahal.

- Bijkomende ruimten e.g. onderdelen.
  - opslag van materiaal/materieel.
  - ventilatie.
  - afvoer overtollige vocht/water.
  - leidingen naar schakelstation bovengronds
  - kleppenhuys voor de turbines in combinatie met stalen broekstuk vanuit drukschacht naar de turbinekleppenhuizen.
  - afsluitschuiwen achter de uitlaat van de "draft tube".
  - Ingang/uitgang voor het personeel.
  - werkrumten voor het personeel.

De afmetingen en volumina van dese ruimten worden, behalve door uiteraard de constructieve eisen, bepaald door factoren als economie,

plaatselijke condities, eisen gesteld door de toegepaste apparatuur en eisen m.b.t. het totaal van het waterkrachtwerk. Binnen dit onderzoek komen deze onderdelen verder niet aan de orde. In de later op te zetten principeschetsen zullen de dimensies daarvan worden afgeschat op basis van een vergelijking met reeds bestaande werken. In een (eventueel) uiteindelijk ontwerp voor realisatie zal de dimensieering van de aangehaalde onderdelen wel ter hand genomen moeten worden.

#### 9.4. Enige algemene opmerkingen en veronderstellingen met betrekking tot het constructief ontwerp.

Gegeven de situatie van een ondergrondse centrale is het in het algemeen mogelijk om afhankelijk van de condities, waaronder de rots (in dit geval) zich bevindt optredende belastingen geheel of gedeeltelijk voor rekening te laten komen van de omringende rots. Met een haast totale onbekendheid van de plaatselijke omstandigheden op de betreffende diepte van ca NSP+75m en de eigenschappen van de rotsformatie is het zeer moeilijk om schattingen in die richting te doen e.g. een bepaald aandeel van de rots in de draagwerking van het geheel af te schatten (zie deel (A), hoofdstuk ③). In het onderstaande wordt een aantal belastingen opgesomd, dat mogelijk kan



optreden en waarvan de grootte al dan niet bekend is of kan worden afgeschat.

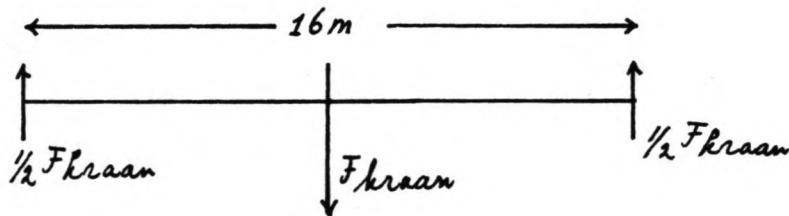
• Belastingen.

- ① Belastingen t.g.v. waterdruk. Deze zijn onbekend. Aangenomen wordt dat met een gemiddelde grondwaterstand in de omgeving op ca 120 m + NSP op een diepte van ca 75 m + NSP de rots verzadigd zal zijn met water. Dit betekent dat, teneinde wateroverlast te voorkomen, de rotswanden van de centrale dienen te worden bekleed. Voorgesteld wordt (in overleg met de begeleiding) om de wanden te voorzien van een laag (waterdicht) beton, waarvan de dikte wordt geschat op ca 0.40 m. Het dak krijgt een geschatte dikte van ca 0.50 m en een enigszins gebogen vorm om de krachten vanuit het dallichaam beter te kunnen overbrengen naar de omliggende rots
- ② Belastingen t.g.v. de kraan + last (F<sub>kraan</sub>).
- ③ Belastingen t.g.v. de generator.  $F_g \approx 1766 \text{ kN} (*4)$
- ④ Belastingen t.g.v. het eigen gewicht van de betonnen onderdelen (dak, wanden en vloeren)
- ⑤ Stroomingsdrukken (alleen in bedrijfstoestand).
- ⑥ Belastingen t.g.v. de turbines.  $F_t \approx 225 \text{ kN} (*4)$
- ⑦ De veronderstelling van gezonde rots houdt in

dat er vanuit de rotsformatie geen resulterende druk (behalve waterdruk) zal worden uitgeoefend op de bekledingsconstructies

- ⊛ De rotsformatie aan de uiterste onderzijde van de excavatie wordt verondersteld van voldoende kwaliteit te zijn om de daarnaar afgeleide belastingen te kunnen opnemen, zonder dat er sprake zal zijn van een eventuele mogelijkheid tot bezwijken.

Ad ② Berekening kraanbaan.



Belastingen:

① Generator (maatgevend):  $F_g \approx 980 \text{ kN}$

② Kat :  $F_{kat} \approx 20 \text{ kN}$  (geacht)

③ Eigen gewicht : omloepig verwaarloosd.

$F_{kraan} : \approx 1000 \text{ kN.}$

Volgens NEN 2018 art. 4.4.2. dient er nog een dynamische invloed in rekening gebracht te worden. De lastfactor volgt uit  $\psi = 1 + \mu \cdot v_e$ , waarin  $v_e$  = nominale hysnelheid (maximaal  $1 \text{ m/s}$ )  
 $\mu$  = coëfficiënt in  $1/\text{m}$  die de karakteristieken van de hysbeweging verdisconteert  $\mu = 0.3 \text{ 1/m}$ .

$$\psi = 1 + 0.3 \times 1 = 1.3$$


$$F_{k\text{raan}} = 1.3 \times 1000 = 1300 \text{ kN.}$$

$$M = \frac{1}{4} P \times l = \frac{1}{4} \times 1300 \times 16 = 5200 \text{ kNm} = 5200 \times 10^6 \text{ Nmm.}$$

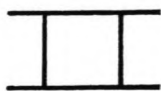
$$\gamma_{\text{staal}} = 1.5$$

Bij gebruik van staal Fe 360  $\Rightarrow$  benodigde weerstandsmoment volgt uit:

$$W = \gamma \frac{M}{\sigma_e} = \frac{1.5 \times 5200 \times 10^6}{240} = 32.5 \times 10^6 \text{ mm}^3 \\ = 32.5 \times 10^3 \text{ cm}^3$$

Vanwege het relatief grote weerstandsmoment (het eigen gewicht van de balk zit ook nog met in de belasting) zal hier een speciale constructie (voorgesteld wordt in staal) noodzakelijk zijn. Het zwaarste HEM profiel  is de HEM-1000 met

een  $W_x$  van  $24.33 \times 10^3 \text{ cm}^3$  en die voldoet dus niet.

Een mogelijkheid is een dubbele HEM-1000,  doch dit zou nader gecontroleerd dienen te worden.

Tot slot van dit hoofdstuk wordt gesteld dat alle overige afmetingen en dimensies die t.b.v. de principeschets worden afgeschat in een eventueel eindontwerp nader dienen te worden berekend.

Het resultaat van de berekeningen en schattingen, zoals uitgevoerd in de hoofdstukken ⑦, ⑧ en ⑨ zijn verwerkt in principeschetsen. Zie hiervoor de bijlagen.

— # —

## Literatuurlijst

- ① Hensley-Schmidt Inc., Yai-Creek Diversion Project Design Report, Chattanooga, Tennessee, januari 1984.
- ② Hensley-Schmidt Inc., Stichting Yai-Creek & Phedra, Supplement to Geotechnical Feasibility Evaluation of Yai-Creek and Phedra Projects, Geological Feasibility, Chattanooga, Tennessee, januari 1982.
- ③ Leeuwen van, P., Inleiding gesteentemechanica, Collegedictaat r5A, T.H. Sclift, afdeling der Mijnbouwkunde, Sclift, augustus 1982.
- ④ Leeuwen van, P., Toepassingen in de gesteentemechanica, aantekeningen bij het college r5B, T.H. Sclift, afdeling der Mijnbouwkunde, Sclift, januari 1985
- ⑤ Mosonyi, E., Water Power Development, volume I, Academy Press, Budapest, 1963.
- ⑥ Mosonyi, E., Water Power Development, volume II, Academy Press, Budapest, 1965.
- ⑦ Begemann, L., Waterkracht, Collegedictaat f20, T.H. Sclift, afdeling der Civiele Techniek, vakgroep Irrigatie/Waterkracht.

- ⑧. Kegemann, L., Waterkracht, Collegedietaat 721, J.H. Seltz, afdeling der Civiele Techniek, vakgroep Irrigatie / Waterkracht.
- ⑨. Creager, W.P., / Justin, J.S., Hydroelectric Handbook, John Wiley and Sons Inc., New York, 1950.
- ⑩. Warnick, C.C., Hydro Power Engineering, Prentice Hall, New Jersey, 1984.
- ⑪. Press, H., Wasserkraftwerke, Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin, 1967.
- ⑫. Comrie, J., Civil Engineering Reference Book volume II, Butterworths, London, 1961.
- ⑬. Guthrie Brown, J., Hydro-Electric Engineering Practice, volume II, Blackie and Son Ltd., London, 1958.
- ⑭. Kuiper, E., Water Resources Development, Planning, Engineering and Economics, Butterworths, London, 1961
- ⑮. Kuiper E., Water Resources Project Economics, Butterworths, London, 1961.
- ⑯. Rooda, R. H., Inleiding tot de bedrijfcalculatie, Walters Noordhof, Groningen, 1980.

- (17) Mol de, F.J.H., / Voogd, H., Plan en projectevaluatie, Collegedictaat e15, T.H. Delft, afdeling der Civiele Techniek, vakgroep Planning, Ontwerpen en Organisatie, Delft, november 1985.
- (18) Leliavsky, S., Hydroelectric Engineering for Civil Engineers, Design Textbooks for Civil Engineering, volume III, Chapman and Hall, London, 1982.
- (19) Vis, W.C., / Sagel, R., Eenvoudige Betonberekeningen, Cement en Betonreeks, Nederlandse Cement Industrie, Amsterdam, 1977.
- (20) Vis, W.C., / Sagel, R., Praktische Betonberekeningen, Cement en Betonreeks, Nederlandse Cement Industrie, 's-Hertogenbosch, 1981.
- (21) König von, F., Bau von Wasserkraftanlagen, Müller, Karlsruhe, 1985.
- (22) Jadoenathmisier, G.A., Waterkracht in de Julianakanaal, Hoofdonderzoek, Afstudeerontwerp, T.H. Delft, afdeling der Civiele Techniek, Delft, november 1985
- (23) Bouma, A.L., Mechanics van Constructies, Collegedictaat B 13., Technische Hogeschool Delft, afdeling der Civiele Techniek, vakgroep Mechanics en Constructies, Delft, september 1982.

- (24). "Een berekeningsmethode voor de gesteente-  
spanningen rondom holruimten voor de  
behuizing van een OPAC, artikel  
behorend bij het College 15B, Toepassingen  
in de gesteentemechanica, J.H. Selt,   
afdeling der Mijnbouwkunde, Selt,   
november 1982.
- (25). Vriesde, M., Inleiding vloeistofmechanica,  
Collegedictaat B71, J.H. Selt, afdeling  
der Civiele Techniek, vakgroep  
Vloeistofmechanica, Selt, januari 1980.
- (26). Vries de, M., Vloeistofmechanica, College-  
dictaat B72, J.H. Selt, afdeling der  
Civiele Techniek, vakgroep Vloeistofmechanica,  
Selt, augustus 1980.

**DEEL C**

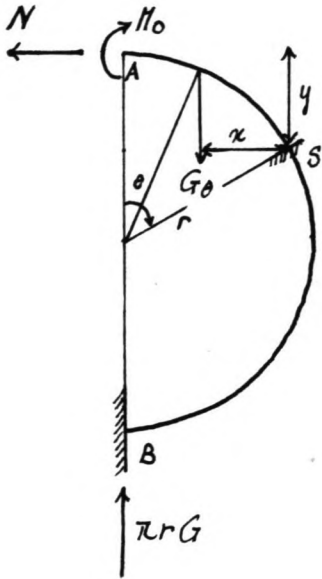
**BIJLAGEN**



**HOOFDSTUK 8**

Bylage 8.4.g.2. Controle vlnaatsdoorsnede nabij de schacht.

- ① Eigen gewicht  $G$ ;  $G$  per lengteenheid, gelykmatig verdeeld verondersteld over de gehele doorsnede.



$G$  per lengteenheid

$$= 0.38 \text{ m} \times 24 = 9.12 \text{ kN/m'}$$

$$G_\theta = \frac{\theta}{2\pi} \times 2\pi r \times G = \theta \times r \times G$$

$$x = r \sin \theta - r \sin \frac{1}{2}\theta$$

$$y = r - r \cos \theta$$

$$M_s = M_0 - N y - G_\theta x$$

$$= M_0 - N r (1 - \cos \theta) - r^2 G \theta (\sin \theta - \sin \frac{1}{2}\theta)$$

Inwendige verormingsarbeid:

$$V_{\text{inw}} = \int_0^\pi \frac{M_s^2}{2EI} \times r d\theta$$

$$\frac{\partial V_{\text{inw}}}{\partial M_0} = \theta_A = 0 = \frac{r}{EI} \int_0^\pi M_s \frac{\partial M_s}{\partial M_0} d\theta$$

$$\frac{\partial V_{\text{inw}}}{\partial N} = \delta_A = 0 = \frac{r}{EI} \int_0^\pi M_s \frac{\partial M_s}{\partial N} d\theta$$

$$\frac{\partial M_s}{\partial M_0} = 1; \quad \frac{\partial M_s}{\partial N} = -r (1 - \cos \theta)$$

$$\int_0^\pi (M_0 - N r + N r \cos \theta - r^2 G \theta \sin \theta + r^2 G \theta \sin \frac{1}{2}\theta) \times 1 \times d\theta =$$

$$\int_0^\pi (M_0 - N r) d\theta = M_0 \times \theta - N r \theta \Big|_0^\pi = M_0 \pi - N r \pi \quad (1)$$

$$\int_0^{\pi} Nr \cos \theta d\theta = Nr \sin \theta \Big|_0^{\pi} = 0$$

$$- \int_0^{\pi} r^2 G \theta \sin \theta d\theta = -r^2 G (\sin \theta - \theta \cos \theta) \Big|_0^{\pi} = -r^2 G (+\pi) = -\pi r^2 G \quad (2)$$

$$\int_0^{\pi} r^2 G \theta \sin \frac{1}{2} \theta d\theta = 2r^2 G \int_0^{\pi} \frac{1}{2} \theta \sin \frac{1}{2} \theta d\theta$$

$$= 4r^2 G \int_0^{\frac{1}{2}\pi} \theta \sin \theta d\theta =$$

$$= 4r^2 G (\sin \theta - \theta \cos \theta) \Big|_0^{\frac{1}{2}\pi} =$$

$$= 4r^2 G (1) = 4r^2 G \quad (3)$$

$$M_0 \pi - Nr \pi - r^2 G \pi + 4r^2 G = 0 \Rightarrow \boxed{M_0 - Nr + 0.274 r^2 G = 0}$$

$$\int_0^{\pi} (M_0 - Nr + Nr \cos \theta - r^2 G \theta \sin \theta + r^2 G \theta \sin \frac{1}{2} \theta) (r - r \cos \theta) d\theta$$

$$= \int_0^{\pi} M_0 r - Nr^2 + Nr^2 \cos \theta - r^3 G \theta \sin \theta + 2r^3 G \frac{1}{2} \theta \sin \frac{1}{2} \theta - M_0 r \cos \theta$$

$$+ Nr^2 \cos \theta - Nr^2 \cos^2 \theta + r^3 G \theta \sin \theta \cos \theta - 2r^3 G \frac{1}{2} \theta \sin \frac{1}{2} \theta \cos \theta =$$

$$\int_0^{\pi} M_0 r - Nr^2 d\theta = M_0 r \times \theta - Nr^2 \theta \Big|_0^{\pi} = \pi M_0 r - \pi Nr^2 \quad (1)$$

$$\int_0^{\pi} 2Nr^2 \cos \theta d\theta = 2Nr^2 \sin \theta \Big|_0^{\pi} = 0$$

$$- r^3 G \int_0^{\pi} \theta \sin \theta d\theta = -\pi r^3 G \quad (2)$$

$$+ 4r^3 G \int_0^{\frac{1}{2}\pi} \theta \sin \frac{1}{2} \theta d\theta = +4r^3 G \quad (3)$$

$$- M_0 r \int_0^{\pi} \cos \theta d\theta = 0$$

$$- Nr^2 \int_0^{\pi} \cos^2 \theta d\theta = -Nr^2 \left( \frac{1}{2} \theta + \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \Big|_0^{\pi}$$

$$= -Nr^2 \left( \frac{1}{2} \pi \right) = -\frac{1}{2} \pi Nr^2 \quad (4)$$

$$\begin{aligned}
 +r^3 G \int_0^{\pi} \theta \sin \theta \cos \theta d\theta &= \frac{1}{4} r^3 G \int_0^{\pi} 2\theta \sin 2\theta d\theta \\
 &= \frac{1}{8} r^3 G \int_0^{2\pi} \theta \sin \theta d\theta \\
 &= \frac{1}{8} r^3 G (\sin \theta - \theta \cos \theta) \Big|_0^{2\pi} \\
 &= \frac{1}{8} r^3 G \cdot -2\pi = -\frac{1}{4} \pi r^3 G \quad (5)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 -2r^3 G \int_0^{\pi} \frac{1}{2} \theta \sin \frac{1}{2} \theta \cos \theta d\theta &= -2r^3 G \int_0^{\pi} \frac{1}{2} \theta \sin \frac{1}{2} \theta (1 - 2\sin^2 \frac{1}{2} \theta) d\theta \\
 &= -4r^3 G \int_0^{\frac{1}{2}\pi} \theta \sin \theta d\theta + 8r^3 G \int_0^{\frac{1}{2}\pi} \frac{1}{2} \theta \sin^3 \frac{1}{2} \theta d\frac{1}{2} \theta \\
 &= -4r^3 G + 8r^3 G \int_0^{\frac{1}{2}\pi} \theta \sin^3 \theta d\theta = -4r^3 G \quad (6)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 +\frac{8}{4} r^3 G \int_0^{\frac{1}{2}\pi} \theta (3\sin \theta - \sin^3 \theta) d\theta &= \\
 = 6r^3 G \int_0^{\frac{1}{2}\pi} \theta \sin \theta d\theta - \frac{2}{9} r^3 G \int_0^{\frac{3}{2}\pi} (3\theta \sin^3 \theta) d\theta & \\
 = 6r^3 G (\sin \theta - \theta \cos \theta) \Big|_0^{\frac{1}{2}\pi} - \frac{2}{9} r^3 G (\theta - \theta \cos \theta) \Big|_0^{\frac{3}{2}\pi} & \\
 = 6r^3 G - \frac{2}{9} r^3 G (-1) = 6.222 r^3 G \quad (7)
 \end{aligned}$$

$$\pi M_0 r - \pi N r^2 - \pi r^3 G + 4r^3 G - \frac{1}{4} \pi N r^2 - \frac{1}{4} \pi r^3 G - 4r^3 G + 6.222 r^3 G = 0$$

$$\boxed{M_0 - \frac{3}{2} N r - \frac{5}{4} r^2 G + 1.98 r^2 G = 0}$$

$$N \cdot r - 0.274 r^2 G - \frac{3}{2} N r + 0.78 r^2 G = 0$$

$$-0.5 N r + 0.506 r^2 G = 0$$

$$\underline{\underline{N = 1.012 r \cdot G}}$$

$$\underline{\underline{M_0 = 1.012 r^2 G - 0.274 r^2 G = 0.738 r^2 G}}$$

$$M_s = 0.738 r^2 G - 1.012 r^2 G (1 - \cos \theta) - r^2 G \theta (\sin \theta - \sin \frac{1}{2} \theta)$$

$$= -0.274 r^2 G + 1.012 r^2 G \cos \theta - r^2 G \theta (\sin \theta - \sin \frac{1}{2} \theta)$$

$$M_s = r^2 G (-0.274 + 1.012 \cos \theta - \theta \sin \theta + \theta \sin \frac{1}{2} \theta)$$

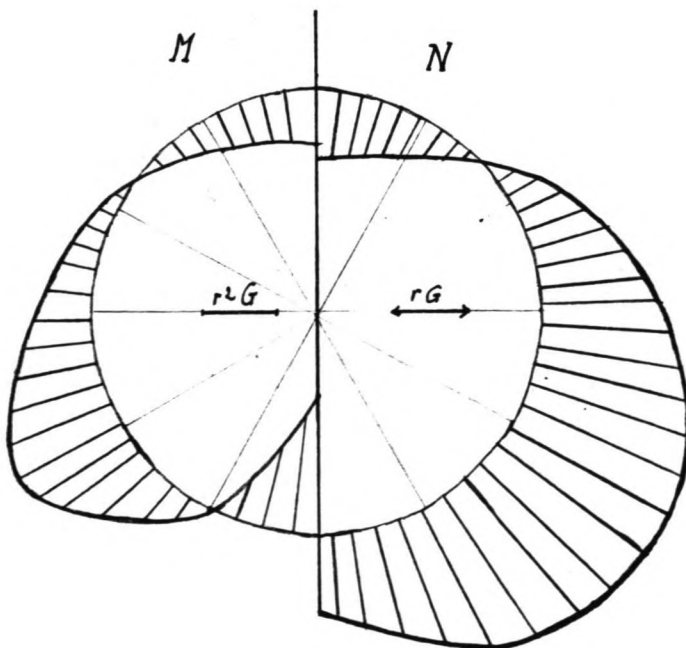
$\theta =$	$\frac{1}{6} \pi$	$\frac{1}{3} \pi$	$\frac{1}{2} \pi$	$\frac{2}{3} \pi$	$\frac{5}{6} \pi$	$\pi$
$\cos \theta$	0.865	0.5	0	-0.5	-0.865	-1
$\theta \sin \theta$	0.262	0.908	1.57	1.816	1.310	0
$\theta \sin \frac{1}{2} \theta$	0.136	0.524	1.11	1.048	2.530	3.14
$M_s$ ( $\times r^2 G$ )	+0.475	-0.158	-0.734	-1.542	+0.081	+1.866

Normaalkracht (druk positief)

$$N_s = -N \cos \theta + G \sin \theta = -1.012 r G \cos \theta + r G \theta \sin \theta$$

$$= r G (\theta \sin \theta - 1.012 \cos \theta)$$

$N_s$ ( $\times r G$ )	-0.603	+0.408	+1.57	+2.316	+2.135	+1.
---------------------------	--------	--------	-------	--------	--------	-----



Met  $r = \frac{4.66 + 5.04}{2}$   
 $= 4.85 \text{ m}$   
 en  $G = 9.12 \text{ kN/m}^2$   
 $r \cdot G = 44.2 \text{ kN/m}$   
 $r^2 G = 214.5 \text{ kNm/m}$

$\theta =$	0	$\frac{1}{6}\pi$	$\frac{1}{3}\pi$	$\frac{1}{2}\pi$	$\frac{2}{3}\pi$	$\frac{5}{6}\pi$	$\pi$
N	-44.7	-26.7	+18.0	+69.4	+102.4	94.4	44.2
[kN/m]							
M	+158.3	+101.9	-33.4	-157.4	-330.8	+17.4	+400.3
[kNm/m]							

**HOOFDSTUK 9**

# Modern trends in selecting and designing Francis turbines

By F. de Siervo\* and F. de Leva\*

The increasing demand for hydroelectric power has tended to lead to the construction of particularly large units, especially for conditions of low head and high flow. This tendency has stimulated advances in design and manufacturing processes, so as to keep the dimensions and costs of these large units to a minimum without sacrificing efficiency and reliability.

THE USE of increasingly large turbines, which has been brought about by the need to uprate units, as well as to exploit sites more effectively, has been particularly evident in those run-of-river plants where large flows at medium or small heads are utilized. There has been a corresponding incentive to limit the dimensions of these units so as to keep costs both of the mechanical components and the associated civil engineering structures to a minimum; improved efficiency is another factor which is leading to more refined designs.

In the case of Francis turbines the increase of unit size has led to a broadening of the field of application, partially invading those that were once considered exclusive to Kaplan and Pelton machines.

The authors' company has operated for more than twenty years in designing hydropower plants and is currently working on some major projects, from the point of view of unit power and total installed capacity. Experience acquired has made it possible to examine and evaluate advanced manufacturing technology for the solution of the problems concerning the design of hydropower plants.

An accumulation of data, covering in particular the more recent plants, has made it possible to assess current progress in designing Francis turbines, through contacts with manufacturers all over the world and by taking account of modern technology.

The aim of this article is to provide engineers with an up-to-date reference source for preliminary planning at the feasibility study stage. Statistical diagrams of the main dimensional and operating characteristics of Francis turbines are included.

## Data analysis

The research detailed in this article covers the period 1960-1975, and takes into account some outstanding vertical shaft Francis turbines built by manufacturers all over the world.

The table gives the main features of the installations investigated as taken from the references, while the diagrams are based on the project data, dimensions, and the general layouts of the machines.

The turbine data presented in the graphs have been collated only from cases with complete information, rejecting those having unusual installation and operating conditions; eg. the data relating to turbines which are coupled to storage pumps or to generators, designed to operate as synchronous condensers without

air injection into the runner, were not taken into account in tracing the diagrams of specific speed and cavitation coefficient.

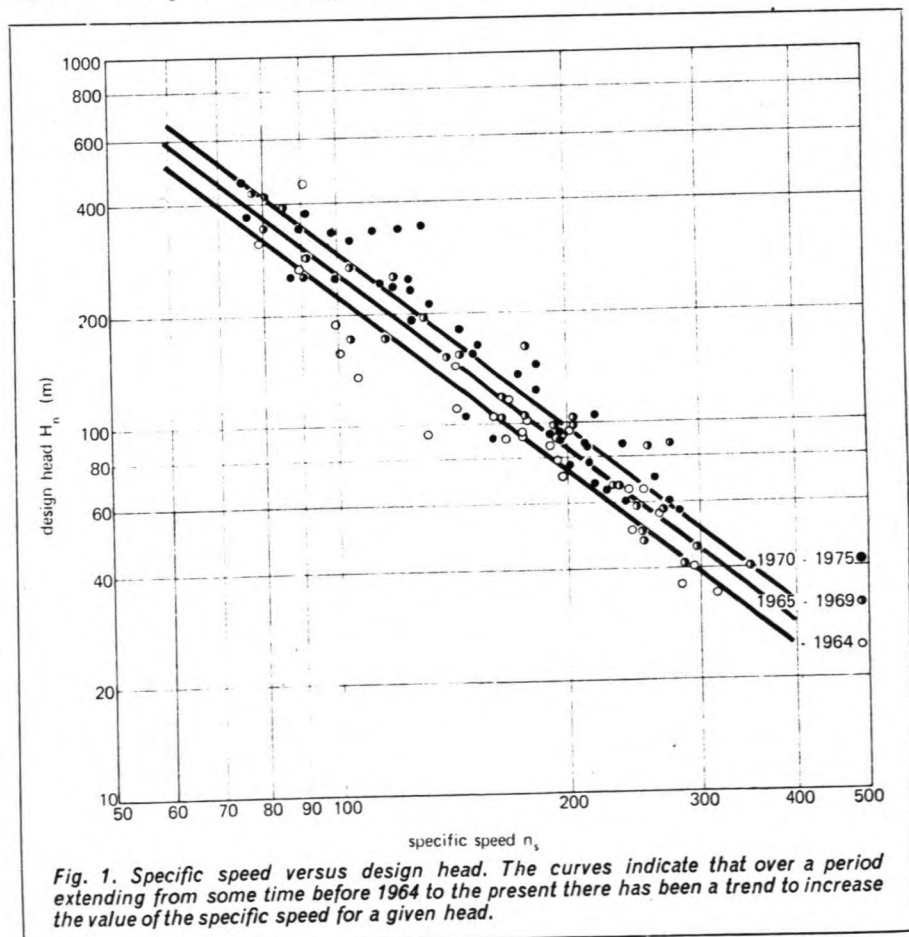
The curves were drawn by a simple regression procedure, using a digital computer program which analyses the interdependence of assigned pairs of values utilizing ten different types of interpolating functions. In the cases examined, the functions which gave the best correlation coefficients were: straight line; exponential; hyperbolic; power; and last, rational.

The values of the correlation coefficients and standard deviations indicated in the text permit, in each case, the evaluation of the degree of association between the two variables under study and of the scattering of the data in respect to the interpolating function.

## General selection criteria

Usually the main data available to the engineer when selecting the hydraulic turbine for a preliminary project or feasibility study, are: net design head,  $H_n$ ; and design capacity for the turbine,  $P_f$ .

Generally these result from complex considerations strictly correlated with the regulation of the catchment



\* ELC-Electroconsult, via Chiabrera 8, Milan 20151, Italy.



basin to be utilized, and the requirements of the electric grid to which the powerplant will be connected. The first requirement for the engineer is to choose the most suitable type of turbine for the project under study.

Each turbine is characterized by a constant, called the specific speed:

$$n_s = n P_t^{0.5} H_n^{-1.25} \quad \dots \quad (1)$$

$n$  being the rated speed.

Eq. (1) means that, for all turbines which are geometrically similar and operate in similar hydraulic conditions, and for which the efficiencies are assumed to be equal, the product

$$n P_t^{0.5} H_n^{-1.25}$$

is constant.

Practical experience shows that technical and economical requirements together with manufacturing problems, establish a relationship between the specific speed and the design head, of the type:

$$n_s = F[H_n]$$

which is normally expressed in the form of a diagram. For any assigned value of the head  $H_n$ , there exists a restricted range of possible values for  $n_s$ , thus determining the type of turbine to be employed.

The available data have been divided into three groups, depending on the year of design of the turbines. This gives the three regression curves indicated in Fig. 1, which are described as follows:

1960-1964	$n_s = 2959.H_n^{-0.625}$
1965-1969	$n_s = 3250.H_n^{-0.625}$
1970-1975	$n_s = 3470.H_n^{-0.625}$

The correlation coefficients and the standard deviations are (respectively):

$r = -0.94$	$s = 52.6$
$r = -0.97$	$s = 30.2$
$r = -0.95$	$s = 39.8$

They show a high degree of grouping of the data in respect of the chosen interpolating functions.

The diagram shows that, over the period considered, there has been a constant trend to increase the value of  $n_s$  for a given head. For constant head and design capacity, an increase of the specific speed corresponds to a higher turbine frequency of rotation as in Eq. (1); the increase of  $n_s$  thus leads to a reduction in the unit dimensions, and consequently to lower installation costs, while keeping the unit costs for raw materials and labour unchanged.

The curves drawn, give the specific speed for any assigned head and represent an average of the data examined, and therefore serve only to give an indicative value. Single installations may have  $n_s$  values that differ from those given by the equations, depending on particular operating or design criteria. For example, the tendency to increase the  $n_s$  value will be more apparent in the case of units which are going to be used for peak service where the greater wear problems are compensated by shorter periods of operation; or for larger units, for which the increase of the specific speed permits cost reductions, which are greater in absolute value than in the case of smaller units.

Particularly favourable installation conditions, such as those sometimes encountered in the case of underground powerplants, lead to similar consequences.

The increase in  $n_s$  will be less appreciable for units of smaller dimensions where the lower costs do not justify expensive research work, or in the case of improvement or

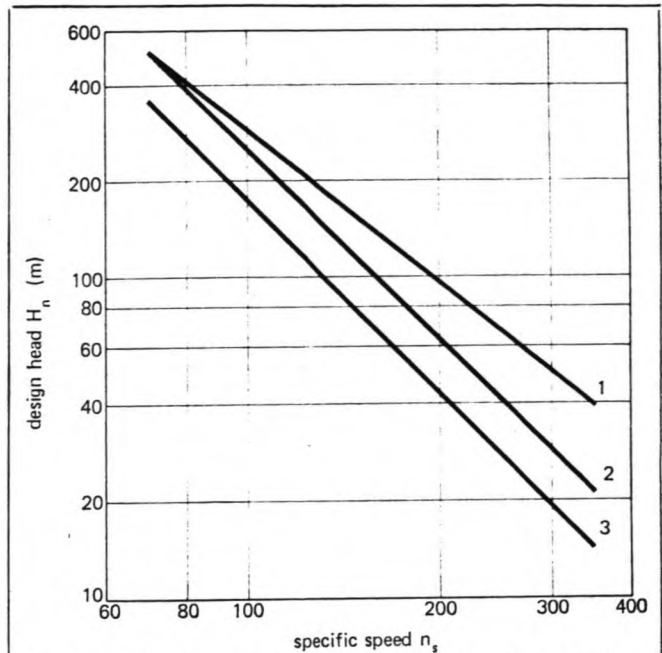


Fig. 2. Increase in specific speed (for a given head) as a function of the period of design. The relationship denoted by (1) is derived from Fig. 1; curve number 2 is derived from Handbook of Applied Hydraulics published in 1969 and written by Sorensen, K. E. and C. V. Davis; curve number 3 is derived from the US Bureau of Reclamation's Selecting Hydraulic Reaction Turbines published in 1966.

expansion of older powerplants where the installation conditions cannot be altered.

The general trend over the years towards higher specific speeds for given heads is confirmed by Fig. 2.

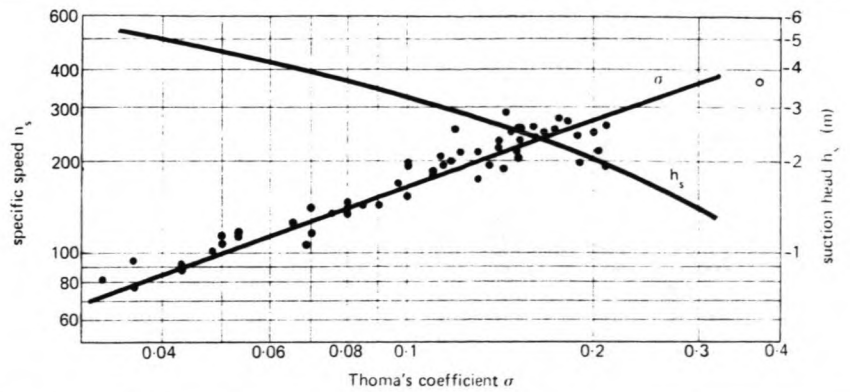
Once the value of  $n_s$  is decided from Fig. 1, the best rotation frequency is determined by Eq. (1); the rated frequency of the turbine will coincide with one of those synchronous frequencies which are nearest the ideal one, adopting the higher or lower value, depending on which of the above considerations may prevail.

The final value of  $n_s$  will then be calculated applying Eq. (1) again.

#### Notations

$D_3$	= runner discharge diameter (m)
$g$	= gravity acceleration ( $m/s^2$ )
$h_b$	= barometric pressure (m)
$h_s$	= static suction head referred to the wicket gate centreline (m)
$h_w$	= vapour pressure head (m)
$H_n$	= turbine net design head (m)
$k_u$	= runner peripheral velocity coefficient
$k_v$	= ratio between water velocity at spiral case inlet section and spouting velocity
$k_{v1}$	= ratio between water velocity at draft tube inlet section and spouting velocity
$n$	= turbine speed of rotation (rev/min)
$n_r$	= turbine runaway speed of rotation (rev/min)
$n_s$	= turbine specific speed
$P_t$	= turbine design capacity (kW)
$Q_o$	= turbine rated flow ( $m^3/s$ )
$Q_\gamma$	= flow passing through a spiral case radial section rotated of the angle $\gamma$ in respect to the inlet section ( $m^3/s$ )
$r$	= statistical curves correlation coefficient
$r_1$	= distance of a point in the spiral case from the turbine axis (m)
$s$	= statistical curves standard deviation
$v$	= water velocity at spiral case inlet section (m/s)
$v_1$	= water velocity at draft tube inlet section (m/s)
$v_u$	= peripheral velocity of water in the spiral case
$\sigma$	= cavitation coefficient (Thoma's coefficient)

Fig. 3. Cavitation (Thoma's) coefficient and suction head versus specific speed. The rate of change of suction head against specific speed is shown for the period 1970 to 1975, and is seen to vary between  $-1$  to  $-5m$  in the range considered.



Strictly related to the value of  $n_s$  is the cavitation coefficient, expressed by the formula:

$$\sigma = (h_b - h_w - h_s) / H_n$$

The relationship above expresses the following requirement: to keep the cavitation phenomena within acceptable limits at the turbine discharge, the absolute pressure must not fall below a given value determined by experiment. This depends, in turn, on the elevation above sea level and on the height of the runner above the discharge level. The function

$$\sigma = F[n_s]$$

is shown in Fig. 3.

The available data have led to the following regression

curve:

$$\sigma = 7.54 \times 10^{-5} n_s^{1.41}$$

with

$$r = 0.95 \quad s = 0.027$$

For every turbine, choosing the value of  $n_s$  and  $\sigma$  in Figs. 1 and 3 determines both the maximum value of the suction head  $h_s$  and the consequent elevation of the unit in respect to the minimum water discharge level. Furthermore, Fig. 3 gives the rate of change of  $h_s$  versus the specific speed obtained on the base of the curve  $n_s = n_s(H_n)$  relative to the period 1970-1975, and of the curve  $\sigma = F[n_s]$  on the same diagram.

As can be seen, the average suction head  $h_s$  varies between  $-1m$  and  $-5m$  in the range considered. In Fig. 4, the calculated curve is compared with similar curves covering different periods of time. It shows a progressive reduction over the years of the cavitation coefficient for a given specific speed, especially for units where this is high. This illustrates the improvement obtained in the operation of turbines as a result of a more accurate study of their hydrodynamic profiles. The ratio of the runaway rotation frequency  $n_r$  to the rated one  $n$ , necessary to define the design of the electric generator, is expressed as a function of  $n_s$  in Fig. 5. For each turbine the maximum frequency of rotation, relative to the rated opening corresponds to the maximum operating head.

The available data show marked scattering because the ratio between the maximum and the rated head of the unit varies depending on the powerplant.

To give evaluation criteria which as far as possible are independent from these characteristics, the interpolating function has been determined by considering only data pertaining to powerplants for which the maximum head does not differ by more than ten per cent from the rated one. The interpolating function is:

$$n_r/n = 1.52 + 1.52 \times 10^{-3} n_s$$

where

$$r = 0.64 \quad s = 0.12$$

For powerplants with considerable head variations, a first approximation value for  $n_r$  can be obtained by increasing the value given by the interpolating curve proportionally to the square root of the ratio between maximum and rated heads.

### Runner size

The similarity laws applied to hydraulic turbines show that with the same specific speed, the peripheral velocity coefficient  $k_u$  remains constant;  $k_u$  is defined by the expression:

$$k_u = D_3 n / [60 \sqrt{2gH_n}]$$

where:  $D_3$  = discharge diameter of runner; and  $g$  = gravity acceleration.

Once the rate of change of  $k_u$  versus  $n_s$  and the rotation frequency  $n$  are established, it is possible to calculate the

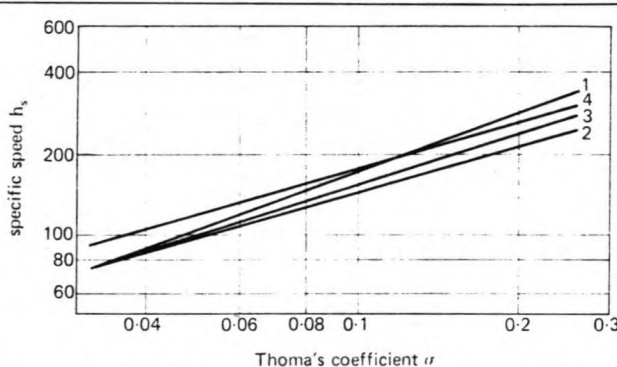


Fig. 4. Cavitation (Thoma's) coefficient decrease as a function of the period of design. The curve denoted by (1) is derived from Fig. 3; curves 2 and 3 are derived from the same sources as curves 2 and 3 in Fig. 2; curve 4 is derived from Turbines hydrauliques et leur regulation published in 1966 and written by L. Vivier.

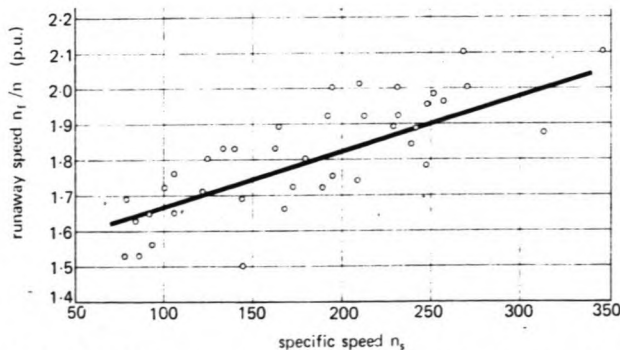


Fig. 5. Ratio between runaway and rated speed versus specific speed. The design of the associated generator depends on the rated speed  $n$ .

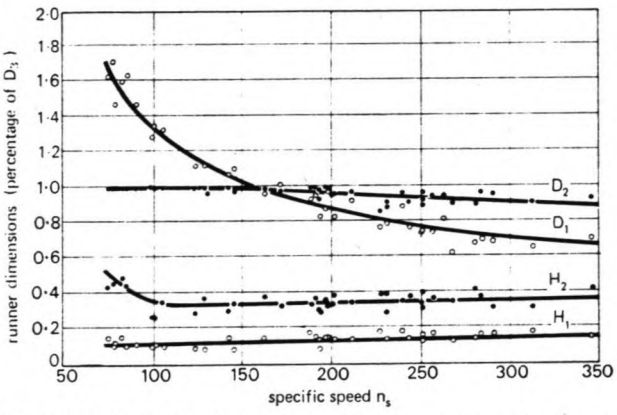
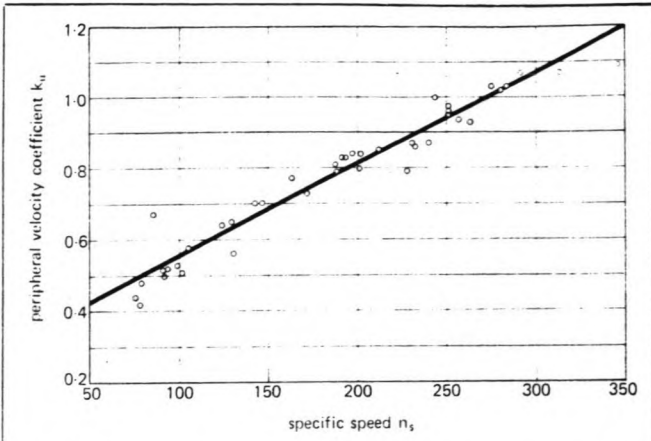


Fig. 6 (top). Peripheral velocity coefficient versus specific speed, and (bottom) main runner dimensions versus specific speed.

value of the discharge diameter:

$$D_3 = 84.5 k_u \sqrt{(H_n)/n}$$

Fig. 6 (top) shows the data used, and gives the resulting interpolating function:

$$k_u = 0.31 + 2.5 \times 10^{-3} n_s$$

where

$$r = 0.97 \quad s = 0.047$$

The other runner dimensions indicated in Fig. 7 may be obtained in function of  $n_s$ , referred to the diameter  $D_3$ , from the curves of Fig. 6 (bottom).

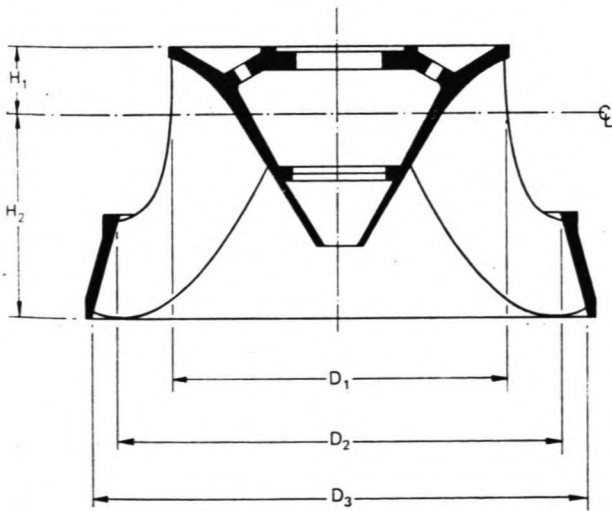


Fig. 7. Runner dimensions; these are dependent on the parameters indicated in the lower diagram of Fig. 6.

The interpolating functions of the various curves are as follows:

$$D_1/D_3 = 0.4 + 94.5/n_s \quad r = 0.977 \quad s = 0.075$$

$$D_2/D_3 = 1/(0.96 + 0.00038n_s) \quad r = 0.67 \quad s = 0.028$$

$$H_1/D_3 = 0.094 + 0.00025n_s \quad r = 0.63 \quad s = 0.023$$

$$H_2/D_3 = -0.05 + 42/n_s \quad (50 < n_s < 110) \quad r = 0.62 \quad s = 0.056$$

$$H_2/D_3 = 1/(3.16 - 0.0013n_s) \quad (110 < n_s < 350) \quad r = -0.21 \quad s = 0.059$$

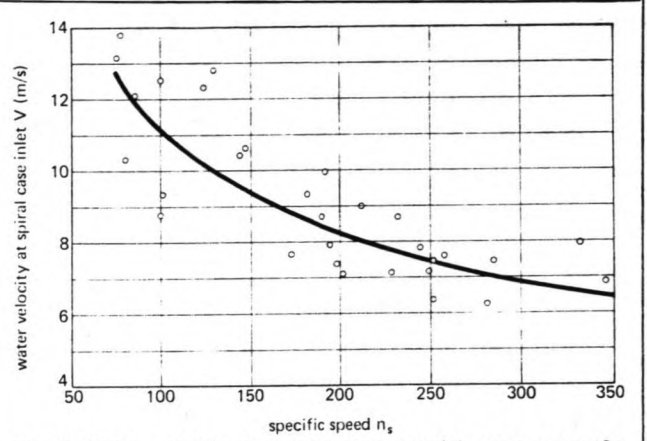


Fig. 8. Water velocity at the spiral case inlet, versus specific speed.

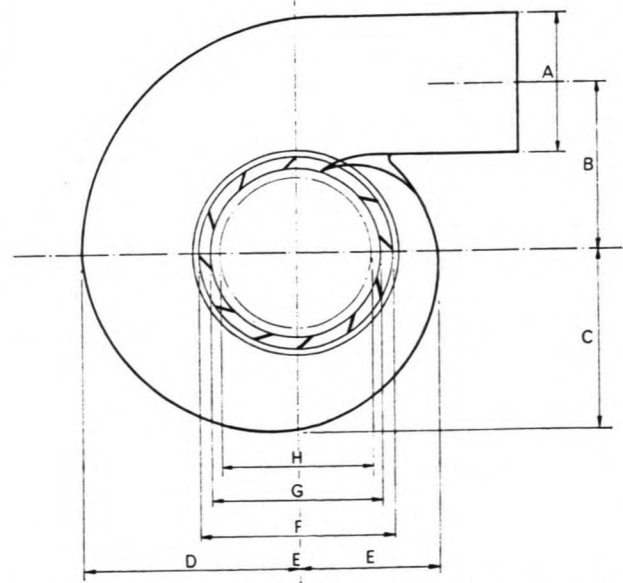
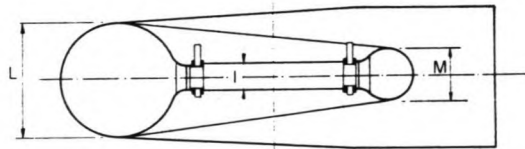


Fig. 9. Main spiral case dimensions; these are dependent on the parameters indicated in Figs. 10 and 11.

The  $r$  and  $s$  values obtained indicate that, as far as the runner size is concerned, the design criteria of the different manufacturers are very similar.

### Spiral casing size

The dimensions of the spiral case depend essentially on the value assumed for the water velocity at the inlet section. Given this value, the areas of the transverse sections are generally calculated as a function of their position along the axis of the spiral casing, so that the following conditions are satisfied:

$$Q\gamma = Q_0(1 - \gamma/2\pi) \quad \dots \quad (2)$$

$$v_u r_1 = k \quad \dots \quad (3)$$

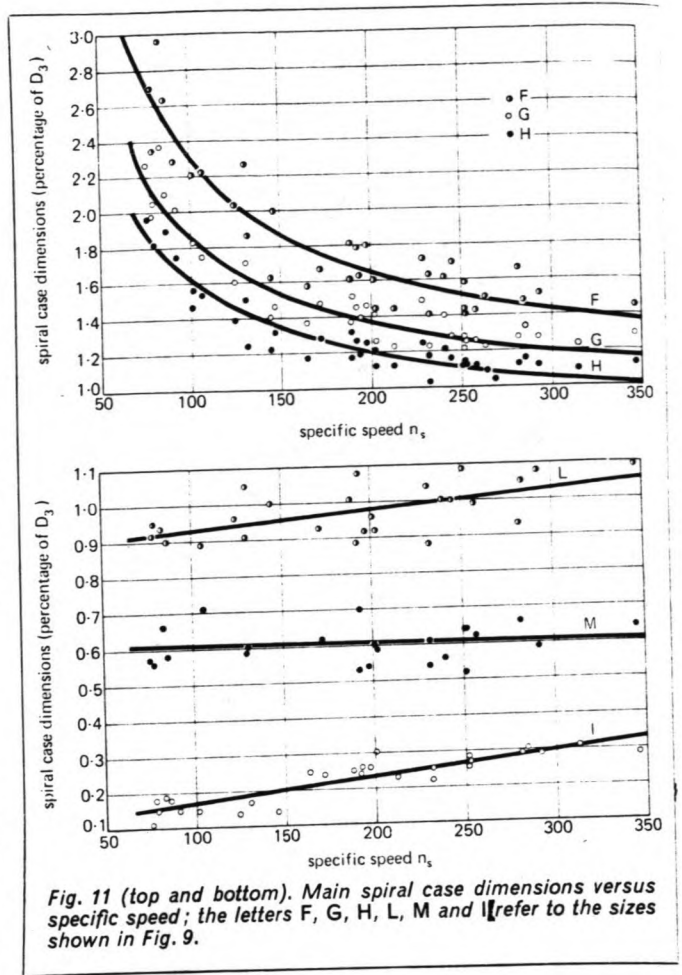
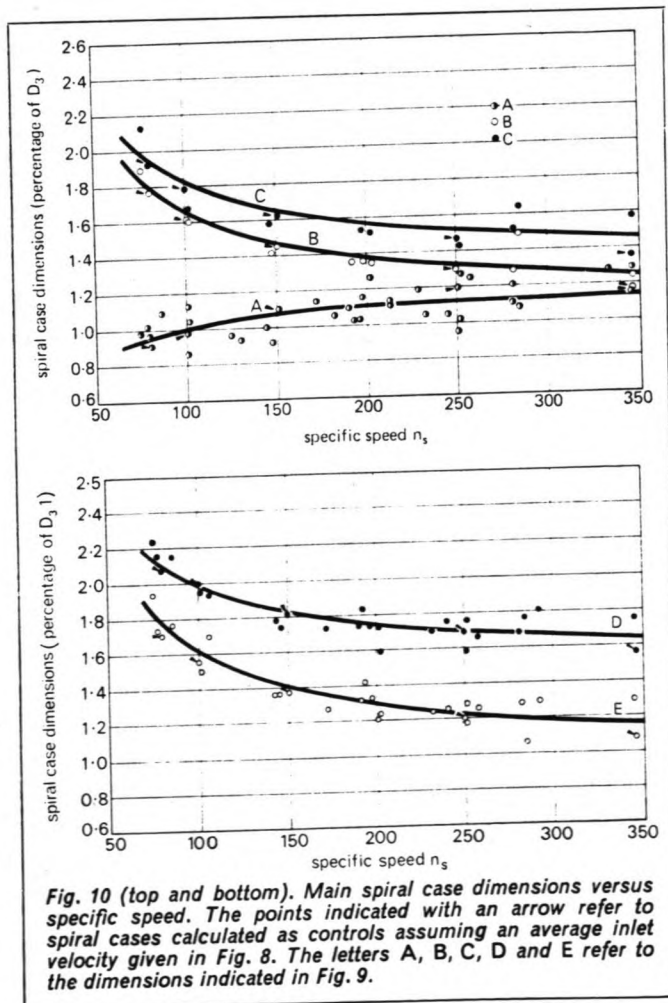
Eq. (2) shows that the runner is fed uniformly along its inlet circumference, while Eq. (3) reflects the irrotationality of the water flow.

Fig. 8 gives, as a function of  $n_s$ , the average statistical value of the absolute water velocity at the inlet section of the spiral casing, relative to the design head  $H_n$ . The interpolating function is:

$$v = 844n_s^{-0.44}$$

$$r = -0.84 \quad s = 1.267$$

The main dimensions of the spiral casing indicated in Fig. 9 may be obtained as a function of  $n_s$ , referred to the diameter  $D_3$ , from the curves of Figs. 10 and 11. The



interpolating functions for the different curves are as follows:

$$A/D_3 = 1.2 - 19.56/n_s \quad r = 0.54 \quad s = 0.099$$

$$B/D_3 = 1.1 + 54.8/n_s \quad r = 0.92 \quad s = 0.082$$

$$C/D_3 = 1.32 + 49.25/n_s \quad r = 0.84 \quad s = 0.12$$

$$D/D_3 = 1.50 + 48.8/n_s \quad r = 0.90 \quad s = 0.08$$

$$E/D_3 = 0.98 + 63.60/n_s \quad r = 0.93 \quad s = 0.08$$

$$F/D_3 = 1 + 131.4/n_s \quad r = 0.94 \quad s = 0.15$$

$$G/D_3 = 0.89 + 96.5/n_s \quad r = 0.94 \quad s = 0.11$$

$$H/D_3 = 0.79 + 81.75/n_s \quad r = 0.95 \quad s = 0.12$$

$$I/D_3 = 0.1 + 0.00065n_s \quad r = 0.87 \quad s = 0.029$$

$$L/D_3 = 0.88 + 0.00049n_s \quad r = 0.54 \quad s = 0.06$$

$$M/D_3 = 0.60 + 0.000015n_s \quad r = 0.020 \quad s = 0.053$$

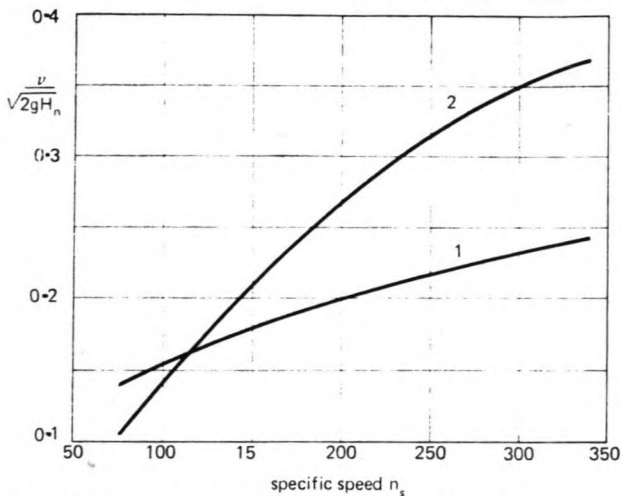


Fig. 12. Ratio between actual and spouting water velocity in (1) the spiral case inlet and (2) the draft tube inlet.

The points marked with an arrow on the diagrams of Fig. 10 refer to spiral casings, calculated as a control in accordance with the criteria expounded above, and assuming the average inlet velocity to be that given by Fig. 8.

The interpolating curves agree with the calculated values; the scattering of the points concerning the utilized data results from the inlet velocity chosen.

Figs. 10 and 11 can be interpreted with the aid of curve 1 in Fig. 12; this relates the rate of change of  $k_v$  versus  $n_s$ ,  $k_v$  being the ratio between the velocity  $v$  of the water at the inlet section of the spiral case, and the spouting velocity corresponding to the rated head obtained according to Figs. 1 and 8. It may be observed that  $k_v$  increases with the increase of  $n_s$ , although the velocity  $v$  diminishes appreciably. This is because of a technical-economical compromise between two opposing trends, which are:

(a) to keep  $k_v$  constant and with it the incidence of head losses compared with total head as  $n_s$  increases; this would require a major reduction of  $v$  which would mean greater dimensions and costs for the spiral casing; and

(b) to keep the velocity  $v$  constant with the aim of limiting the dimensions of the spiral casing; with all other conditions constant this involves a considerable increase of  $k_v$  and therefore an appreciable reduction of the turbine efficiency.

The compromise solution indicated by the statistical curves in Figs. 10 and 11 partially satisfies both requirements, accepting a small reduction in efficiency while still ensuring an economical size for the spiral case.

Accordingly, the diameters  $A$  and  $L$  increase with the increase of  $n_s$ ; the apparent anomaly that  $M$  remains constant is because of its proximity to the end section of the spiral casing where the volute departs from the theoretical circular shape. The dimensions  $B$ ,  $C$ ,  $D$  and  $E$  of the horizontal sections of the spiral case diminish with the increase of specific speed, in spite of the greater volute diameter. This occurs because, with the increase of specific speed, the inlet diameter of the runner, and consequently the ones of the guide and stay vanes, diminishes compared with the discharge diameter, so that the volute has to be formed around a smaller circumference.

#### Draft tube size

The draft tube size is directly determined by the size of runner, as both have in common the diameter  $D_3$  and the absolute velocity at the inlet section which corresponds with the runner discharge velocity.

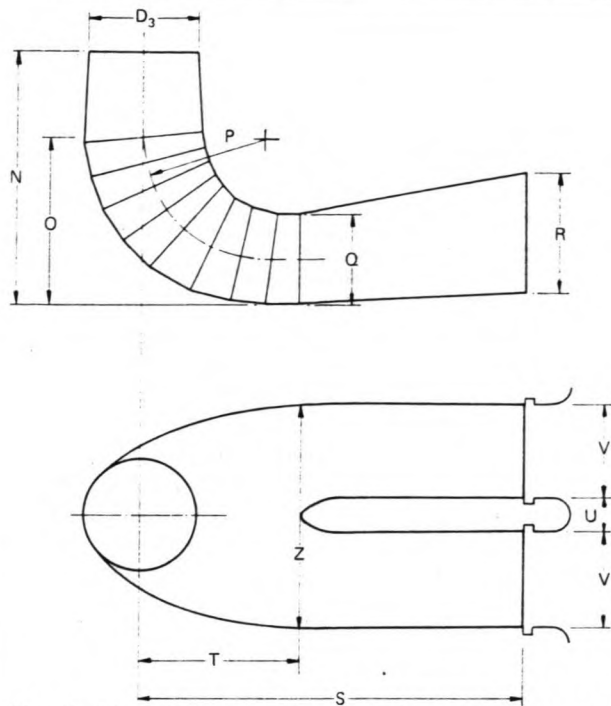


Fig. 13. Main draft tube dimensions. These are determined principally by the relationships indicated in Figs. 14 and 15.

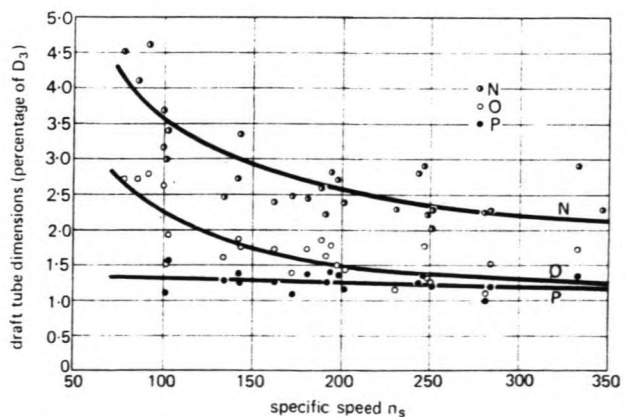
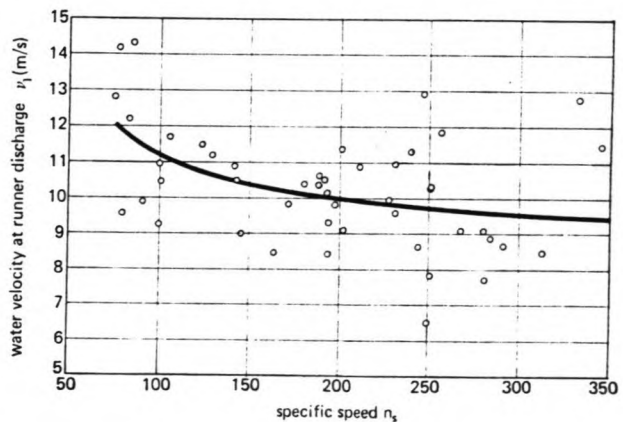


Fig. 14 (top). Water velocity at the runner discharge versus specific speed and (bottom) main draft tube dimensions versus specific speed. The letters N, O and P in the lower diagram refer to specific dimensions shown in Fig. 13.

Fig. 14 (top) gives the mean statistical value of this velocity versus the specific speed  $n_s$ . The interpolating function is

$$v_1 = 8.74 + 248/n_s$$

where

$$r = 0.46 \quad s = 1.45$$

The most important dimensions of the draft tubes indicated in Fig. 13 are given by Figs. 14 and 15, where the interpolating functions are:

$$N/D_3 = 1.54 + 203.5/n_s$$

$$r = 0.85 \quad s = 0.38$$

$$O/D_3 = 0.83 + 140.7/n_s$$

$$r = 0.82 \quad s = 0.28$$

$$P/D_3 = 1.37 - 0.00056n_s$$

$$r = -0.27 \quad s = 0.13$$

$$Q/D_3 = 0.58 + 22.6/n_s$$

$$r = 0.38 \quad s = 0.15$$

$$R/D_3 = 1.6 - 0.0013n_s$$

$$r = -0.33 \quad s = 0.25$$

$$S/D_3 = n_s / (-9.28 + 0.25n_s)$$

$$r = 0.64 \quad s = 0.88$$

$$T/D_3 = 1.50 + 0.00019n_s$$

$$r = 0.06 \quad s = 0.22$$

$$U/D_3 = 0.51 - 0.0007n_s$$

$$r = -0.47 \quad s = 0.10$$

$$V/D_3 = 1.10 + 53.7/n_s$$

$$r = 0.61 \quad s = 0.19$$

$$Z/D_3 = 2.63 + 33.8/n_s$$

$$r = 0.21 \quad s = 0.32$$

The figures show that, for increasing values of  $n_s$ , the draft tube dimensions and particularly its developed length, related to the  $S$  and  $N$  values, decrease.

On the other hand, for increasing values of specific speed the ratio  $k_{v1}$  between the inlet velocity of the draft tube and the spouting velocity relative to the rated head, increases as shown from curve 2 of Fig. 12, which is obtained according to the statistical curves mentioned previously.

These two facts are in conflict; for a larger  $k_{v1}$ , and therefore a greater amount of kinetic energy in the draft tube in relation to the potential energy available, the importance of its recovery increases and this would mean enlarging its dimensions. This is another case of technical-economical compromise between the need to increase the draft tube efficiency and to limit its dimensions and the consequent costs of the civil-engineering work involved. With the high specific speeds that accompany the lower heads, the second concept prevails, because of the large dimensions of the runner, even for units of small capacity.

### Conclusions

The design of Francis turbines seems to be characterized by two important factors: on one hand there is a remarkable uniformity of design criteria adopted by different manufacturers all over the world, as shown by the limited scattering of the examined data, especially for the runner design; on the other hand great importance is attached to the economic considerations, ie, the trend to reduce the size of the units, both by increasing the specific speed and by limiting the overall dimensions of the largest compo-

### Francis turbines at major hydro schemes

Powerplant	Manufacturer	Year of design	Head (m)	Capacity (MW)	Rotation frequency (rev/min)
Akosombo	Hitachi	1964	69	158	115.4
Albi	Riva Calzoni	1972	347.9	36.62	750
Alcantara	Neyrpic	1965	97	242.6	115.4
Altstafel	Escher Wyss	1963	403	10.3	1500
Ana-Sira	Kvaerner Brug	1968	46	50	150
Angostura	Escher Wyss	1974	100.2	214	128.6
Aswan	LMW	1966	62	180	100
Azumi	Mitsubishi	1969	135.7	110.7	200
Balimela	LMW	1967	257	62	375
Bastusel	KMW	1969	67.6	112.5	136.4
Big Bend	Dominion	1964	117.6	183.8	—
Boundary	Nohab	1966	76.2	155.17	120
Bratsk	LMW	1960	96	217	125
Brommat II	Neyrpic <sup>3</sup>	1969	255	239.7	250
Cabora Bassa	Neyrpic <sup>1</sup>	1969	127	485	107
Caroni Macagua I	Voith	1958	45	72.8	—
Carters	Newport News	1965	106	128	163.6
Cethana	Voith	1967	98.8	101.6	200
Churchill Falls	Neyrpic <sup>5</sup>	1972	312	478	200
Clear Creek	Neyrpic <sup>5</sup>	1962	162.6	68.7	225
Corfino	Hitachi	1968	180.7	15.34	600
Dubrovnik	Ansaldo	1961	290	113.9	300
Dworshak, Wash.	Neyrpic	1968	139	254.4	128.6
Edward Hyatt	Allis Chalmers	1963	187.4	118.3	200
El Chocon	Allis Chalmers	1971	58.4	204.4	88.3
Hendrik Verwoerd	Boving	1972	68.6	102	136.4
Estreito V-VI	Voith	1970	63.3	178.6	112.5
Fadalto	Voith	1957	107.32	119.9	176.5
Farahnaz Pahlavi	Riva Calzoni	1965	80	28.87	250
Funil	Riva Calzoni	1963	71.5	73.6	163
Furnas	Ansaldo	1963	94	154.4	150
Glen Canyon	Nohab	1960	138	115	150
Gokcekaya	Baldwin	1967	112	103	187.5
Grancarevo	Allis Chalmers	1961	103.5	61.7	214.3
Grand Coulee III	Riva Calzoni	1973	86.8	603	—
Grand Coulee IV	Dominion <sup>7</sup>	1973	87	700	85.7
Grimmel II	Allis Chalmers	1974	458	106	750
Guri	Escher Wyss	1966	115	218.5	128.6
Harspranget V	Hitachi	1974	103	469	107.1
Hermillon	KMW	1971	163	61.39	333
Ilha Solteira	Neyrpic	1968	48	194	85.7
Infernillo	Riva-Tosi-Ansaldo <sup>8</sup>	1961	110	205	163.8
Inga I	Neyrpic	1968	53.5	66.2	136.3
Inga II	Tosi-Ansaldo	1972	62.5	178	107.1
Jaguara	Escher Wyss	1969	48	118	100
Jordan River	Mitsubishi	1968	289.5	183	257
Kafue Gorge	Voith	1968	387	154.4	375
Kargamak	Kvaerner Brug	1970	135	137.8	214
Kesikkopru	Neyrpic <sup>4</sup>	1961	41	46.2	125
Kharami II	Tosi-Ansaldo	1960	307	56.5	428.5
Kossou Bandama	LMW	1969	49.5	68.6	125
Krasnoyarsk	Riva Calzoni	1964	93	508	93.75
Kremasta	LMW	1962	112	96.5	166.6
Langenprozelten	Allis Chalmers	1972	258.4	30	500
Langsam	Escher Wyss	1972	180	52.6	428
La Suessaz	KMW	1970	207	81.6	333
Libby	Neyrpic	1970	91.44	121.3	128.6
Loentsch	Allis Chalmers	1970	359.2	40.4	750
Lower Tachien	Escher Wyss	1967	295	105.9	360
Magisano	Mitsubishi	1972	370.3	39.41	750
Malpaso	Riva Calzoni	1974	95.5	218.4	128.6
Mangla	Escher Wyss	1967	130.8	147.8	166.7
Manicougan III	Mitsubishi	1976	94.18	197	—
Marimbondo	Dominion	1972	72	185	100
Mica	Neyrpic <sup>4</sup>	1975	182.9	444	128.6
Miranda	LMW	1957	65	58.8	150
Mitta	Vevey	1971	203	98.2	333.3
Monte S. Angelo	KMW	1966	201.7	84.2	333
Mongiove	Tosi-Ansaldo	1962	51.6	25	214
Mossy Rock	Ansaldo	1967	94.5	167.5	128.6
Nakatsugava I	Nohab	1969	410	89	500
Niagara Lewiston	Voith <sup>8</sup>	1958	92	150	120
Nurek	Voest <sup>9</sup>	1970	230	310	200
Oldan	KhTBP	1972	252	68.9	500
Outardes III	KMW	1968	143.5	190	—
Orichella	Dominion	1972	474.4	75.23	600
Paradela	Tosi	1953	430	55.8	600
Passo Fundo	Charmilles	1972	260	112.5	300
Paulo Afonso	Mitsubishi	1968	82.5	207	138.5
Pelos	Voith	1973	124.3	32.85	300
Porjus	Tosi	1971	59.5	241.2	83.3
Portage Mountain	KMW	1967	170.7	266	150
Pradella	Mitsubishi	1964	494	75	750
Reza Shah-Kabir	Escher Wyss	1970	165	278	166.7
Rio Acaray	Neyrpic <sup>2</sup>	1965	100	47	214.3
Ritsem	Riva Calzoni	1973	145	330	166.7
Salas	KMW	1970	263	54.7	500
Salto Osorio	Voith	1972	72	158	120
Sarelli	Mitsubishi	1973	350.2	49	750
Smith Mountain	Escher Wyss	1960	55	155	100
Sirikit	Voest <sup>9</sup>	1972	84.3	150.8	125
Sodusu II	Mitsubishi	1973	380	41.2	600
Tagokura	Voith	1961	118.2	108	167
Tiefencastel II	Mitsubishi	1966	366.6	28.1	750
Tokkeverkene	Escher Wyss	1961	209	103	250
Tonstad	Kvaerner Brug	1968	430	165.44	375
Tumut 3	Kvaerner Brug	1971	161.5	283	187.5
Ust-Ilim	Toshiba	1972	90	245	125
Verbano II	LMW	1970	284	62.8	500
Vessingfoss	Escher Wyss	1969	48	38.6	214
Vietas	Kvaerner Brug	1967	67	163	107.1
Vouglans	KMW	1964	100.2	65	150
Waldeck II	Vevey	1970	336.6	220	375
Xavantes	Voith	1962	73.7	106	128.6
Yarnvagsforsen	Escher Wyss	1973	85	54.4	214.3

In cooperation with: 1, Voith; 2, Creusot-Loire and Jeumont-Schneider; 3, SFAC and JS; 4, Creusot-Loire, Voith, Mecanica Pesada and Voith Bresil; 5, Marine Industries; 6, Fuji Denki Seizo K.K. Kawasaki; 7, Willamette Iron and Steel Company; 8, Alstom, Creusot-Loire, Escher Wyss, Siemens, and Voith; and 9, BLH.

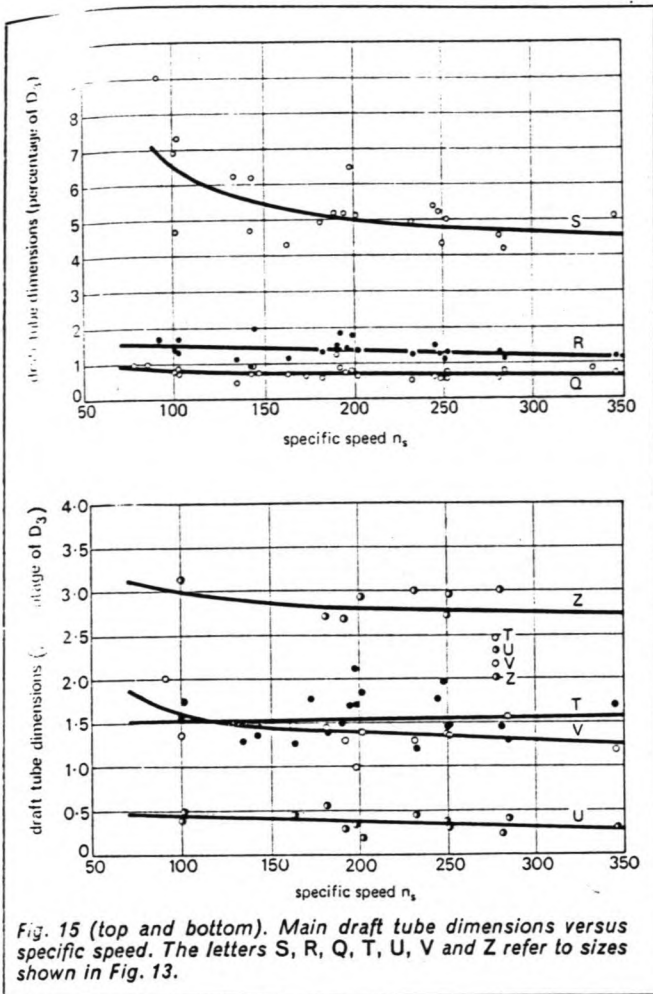


Fig. 15 (top and bottom). Main draft tube dimensions versus specific speed. The letters S, R, Q, T, U, V and Z refer to sizes shown in Fig. 13.

nents which have the greatest influence on the costs of the civil structures.

This would not be possible without adequate and advanced research programmes, refined and up-to-date

technology and improved calculation methods, which allow the operation of the units under more and more severe hydraulic conditions, while at the same time guaranteeing the required reliability. ■

**References**

1. BAUMANN, K. M. J. AND PODLESAK, J. "The Franois turbines of El Infernillo and La Angostura hydroelectric stations in Mexico", *Escher Wyss News*, 1972, No. 1.
2. SHCHEGOLEV, S. "Problems in designing and constructing large turbines" *Water Power*, April 1974, p111.
3. GAMOUS, J. M., KRASILNIKOV, M. F. AND BRYZGALOV, V. J. "Operation and design of hydropower equipment for the Krasnoyarsk station" *Water Power & Dam Construction*, January 1975, p21.
4. SIEBENSCHN, R. B. "Trends in U.S. hydro equipment design", *Water Power*, February 1974, p44.
5. "The Aswan high dam", *Water Power*, August 1965, p301.
6. BOHN, M. AND HAMON, M. "The Djatiluhur Project", *Water Power*, August 1967, p305.
7. "The Farahnaz Pahlavi project", *Water Power*, August 1968, p305.
8. BAROCIO, A. J. "Infernillo", *Water Power*, 1965, p198.
9. ROSENSTROM, S. "Kafue Gorge hydroelectric power project", *Water Power*, July 1972, p237.
10. CLAYDON, J. B. "The Peace River project", *Water Power*, September 1965, p339.
11. LOVELL, L. A., LOWE, J. AND BINGER, W. V. "Tarbela dam construction reaches half-way mark", *Water Power*, October 1972, p355.
12. "Kremasta", *Water Power*, April/May 1967, pp133 and 179.
13. BURNS, D. R. AND MEYERS, J. F. "The 700MW Turbines at Grand Coulee Dam", Canadian Electric Association, Spring Session, Montreal, Canada, March 1974.
14. "260 000 PS Francis turbinen für Kraftwerk Estreito, Brazilien", J. M. Voith GmbH, Heidenheim, Germany.
15. "300 000 PS Francis turbinen für Kraftwerk Paulo Afonso, Brazilien", J. M. Voith GmbH, Heidenheim, Germany.
16. "Turbines Hydrauliques", Energomachexport Moscow, USSR, 1971.
17. "Photographs of 93 500 h.p. Francis turbine for Clear Creek Powerplant", Hitachi Limited, Tokyo, Japan.
18. "Furnas power station, Brazil", Nohab, Trollhötten, Sweden.
19. KOVALEV, N. N. "Hydroturbines", Israel Program for Scientific Translations, Jerusalem, Israel, 1965.

A complete reference list is available from the authors.

**TABLE 7.2 Atmospheric Pressure and Vapor Pressure Variation<sup>a</sup>**  
*Atmospheric Pressure*

Altitude (ft)	$h_a$ (lb/in <sup>2</sup> )	$h_a$ (ft H <sub>2</sub> O)	Altitude (m)	$h_a$ (mm Hg)	$h_a$ (m H <sub>2</sub> O)
0	14.70	33.96	0	760.00	10.351
500	14.43	33.35	500	715.99	9.751
1,000	14.17	32.75	1,000	674.07	9.180
1,500	13.92	32.16	1,500	634.16	8.637
2,000	13.66	31.57	2,000	596.18	8.120
2,500	13.42	31.00	2,500	560.07	7.628
3,000	13.17	30.43	3,000	525.75	7.160
3,500	12.93	29.88	3,500	493.15	6.716
4,000	12.69	29.33	4,000	462.21	6.295
4,500	12.46	28.79			
5,000	12.23	28.25			
5,500	12.00	27.73			
6,000	11.78	27.21			
6,500	11.56	26.70			
7,000	11.34	26.20			
7,500	11.12	25.71			
8,000	10.91	25.22			
8,500	10.71	24.74			
9,000	10.50	24.27			
9,500	10.30	23.81			
10,000	10.10	23.35			

<i>Water Vapor Pressure Bron [10]</i>			
Temp (°F)	$h_v$ (ft)	Temp (°C)	$h_v$ (m)
40	0.28	5	0.089
50	0.41	10	0.125
60	0.59	15	0.174
70	0.84	20	0.239
80	1.06	25	0.324

<sup>a</sup> $h_a$ , atmospheric pressure for altitude, ft (m);  $h_v$ , vapor pressure of water (use highest expected temperature), ft (m);  $h_b = h_a - h_v$ , atmospheric pressure minus vapor pressure, ft (m).

# Designing Francis turbines: trends in the last decade

By A. Lugaresi and A. Massa\*

This article updates "Modern trends in selecting and designing Francis turbines", by F. de Siervo and F. de Leva, published in *Water Power & Dam Construction* in August 1976. As before, the approach has been mainly statistical, based on data relating to 120 units (five of which were small hydro machines) supplied by manufacturers.

The authors' research covers machines designed after the year 1974, and has been limited only to parameters, such as specific speed and cavitation coefficient, that influence the basic selection of the unit. As far as machine sizes are concerned, the survey only covers the fundamental dimensions that determine the overall unit size.

The various relationships presented here have been calculated by linear regression; some simplifications have also been introduced when this enabled a simpler formula to be derived without introducing significant errors. The results obtained, therefore, are accurate enough for preliminary design and layout purposes, and allow for a comparison of various options. The relationships presented here can by no means be considered a substitute for models, which are more accurate from the theoretical point of view. The final selection of machines should be based on the complete operating diagram of the machine.

## Main selection criteria

The authors' research shows that Francis turbines have continued to widen their range of application. Conventional, single-stage units, with power outputs from 10 to 740 MW and operating heads ranging from 20 to 730 m, are now feasible. If multistage units are used, the head range is extended further. This increased operating range has been made possible partly by improvements in manufacturing technologies, but mostly by the increased capabilities in hydraulic modelling. As a result of these advances, the main advantages of Francis turbines (such as low manufacturing costs compared with Pelton and Kaplan types, and high peak efficiencies) can be maintained even at the extremes of the operating range.

The best overall performance is obtained in a narrower range, however, 40 to 450 m of head being the most advantageous. Applications outside these limits should be evaluated carefully, taking into account all the various parameters involved, such as: cost; hydraulic performances during steady and transient conditions; sensitivity to erosion and cavitation; effective head; and, operating ranges and their duration.

High-head units are more sensitive to erosion phenomena, while low-head machines are susceptible to hydraulic instability problems. It should also be noted that hydraulic resonance problems mainly occur in Francis turbines.

When selecting the design head, the rotation speed and the unit setting, the main aim is to maximize the energy and/or the dependable power which can be produced at the lowest cost. At the same time, efficient and reliable operation has to be maintained throughout the whole specified range of available head and flow.

Selection criteria are also affected by local conditions: the unit setting, to avoid cavitation damage, must also be influenced by the geological conditions in the area and overall plant layout. Additional factors to be considered in the selection

\*Energy Department, ELC-Electroconsulti, Via Chiabrera 8, 20151 Milan, Italy.

Notations	
$r$	= Correlation coefficient
$s$	= Standard deviation
$N_q$	= Specific speed
$n, N$	= Rotation speed (rev/min)
$N_r$	= Maximum steady runaway speed (rev/min)
$Q$	= Discharge at full opening under design head ( $m^3/s$ )
$H, H_n$	= Design head (maximum efficiency head) (m)
$H_M$	= Maximum head (m)
$\sigma$	= Cavitation coefficient
$z$	= Elevation of guidevanes centreline
$H_s$	= Vertical distance between minimum normal tailrace water level and guidevanes' centreline (negative when turbine is below water level) (m)
$V_{out}$	= Flow speed at draft tube outlet (m/s)
$D_3$	= Runner discharge diameter (m)
$g$	= Acceleration caused by gravity ( $m/s^2$ )
$\pi$	= 3.14159
$e$	= 2.71828

of the final characteristics are the desired availability of the unit and estimated maintenance costs.

## Specific speed

In accordance with present international practice, the dimensioned specific speed in the metric system,  $N_q$ , is used:

$$N_q = \frac{nQ^{0.5}}{H_n^{0.75}} \quad \dots (1)$$

where  $Q$  is in  $m^3/s$ ,  $H_n$  in m and  $n$  in rev/min.

Conversions to the specific speed  $N_s$  (kW, m) can be obtained with:

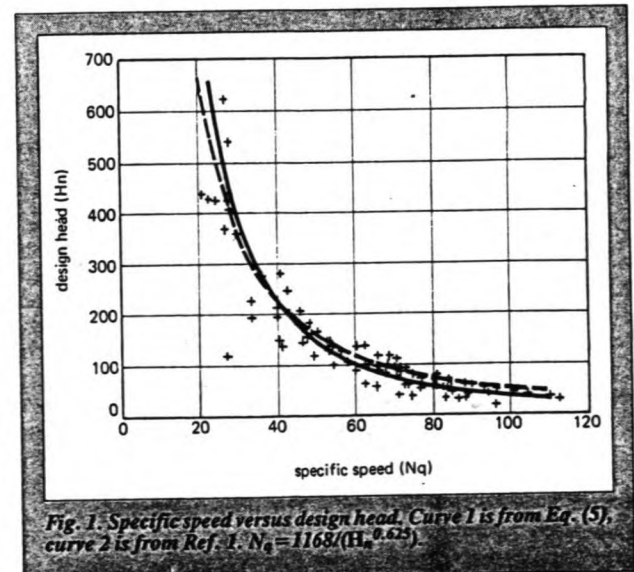
$$N_s = 3N_q \quad \dots (2)$$

and conversion to the dimensionless specific speed  $W_s$  where the angular velocity is in rad/s, with the relationship:

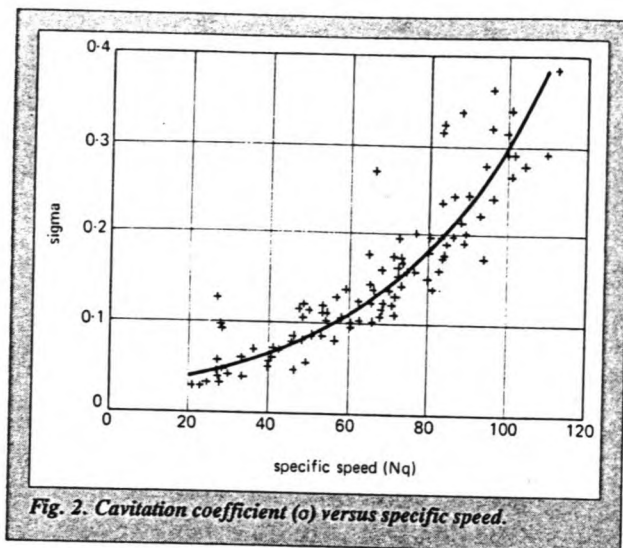
$$W_s = 0.001424 N_q \quad \dots (3)$$

The relationship:

$$N_q = N_q(N_n) \quad \dots (4)$$







resulting from the regression analysis is indicated in Fig. 1, and the regression curve is:

$$N_q = \frac{638}{H_n^{0.512}} \dots (5)$$

where the correlation coefficient and the standard deviation are respectively:  $r = 0/93$  and  $s = 0.39$ :

A comparison of this curve with the one for the period 1970-1975<sup>1</sup> shows an increase in the specific speed at high heads, and a decrease at low heads.

The simple linear regression method used may be responsible for a certain bias towards the low heads. However, it is evident from the examination of the available data that a conservative selection criterion is normally adopted at the lowest heads, even considering that in this study more data were available on low-head plants than in the previous one.

Some possible explanations of this circumstance are as follows:

- Units operating at low heads normally have a relatively wide head range; if the effective specific speed was too high, the mechanical design would be more difficult. It is worth noting that, in this head range, run-of-river plants are usually equipped with Kaplan units.
- If the specific speed is high, it becomes difficult to guarantee the hydraulic stability and the runner blade shape needs to be very complex and therefore difficult to manufacture.
- In the low-head range, machines normally have quite low outputs and sizes, and therefore they have low costs. As a result, manufacturers may be less willing to invest in expensive laboratory research without an adequate return and they are likely to opt for using existing models, with lower specific speeds.

The last point is supported by the fact that, while at high heads there are few available synchronous frequencies, and the possible specific speeds are limited (which probably accounts for the scattering of data shown), at low heads it is easy to ensure fine adjustment of the frequency of rotation with the desired specific speed.

The scattering shown in the diagram at low heads is thought to be caused mainly by the units with outputs lower than 20-30 MW, which are traditionally designed with specific speeds lower than larger units. The linear regression curve calculated without including the extreme points does not substantially differ from the one presented.

## Cavitation coefficient

According to IEC Standard No. 193A, the cavitation coefficient can be calculated based on the pressure head at the tailwater surface or at the outlet of the draft tube.

In the case of conventional layouts with an outdoor powerhouse, where flow velocity head is almost totally dissipated at the draft tube outlet, the two methods give essentially the same results. In the case of long tailraces under pressure, or where there is total or partial recovery of the velocity head in the tailrace, the results are different.

In addition, the reference level for the calculation of the turbine submergence level,  $H_s$ , can be set at the turbine runner outlet, at the guidevane centreline (for vertical units) or at any other convenient location.

It is normally considered convenient by the manufacturers to refer to the runner outlet level and to consider a total recovery of the outlet velocity head in the draft tube or, alternatively, to consider the total head at the draft tube outlet.

To simplify the calculation of the cavitation coefficient ( $\sigma$ ) during the preliminary design of the turbine, the guidevane centreline has been selected as a reference level, and the tailwater discharge level has been used. It has been verified that the scattering of the available points is not reduced, using a more correct procedure for the calculation of  $\sigma$ .

Appropriate corrections to the values obtained using the formulae presented in this article should be introduced in the following cases:

- when a long tailrace under pressure is provided at the end of the draft tube with no downstream open surge tank; in such cases; head losses in the tailrace should be considered when calculating the  $H_s$ . With such a layout, the turbine setting is usually determined by the waterhammer transients. Moreover, the flow at which the head losses are calculated should be that of the unit (s) at minimum guaranteed guidevane opening.
- if the unit is very large, and the operating head range is small; in such cases the submergence  $H_s$  can be referred to the runner outlet.

Including a correction factor for the variation in atmospheric pressure with the site elevation, the formula that defines the cavitation coefficient is the following:

$$\sigma = (10.33 \times 0.9^{(2/860)} - 0.2383 - H_s)/H_n \dots (6)$$

The standard convention of negative values of  $H_s$ , when the wicket gate centreline is below the tailwater level, has been used.

The tailrace water level elevation considered in the article is the minimum necessary value for reliable operation within the specified head range of the plant.

For the purpose of this survey, the manufacturers were specifically requested to provide this value, regardless of the actual selected one, as this may have been set higher or lower for reasons not associated with cavitation prevention.

The resulting regression curve, indicated in Fig. 2, has the following formula:

$$\sigma = 0.0245 e^{(0.025) N_q} \dots (7)$$

and the correlation coefficient and standard deviation are:  $r = 0.92$  and  $s = 0.60$ .

When compared with the  $\sigma$  curve in the previous article<sup>1</sup>, almost the same values are found in the region  $N_q$  from 50 to 70, while higher values are found outside this area. This is partly because of the function adopted in this study, which is of the exponential type, and it tends towards a constant value when the specific speed approaches zero; the function adopted previously, of the power type, tends towards zero. This leads

to remarkable differences in the ultra high-head range.

However, it is believed that, according to the available data, there is a real trend towards a constant value of  $\sigma$ . In any case, units operating under very high heads should be studied carefully and, even at the preliminary stage, model tests results should be used.

The scattering of data is not reduced even if some slightly different parameters are used, or different representations of  $\sigma$  are introduced. Taking account of the effect of the actual/theoretical specific speed ratio and/or the flow velocity head at the draft tube outlet does not substantially alter the data pattern.

One explanation for the scattering may be the influence of local conditions, such as the plant layout, excavation costs and the range of the tailrace water levels. In addition, special requirements set out in the specifications and runner design constraints may strongly affect the effective  $\sigma$ .

It must be stressed that the selection of the turbine setting is also important for the hydraulic stability of the machine itself, particularly under full load.

Model test results from some manufacturers have proved that, at full head, the amplitude of synchronous pressure pulsations at runner outlet versus cavitation coefficient,  $\sigma$ , at increasing  $\sigma$ , increases to a maximum value and then decreases to a saturation value; normally the plant coefficient required to avoid cavitation is higher than the value corresponding to the maximum amplitude of pulsations. Therefore an additional increase of the coefficient is generally beneficial in helping to reduce the pressure pulsations at full load.

Obviously a lower setting introduces some disadvantages, such as higher civil works costs, possibly higher noise levels, and a higher required pressure for the compressed air to dampen pulsations at partial load; however, in the long term, these negative factors are usually counterbalanced by smoother and maintenance-free operation.

An increase of the plant cavitation coefficient, in relation to the normal values given here, is in any case recommended when the turbine is to operate under a very wide head range. Normally a Francis turbine should be operated between 60 and 125 per cent of the best efficiency head. Operation outside such limits requires a lower setting of the unit.

## Runner size

The statistical investigation has been applied only to the runner discharge diameter  $D_3$ .

The diameter  $D_3$  is calculated from the peripheral velocity coefficient  $K_u$ , defined as:

$$K_u = \frac{\pi D_3 n}{60(2g H_n)^{0.5}} \quad \dots (8)$$

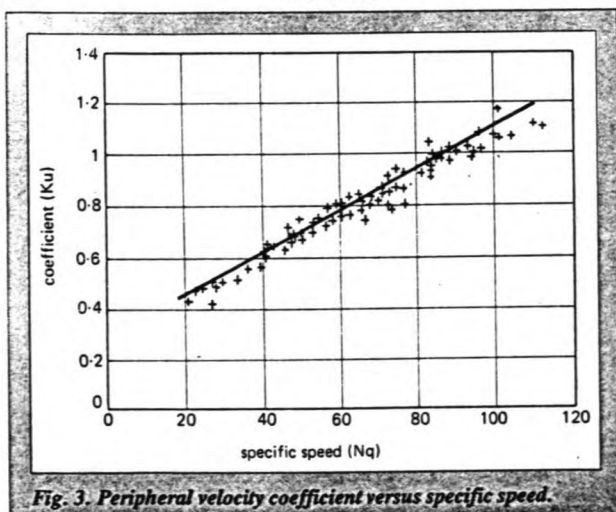


Fig. 3. Peripheral velocity coefficient versus specific speed.

The resulting interpolating function, shown in the diagram  $K_u$  versus specific speed (Fig. 3), is as follows:

$$K_u = 0.293 + 0.0081 N_q \quad \dots (9)$$

with  $r = 0.99$  and  $s = 0.18$ .

The function is practically the same as indicated in the previous article<sup>1</sup>, and both have a very high correlation coefficient. Other runner dimensions in the previous article are also still valid.

It has been found that, using a power function, the  $K_u$  coefficient can also be calculated, still keeping a high correlation coefficient. Rearranging this function and introducing the ratio between the actual and the theoretical specific speeds, the runner diameter can be calculated directly from the flow and head.

The resulting function, slightly modified to reduce the error on large units, is as follows:

$$D_3 = 0.44 (Q/H_n^{0.1})^{0.5} (N_q/N_{qa})^{0.5} \quad \dots (10)$$

where  $N_{qa}$ , theoretical specific speed, is the value given by the statistical curve given above, and  $N_q$  is the effective specific speed.

Applying the formula above to the available data leads to relative errors with diameters greater than 4 m, which are within  $\pm 5$  per cent; for runners below 4 m, the errors are within  $\pm 10$  per cent, with few exceptions.

Discounting the influence of the head, and assuming that the unit is designed at the theoretical specific speed, the diameter can be calculated with the simple formula:

$$D_3 = Q^{0.5}/2.9 \quad \dots (11)$$

If the selected specific speed  $N_{qa}$  does not substantially differ from the theoretical one, the errors using the above formula remain within  $\pm 15$  per cent.

## Speed transients and runaway speed

IEC Standard No. 41-198 defines various speeds, including the maximum momentary overspeed and the maximum steady-state runaway speed.

The influence of the turbine characteristics on frequency regulation will not be discussed here.

The maximum momentary overspeed and maximum steady-state runaway speed may have a considerable influence on the unit design, and in particular on the generator; they should therefore be calculated at a preliminary stage, when various layout options are being considered.

Maximum momentary overspeed can be reached during sudden load rejection but, as it is defined as "the momentary overspeed attained under the most unfavourable transient conditions", it can be also reached under runaway conditions in case of simultaneous sudden load rejection of another unit(s) fed by the same penstock.

As Francis units are normally well protected from full runaway speed, the need to consider this extreme case should be evaluated on the basis of individual cases.

Calculation of water transients is beyond the scope of this article. Sudden load rejection transients of low specific speed Francis turbines should be calculated by also taking into account that the flow may be controlled by the runner and that the maximum momentary overspeed, caused by sudden load rejections, may be greater than the maximum steady-state runaway speed.

At high specific speed, the flow is fully controlled by the guidevanes and the maximum momentary pressure and speed

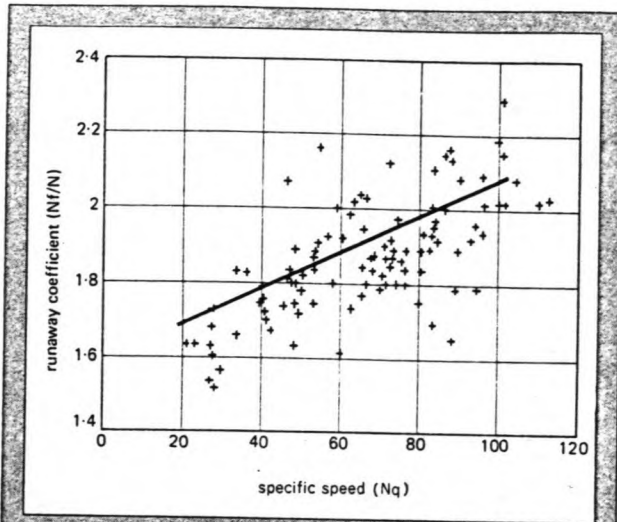


Fig. 4. Ratio between runaway and rated speed versus specific speed.

can be easily adjusted by modifying the turbine servomotor control. With the exceptions indicated above, the maximum steady-state runaway speed is used for the calculation of the maximum peripheral speed of the generator rotor. Sometimes the generator design is conditioned by this speed; this is usually when a large acceleration constant is required to reduce the maximum momentary pressure or to improve frequency regulation. In such a case, and in particular when the turbine and generator are bid for separately and simultaneously, the specified maximum value of the runaway speed should be

evaluated carefully to avoid problems in the design of the turbine (such as specifying a value which is too low) or of the generator (such as specifying a value which is too high).

The ratio of runaway speed to rotation speed basically depends on the specific speed, but being strictly related to energy dissipation, it also depends on the guidevane opening, on the ratio of maximum head to design head, and on cavitation conditions.

Units operating under a wide range of heads, and in particular units with a high specific speed, do not necessarily reach maximum runaway speed at maximum head, because at such a head the guidevane opening may be limited by the generator capacity. In any case, it is normally acceptable at the preliminary design stage to calculate the maximum runaway speed considering the factor  $H_M/H_n$ .

On the basis of the present investigation, the introduction of this factor improves the correlation coefficient. The influence of cavitation has been investigated, but no acceptable relationship has been found with the available data.

The resulting interpolating function of the ratio of runaway speed to rated speed, shown in Fig. 4, is:

$$N_f/N = (1.5 + 4.6 N_q/1000)(H_M/H_n)^{0.422} \dots (12)$$

with  $r = 0.75$  and  $s = 0.052$

The function is similar to the one indicated in the previous article<sup>1</sup>.

## Other turbine dimensions

The statistical investigation has been limited to the dimensions shown in Fig. 5.

The missing spiral case dimensions can be obtained either by physically drawing the spiral case or using the formulae given in the previous article<sup>1</sup> which are still valid.

Both the specific speed  $N_q$  and the turbine runner  $D_3$  were considered as independent variables and it was found, as expected, that the influence of the specific speed is appreciable only on the spiral case dimensions, because of the change in the runner profile, while the best correlation coefficients for draft tube dimensions are found when the influence of  $N_q$  is

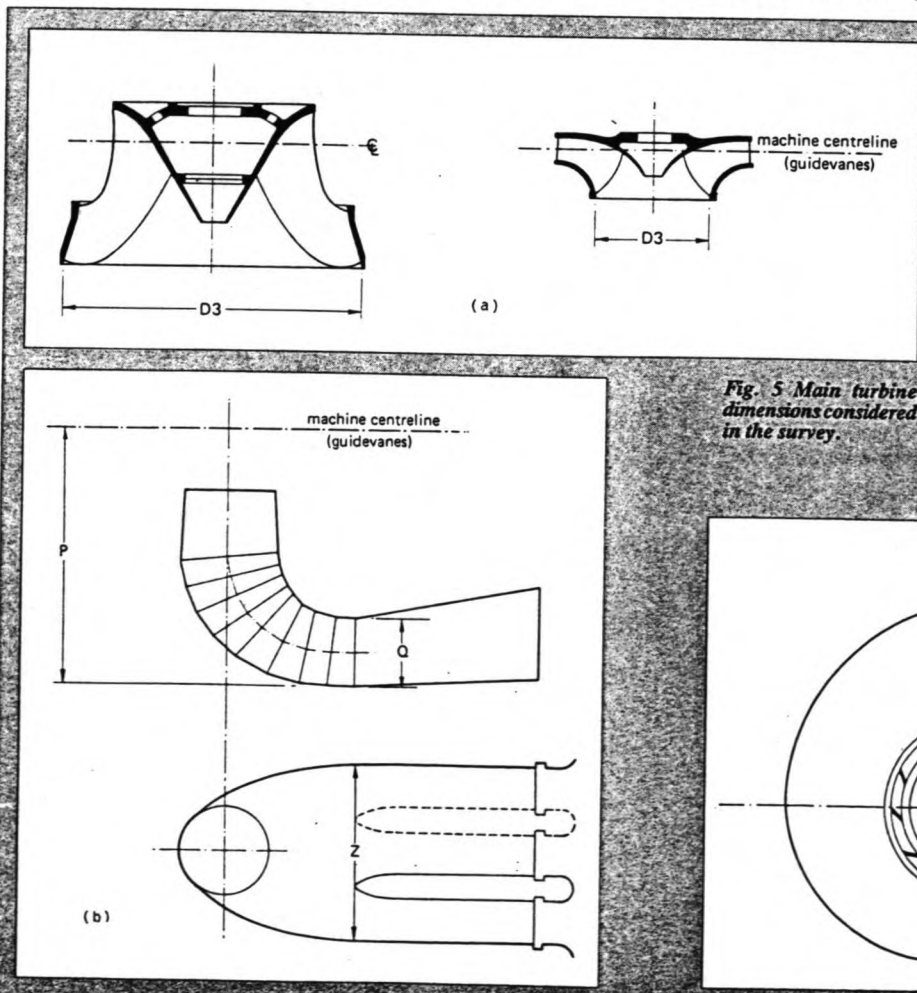


Fig. 5 Main turbine dimensions considered in the survey.

**Table I — Hydro plants considered in the survey**

Powerplant	Supplier	Head (m)	Power (MW)	Rotation speed (rev/min)	Powerplant	Supplier	Head (m)	Power (MW)	Rotation speed (rev/min)
Acaray II	Nohab	64	65	176.5	Itauba	Hydroart and Voith	88	125	150
Agoyan	Mitsubishi	149	77	225	Itumbiara	Voith	80	365	94.7
Agus I	Voest Alpine	62	47	150	Jaguas	Vevey	245	98	400
Agus VII	Hydroart	33	27	120	Jarnvagsforsen	Nohab	78	54	214.3
Aigue Blanche	Neyrpic	18	0	765	Kalan	Hydroart	425	39	750
Al Massira	Escher Wyss	58	69	166.7	Karakaya	Escher Wyss	148	340	150
Alicura	Allis Chalmers	117	257	150	Keban	Vevey	145	178	166.7
Amlach	Voith	360	30	750	Kenering	Hydroart	35	44	136.4
Amouggez	Neyrpic	181	65	375	Kidatu II	Voith	165	50	375
Anjan	Nohab	40	27	166.7	Kinda dam	Voith	52	30	250
Aslantas	KMW and Nohab	58	46	166.7	Kokluce	Escher Wyss	428	49	600
Assomata	Hydroart	39	59	125	Komani	Neyrpic	96	156	158
Ataturk	Escher Wyss	142	324	150	Kotmale	KMW	202	77	375
Bacurato	Escher Wyss	102	50	276.9	La Estrella	Nohab	370	21	900
Barra	Voith	98	40	327.3	La Grande 2	Neyrpic	137	340	133.3
Betania	Hydroart	72	165	128.6	Ledinge	Nohab	73	10	428.6
Big Creek	Allis Chambers	225	37	450	Los Valles	Nohab	280	25	900
Bjorna	Nohab	38	11	200	Magat	Voest Alpine	81	107	180
Bocac	Escher Wyss	51	60	150	Marimbondo	Voith	60	175	100
Boeckstein	Vevey	425	46	750	Mayfield	Voest Alpine	56	48	138.5
Braulio	Hydroart	138	9	600	Messaure 3	Nohab	87	157	150
Calusia	Hydroart	128	49	300	Nkula Falls	Voith	57	22	250
Caracol	Mitsubishi	96	207	128.6	Outardes 2	Neyrpic	83	156	128.5
Casa de Piedra	Nohab	38	33	157.9	Oymapinar	Escher Wyss	143	139	214
Champagne	Hydroart	192	14	600	Paulo Afonso 4	Voith	113	395	120
Chicoasen	Mitsubishi	176	293	163.6	Pena Larga	Hydroart	65	40	225
Chokaigawa	Mitsubishi	173	22	600	Playas	Voest Alpine	176	76	360
Cirata	Voest Alpine	107	130	187.5	Porjus 11 & 12	Nohab	60	236	83.3
Colbun	Voith	166	228	187.5	Porto Raso	Voith	64	27	257.1
Comedero	Escher Wyss	85	62	225	Pouget	Neyrpic	440	257	333
Couesque	Neyrpic	53	61	166.7	Pulangi IV	Voest Alpine	106	88	200
Derbendi Khan	Mitsubishi	80	81	187.5	Randenigala	Escher Wyss	78	72	200
El Cajon	Vevey	162	89	300	Rangipo	Escher Wyss	206	68	428.6
El Makhazine	Vevey	45	36	187.5	Rovina Piastra	Hydroart	541	135	600
El Nispero	Nohab	155	23	514.3	Russel dam	Voest Alpine	49	93	120
Emborcaao	Voith	129	300	138.5	Ruzzi 2	Neyrpic	30	14	187.5
Feitsui	Voest Alpine	106	83	200	Sadva	KMW	50	32	187.5
Ferrieres G1	Neyrpic	61	11	428	Salvajina	Mitsubishi	95	97	180
Foz do Areia	Hydroart	135	419	128.6	Seven Mile	Mitsubishi	58	175	94.7
Gidea	Nohab	40	12	200	Shinamoto	Mitsubishi	193	128	240
Gidbole	Nohab	30	9	200	Shiroro	Voest Alpine	97	171	150
Gitaru	Voith	136	72	272.7	Soelk	Escher Wyss	212	65	375
Godwin	Neyrpic	31	2	450	Song Loulou	Vevey	42	49	120
Grandes Chutes	Neyrpic	118	9	600	St Etienne de				
Green Lake	Mitsubishi	108	10	514	Cantales	Neyrpic	57	35	200
Guadalupe IV	Vevey	406	80	514.3	St Guillaume	Neyrpic	275	58	500
Harspranget	Nohab	103	469	107.1	St Pierre de				
Hartwell V	Voest Alpine	52	99	112.8	Maregas	Neyrpic	71	118	143
Hausling	Escher Wyss	622	175	600	Stornorrfors	Nohab	73	187	115.4
Hinds Lake	Nohab	217	77	360	Sundshagsfors	Nohab	46	5	428.6
Hogfors	Nohab	90	2	1060	Taabo	Vevey	56	80	150
Hosap	Neyrpic	51	2	750	Tarbela 9 & 10	Escher Wyss	100	216	136.4
Hrauneyjafoss	KMW	86	80	200	Tchimbele	Neyrpic	94	26	428
Hrauneyjafoss	Nohab	86	72	200	Thiers 2	Neyrpic	120	1	1000
Ilha Solteira	Voith	46	160	85.7	Torpshamar	Nohab	123	55	250
Inagawa	Mitsubishi	438	43	600	Tres Irmaos	Neyrpic	45	166	85.7
Iporanga	Voith	210	35	514.3	Tucurui	Neyrpic	61	320	81.8
Itaipu	Neyrpic and Voith	118	740	90.9	Walgauwerk	Voith	138	45	428.6
Itaparica	Hydroart and Voith	51	250	81.8	Xingo	Voith	112	500	109.1

The units listed here were designed between 1975 and 1985, with few exceptions.

$$Z = (-0.5679 + 2.7409 D_3) \dots (18)$$

$$r = 0.93 \text{ and } s = 5.71$$

The flow speed at the draft tube outlet was also investigated but no satisfactory interpolating function has been found. This speed mainly depends on the turbine head; Fig. 12 shows the ratio between the discharge velocity head and the design head ( $V_{out} 2/2gH_n$ ), versus the turbine design head.

### Acknowledgement

The authors wish to thank all the manufacturers mentioned in the Table for supplying the main data and dimensions of their machines, and thus making this study possible.

### Reference

1. DE SIERVO, F. AND DE LEVA, F., "Modern trends in selecting and designing Francis turbines"; *Water Power & Dam Construction*, August 1976.

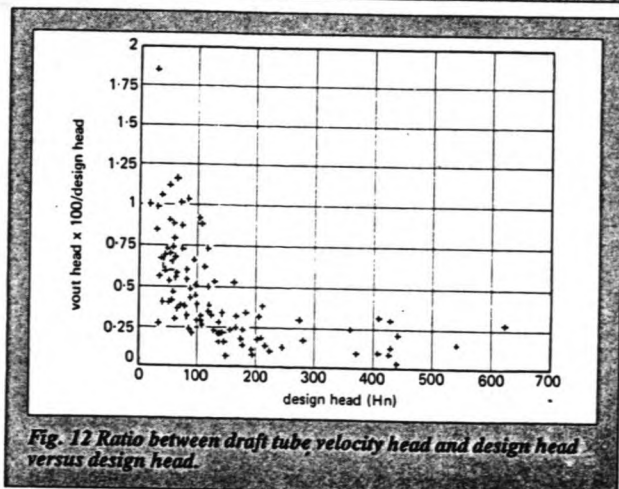


Fig. 12 Ratio between draft tube velocity head and design head versus design head.

HYDRO POWER JAI-MARO

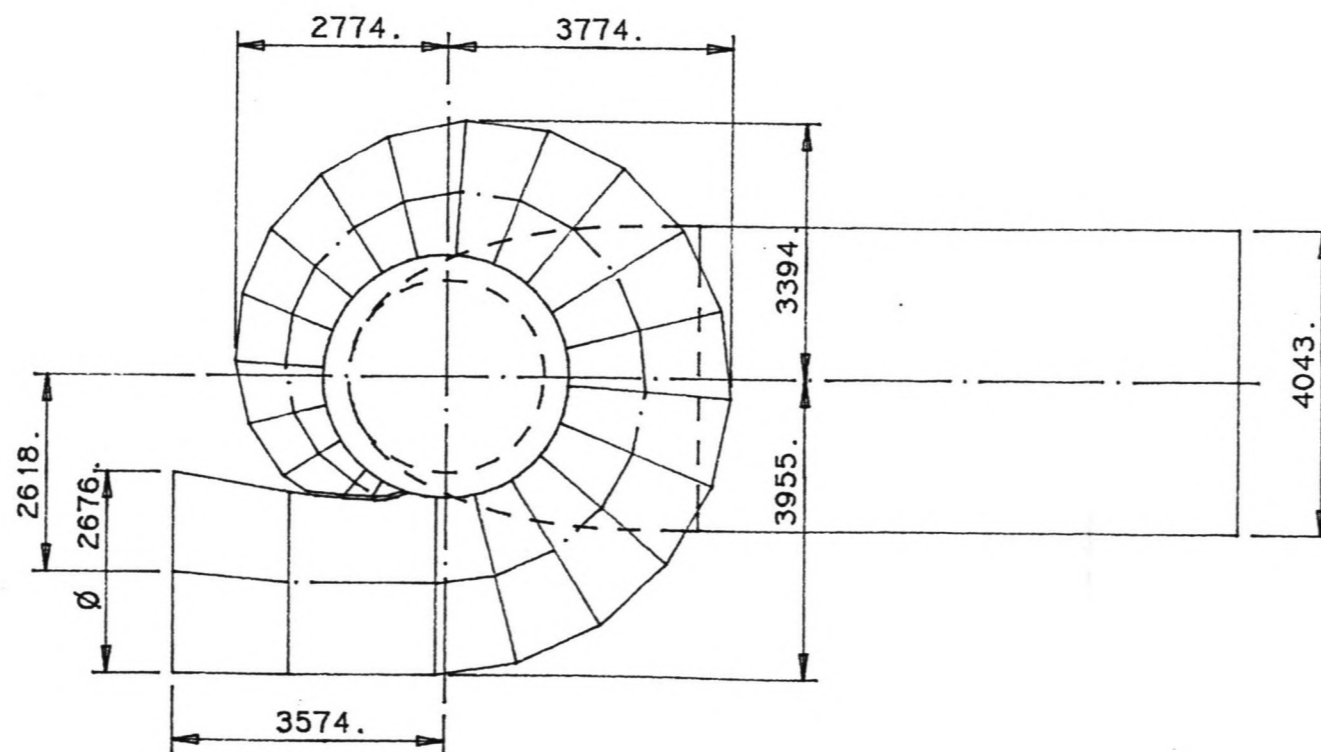
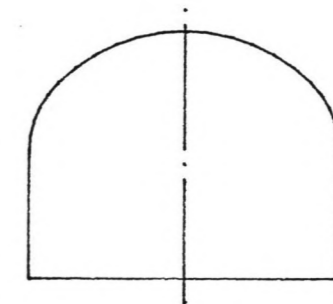
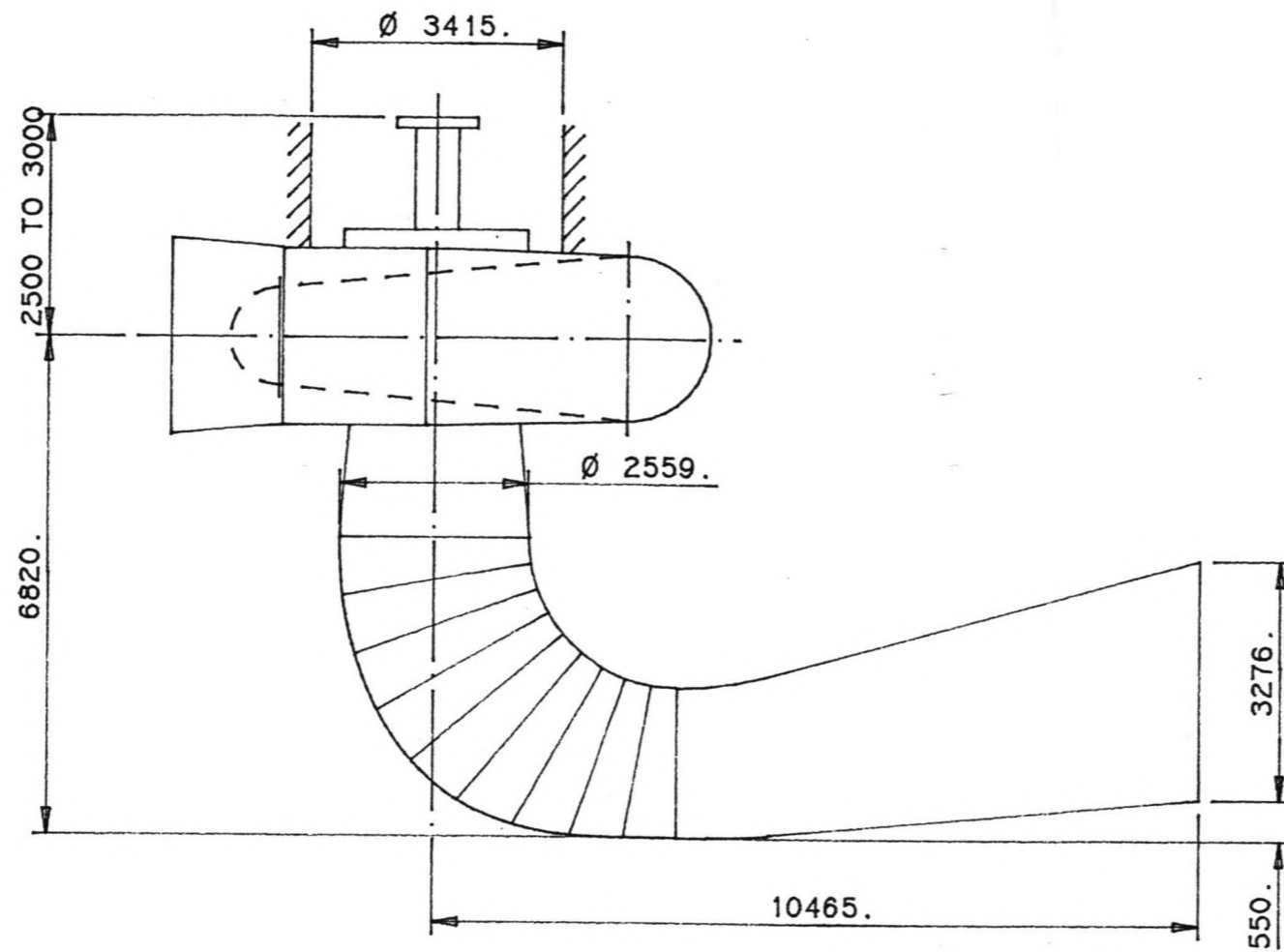
MAIN CHARACTERISTICS

3 turbine, type vertical axis FRANCIS  
(+ 1 standby)

Rated net head	60 m
Discharge per turbine	41.7 m <sup>3</sup> /s
Output on turbine shaft	22240 kW
Synchronous speed	300 rpm
Maximum runaway speed	570 rpm
Runner diameter : outlet	2200 m
throat	2096 m
Wicket gates circle diameter	2425 m
Height of the distributor	0.668 m

Setting up of distributor centreline

The distributor centreline will be set up at 1.6 metres under the downstream level corresponding to one unit at full load under 60 m net head.



The dimensions of this drawing are approximate

NEYRPIC  
ALSTHOM group

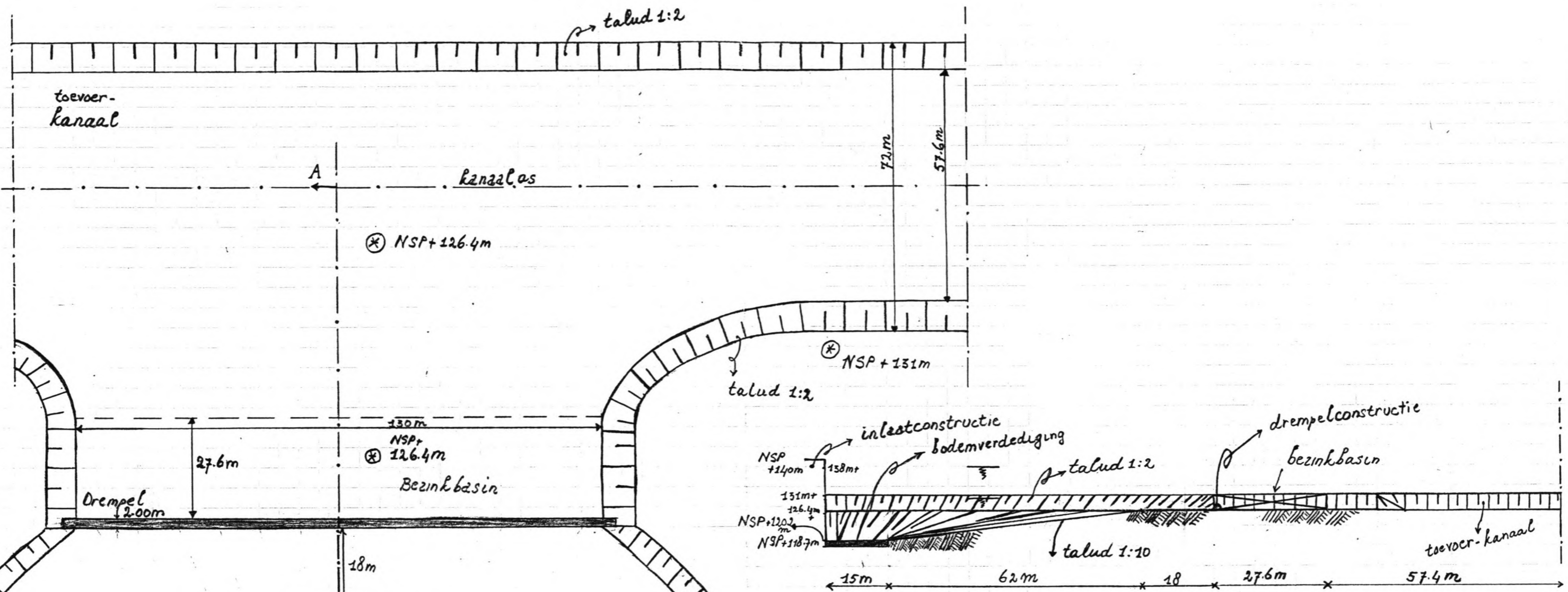
JAI-MARO  
POWERHOUSE

4 VERTICAL FRANCIS TURBINES  
22240 KW - 60 m - 300 rpm  
 $Q = 41.7 \text{ m}^3/\text{s}$

GENERAL DIMENSIONS

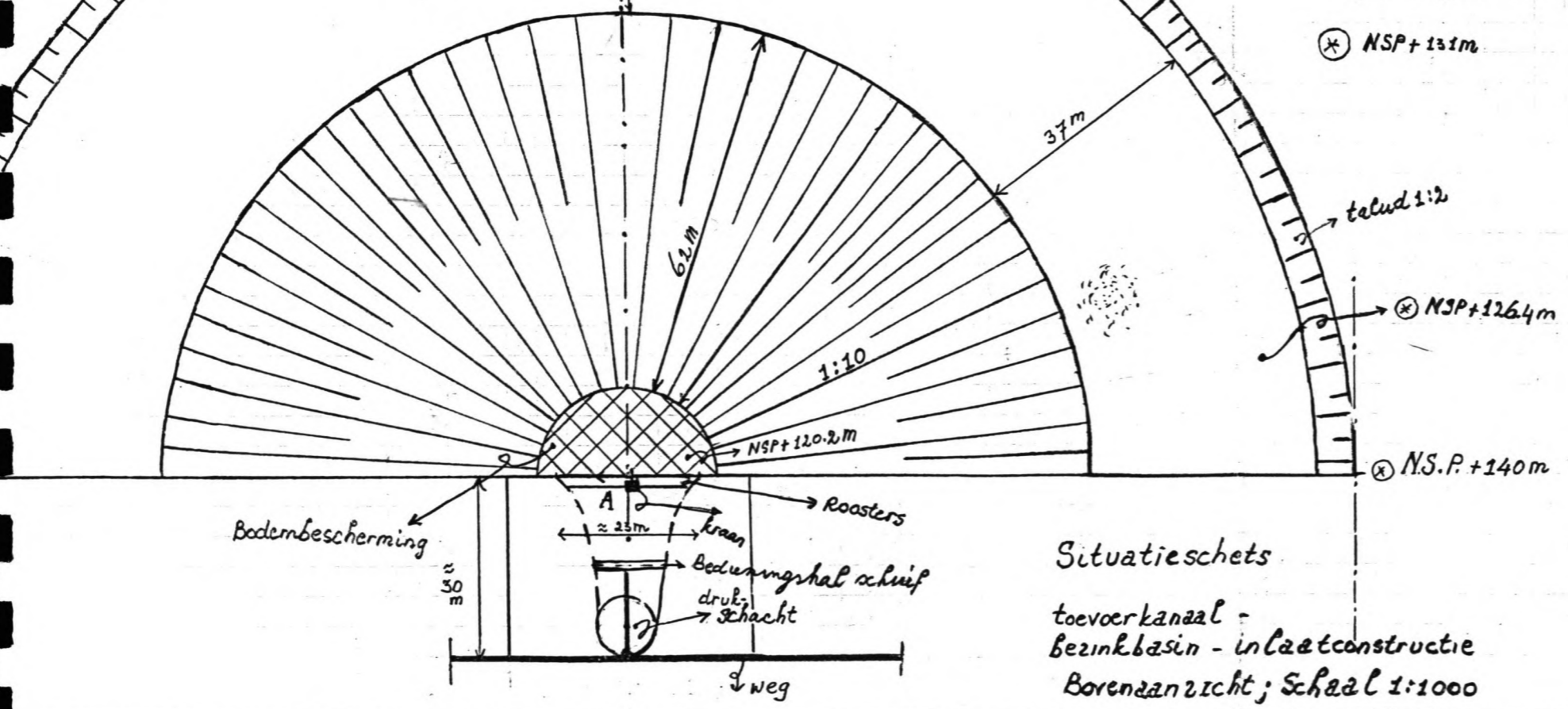
SCALE: 1/100

DATE: 11\_18\_87 DRAWING: P2544



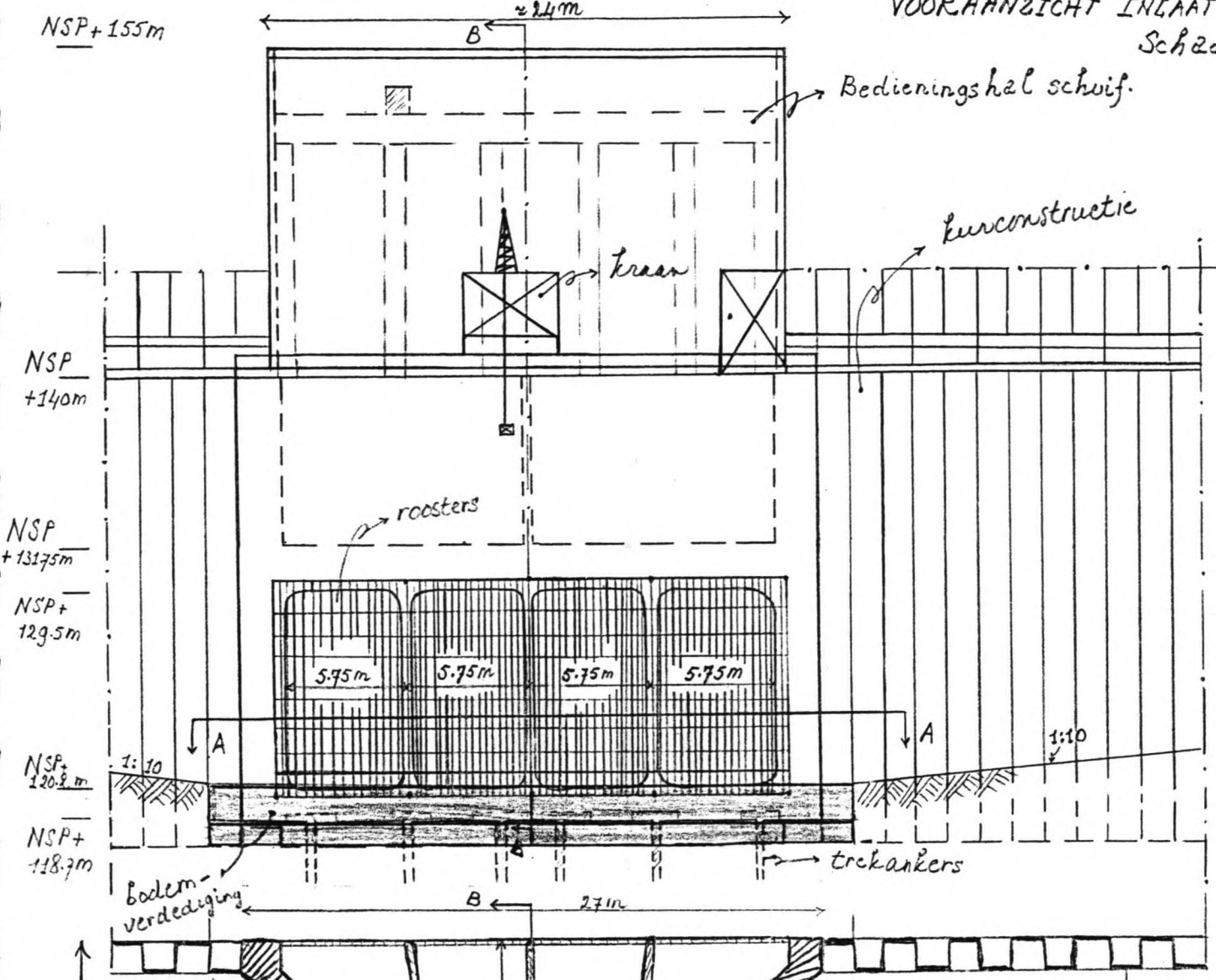
VERTICALE DOORSNEDE A-A  
Schaal 1:1000.

TECHNISCHE UNIVERSITEIT DELFT faculteit der Civiele Techniek	
PROJECT JAI-MARO waterkrachtcentrale (SURINAME)	
PRINCIPESCHETS: SITUATIE - AANVOERKANAAI - BEZINKBASIN - INGAAT CONSTRUCTIE	
VAKGROEP: WATERBOUWKUNDE	Schaal 1:1000
HOOGLERAAR: PROF. IR. A. GIERUM	DATUM: MEI 1988
SCHETS: NO ①	STUDENT: R.D. PHERAI



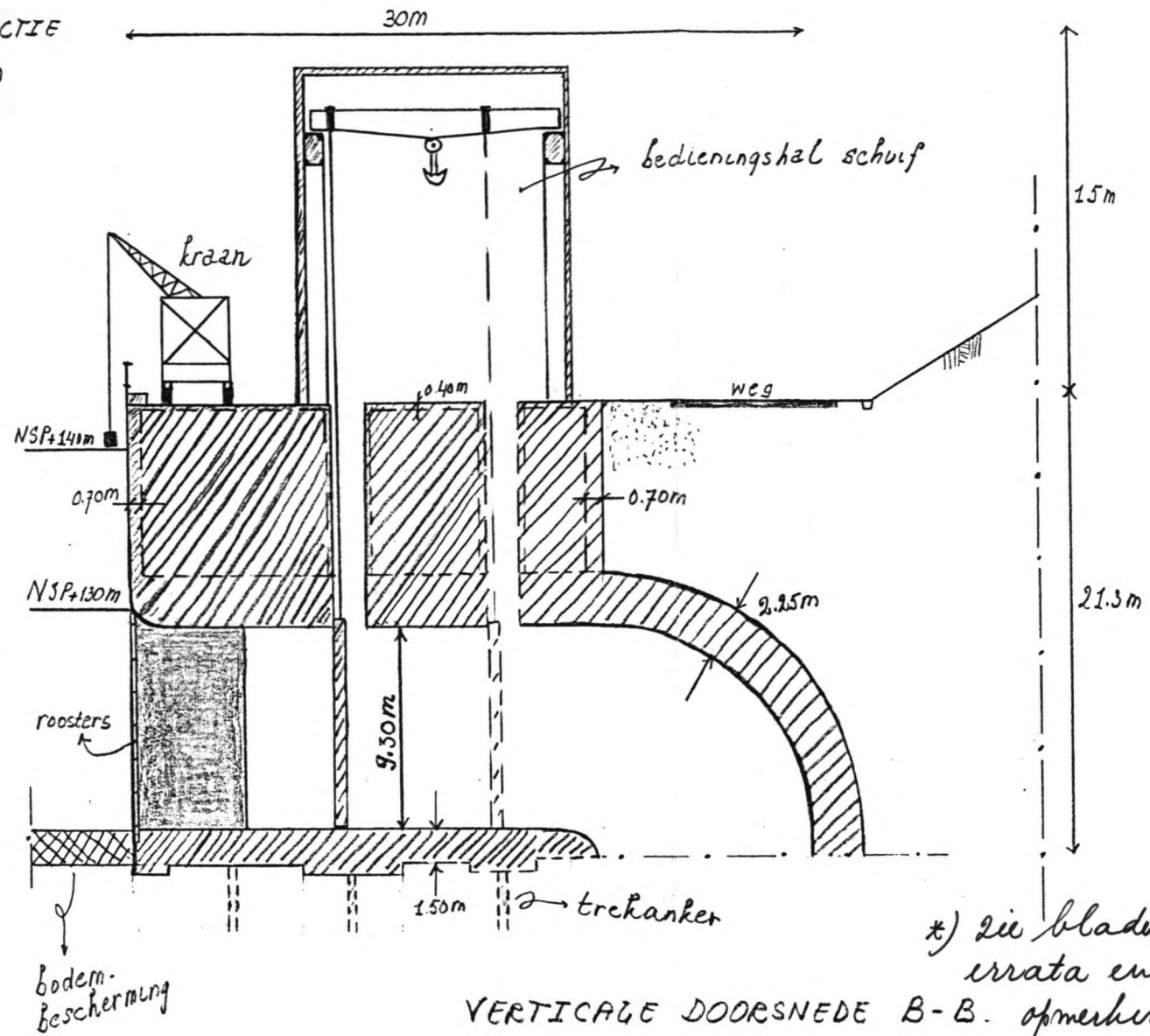
Situatieschets  
toevoer kanaal -  
Bezinkbasin - inlaatconstructie  
Borenaanzicht; Schaal 1:1000

PRINCIPESCHETS  
VOOR AANZICHT INLAATCONSTRUCTIE  
Schaal 1:300



HORIZONTALE DOORSNEDE A-A  
Schaal 1:300

\* ) zie bladen met errata en opmerkingen

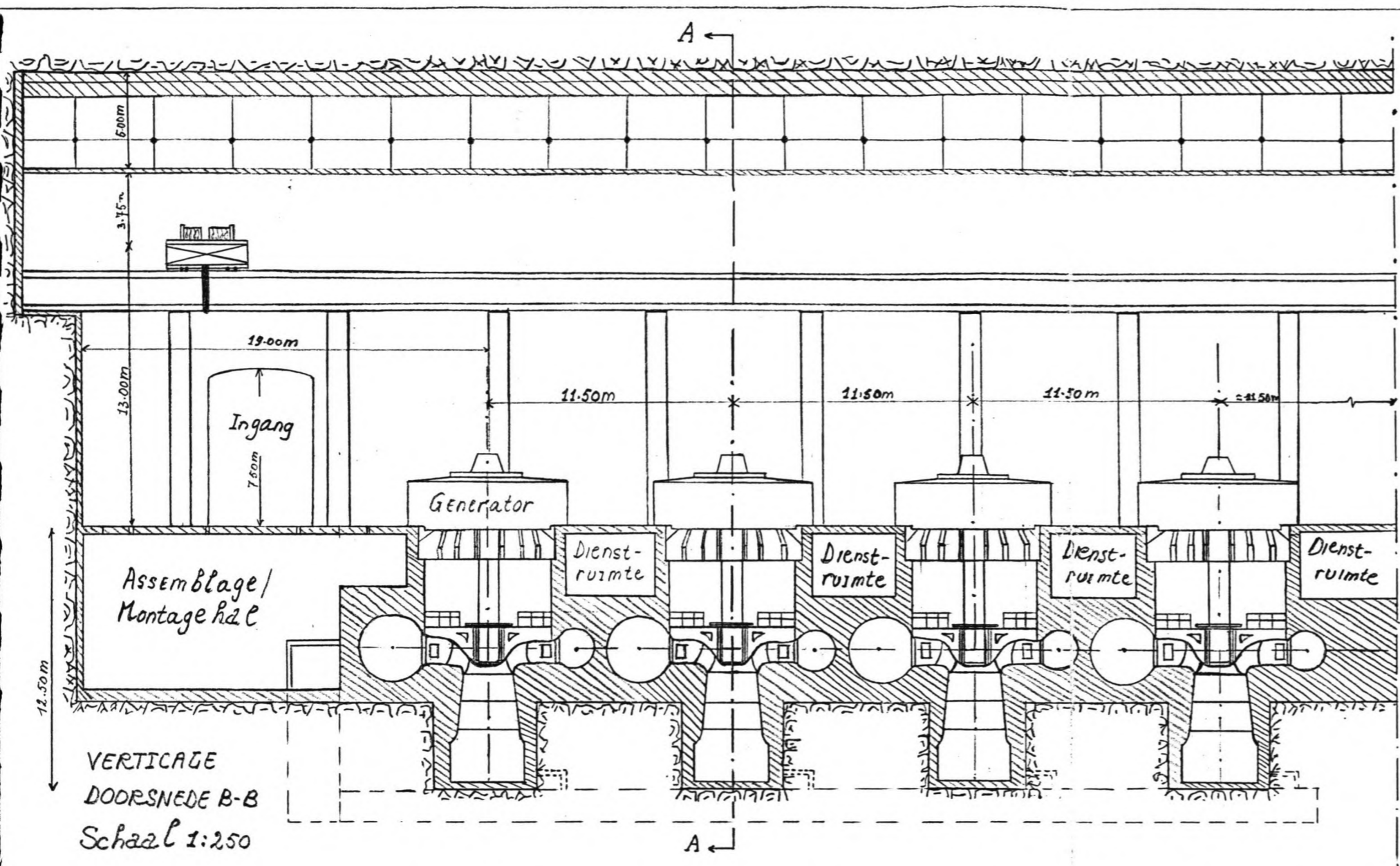


VERTICALE DOORSNEDE B-B. opmerkingen  
Schaal 1:300

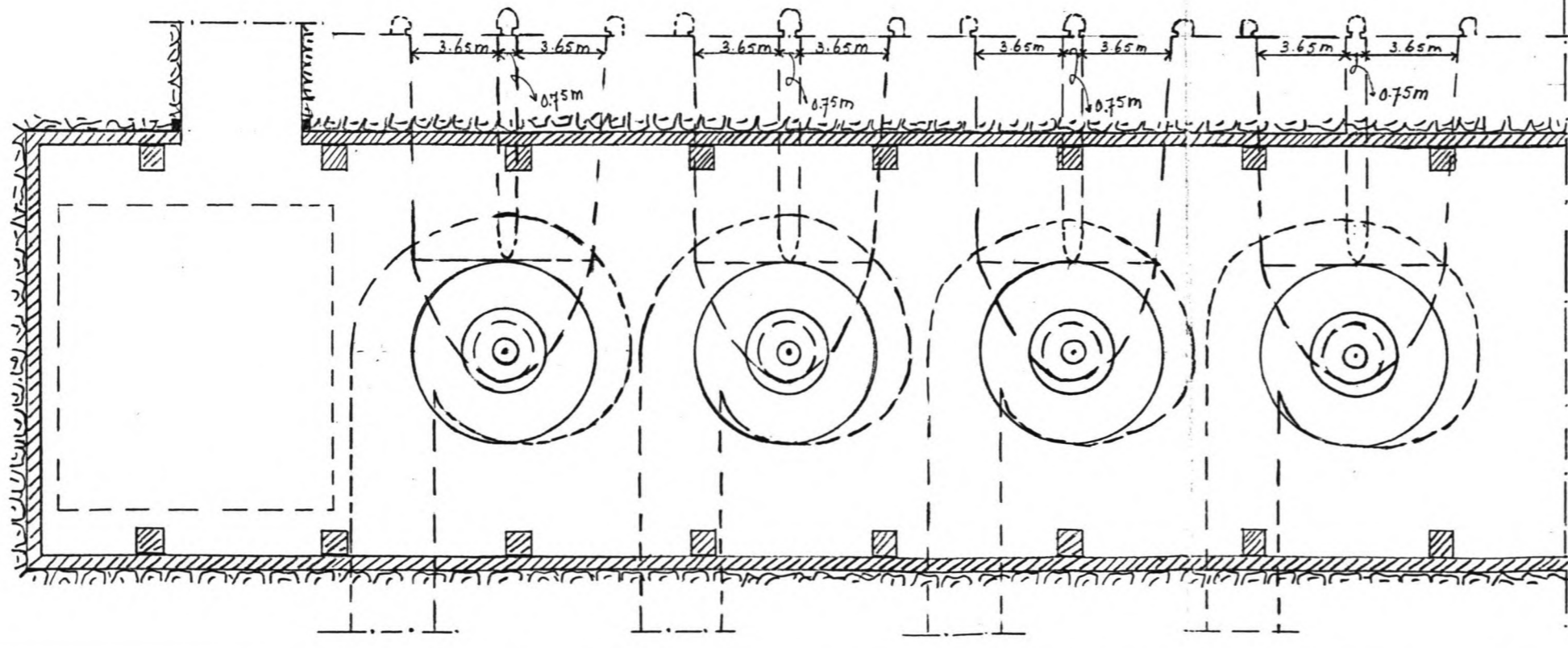
\* ) zie bladen met errata en opmerkingen

TECHNISCHE UNIVERSITEIT DELFT. faculteit der Civiele Techniek	
PROJEKT JAI-MARO WATERKRACHTCENTRALE (JURINAME)	
PRINCIPESCHETS INLAATCONSTRUCTIE	
VAKGROEP: WATERBOUWKUNDE	Schaal 1:300
HOOGLEERAR: PROF. IR. A. GIERUM	DATUM: MEI 1988
SCHETS NO ②	STUDENT: R.D. PHERAI

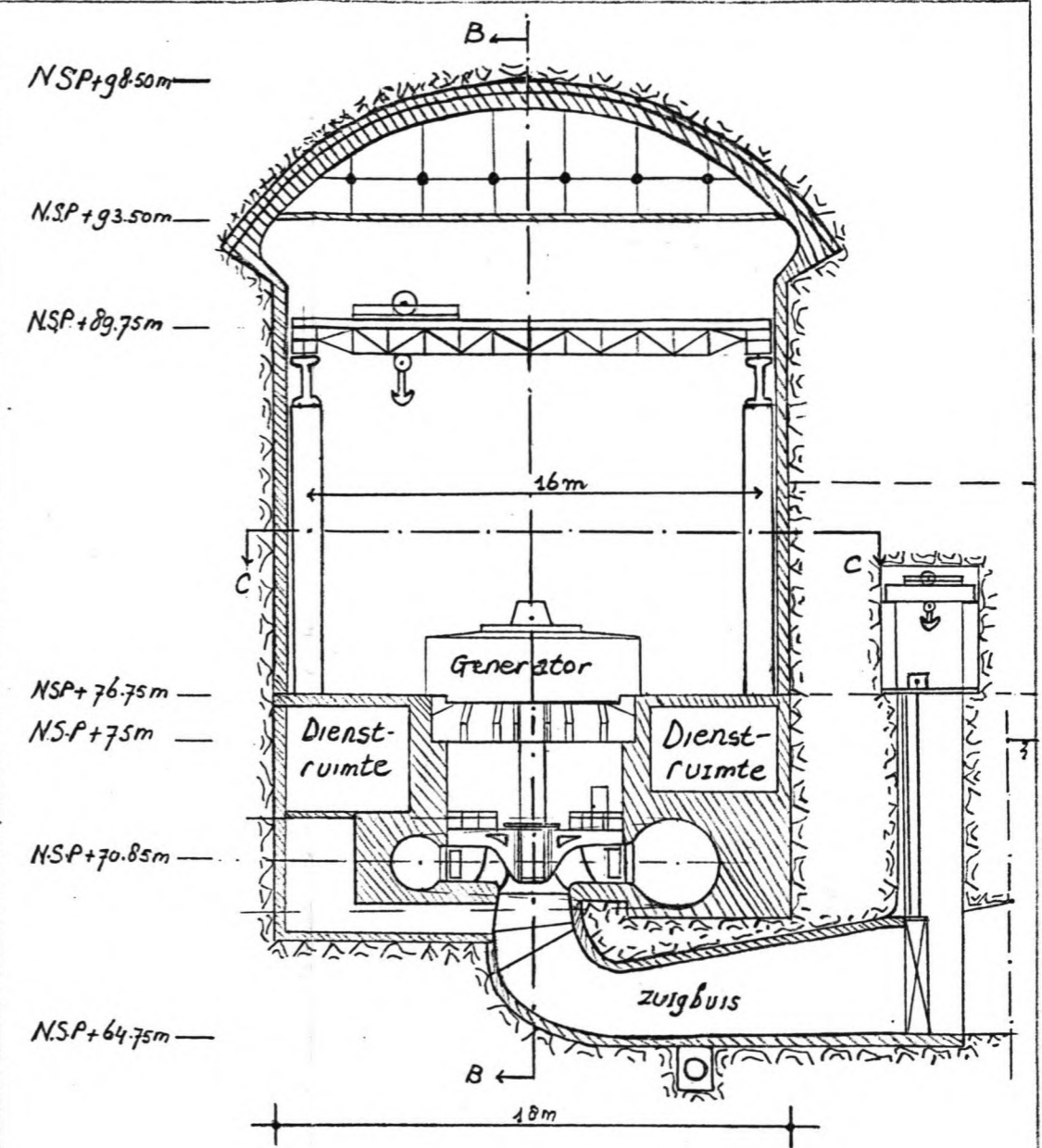




VERTICALE DOORSNEDE B-B  
Schaal 1:250



HORIZONTALE DOORSNEDE C-C  
Schaal 1:250



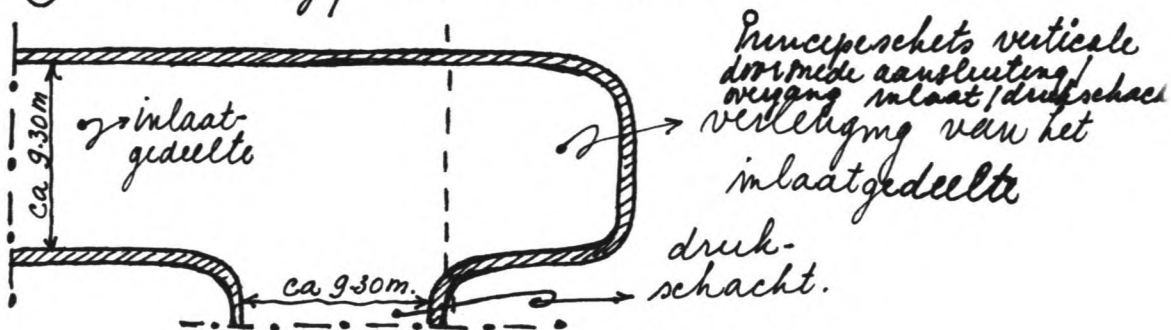
VERTICALE DOORSNEDE A-A.  
Schaal 1:250

TECHNISCHE UNIVERSITEIT DELFT. faculteit der Civiele Techniek	
PROJECT JAI-MARO WATERKRACHTCENTRAGE (SURINAME)	
PRINCIPESCHETS ONDERGRONDSE CENTRAGE	
VAGGROEP: WATERBOUWKUNDE	SCHAAL 1:250
HOOGGERAAR: PROF. IR. A. GGERUM	DATUM: MEI 1988
SCHETS NO ③	STUDENT: R.D. PHERAI

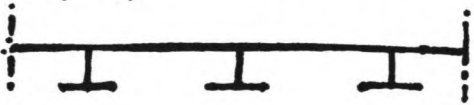
## Errata en opmerkingen bij deel C

(\*) Blz. 61/62/64. De figuren 8.6. a/b/c. en de opmerkingen op blz 64. m.b.t. de dimensionering van de schuif moeten in principe geïntegreerd worden beschouwd.

- Om de overgang van de inlaatconstructie naar de drukschacht hydraulisch verantwoord te doen zijn dient figuur 8.6 te worden aangepast. Voorgesteld wordt om de overgang uit de roeren in de vorm van een slakkenhuis, zodanig dat aldaar naar de drukschacht toe als het ware een soort "badhuifeffect" ontstaat. De (in eerste instantie) volgens figuur 8.6 aldaar optredende bochtverliezen zouden aldus tot een minimum gereduceerd kunnen worden. De aanpassing houdt in dat het inlaatgedeelte t.o.v. de drukschacht iets verder doorloopt ("overstek"). Zie onderstaande schets (niet op schaal!). Dit betekent tevens dat de doorsneden A-A en B-B op prinsipschets nr. (2) ook aangepast zullen dienen te worden



- M.b.t. de dimensionering van de schuif (blz. 64) wordt opgemerkt dat vanwege de grote overspanning van 15 m er gerekend is voor de schuif als zijnde een isotrope plaat ondersteund door een raamwerk van HE-A dwars- en langsliggers (vergelijk de situatie van een brugdek op stalen lang- en dwarsliggers met een bovendek van staalplaat). Gezien de aard van de constructie en de daarop veronderstelde belastingen is het evenwel raadzamer om bij de berekeningen niet te gaan van een orthotrope plaat, die zelf dienst doet als flens.

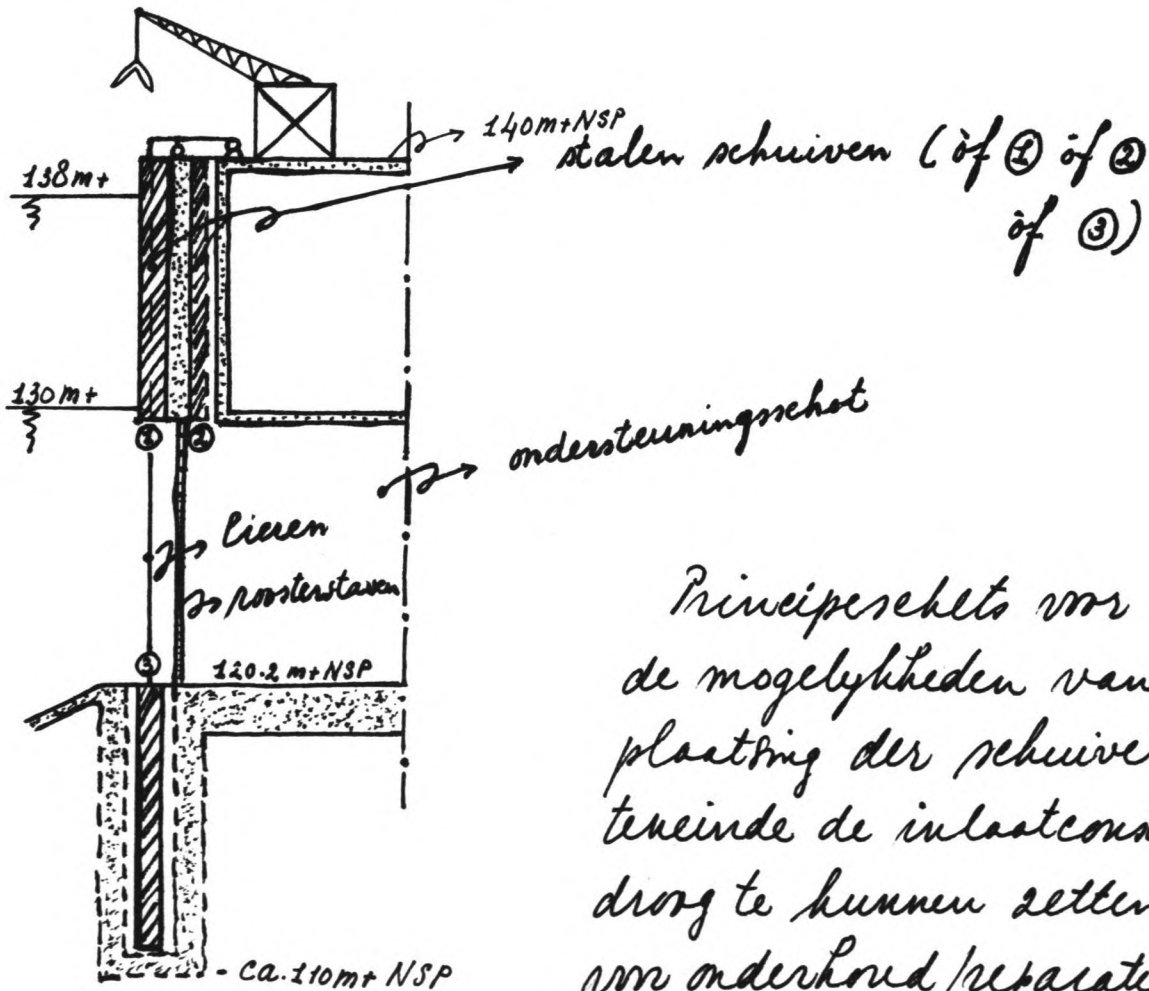


Het is wel aan te bevelen om de overspanning in dat geval iets kleiner te maken. Dit is zeer wel mogelijk indien de schuif, nu verdeeld in 4 segmenten, geplaatst wordt aan de uiteinde van (en tussen) de ondersteunings (e.g. leid-)schotten. Het is duidelijk dat de zijwanden en vloer van de inlaatconstructie zelf en tevens de schotten in dit geval van sponningen zullen dienen te worden voorzien, waarin bij afsluiten van de constructie (niet laten schuiven) de schuiven terecht moeten komen. Naar analogie van Figuur 8.6.c. komt de bedieningshal dan verder naar de vóórszijde

van de inlaatconstructie te liggen. Indien i.v.m. de ruimte t.b.v. de kraan dit ontoelaatbaar geacht wordt kan worden overwogen om de lengte van de ondersteunings (e.g. leid)schotten te vergroten. Ook bestaat de mogelijkheid, indien de inlaatconstructie volledig drooggeset zou dienen te worden de situering van de schuiven verder naar de voorzijde toe te verplaatsen. Wellicht dat de aanwezigheid van de bedieningshal en die van de kraan elkaar nu uitsluiten; maar dan zou kunnen worden overwogen om de schuiven (nog steeds verdeeld in 4 segmenten, zie figuur 8.6.a.) geheel aan de buitenzijde van de constructie (tegen de voorplaat aan tussen 130m+NSP en 140m+NSP-er is voldoende ruimte om de volle hoogte van de inlaatopening te kunnen dekken) te plaatsen. Hierbij zullen wel sponningen aan de buitenzijde van de inlaatconstructie noodzakelijk zijn. Bij bewaar van corrosie van de stalen schuiven als gevolg van het afwisselend droog en nat staan onder invloed van de wisselende reservoirwaterstanden kan misschien zelf een in dit geval extreme oplossing worden overwogen waarbij de schuiven worden geplaatst in sponningen (bedoeld wordt een smalle schacht

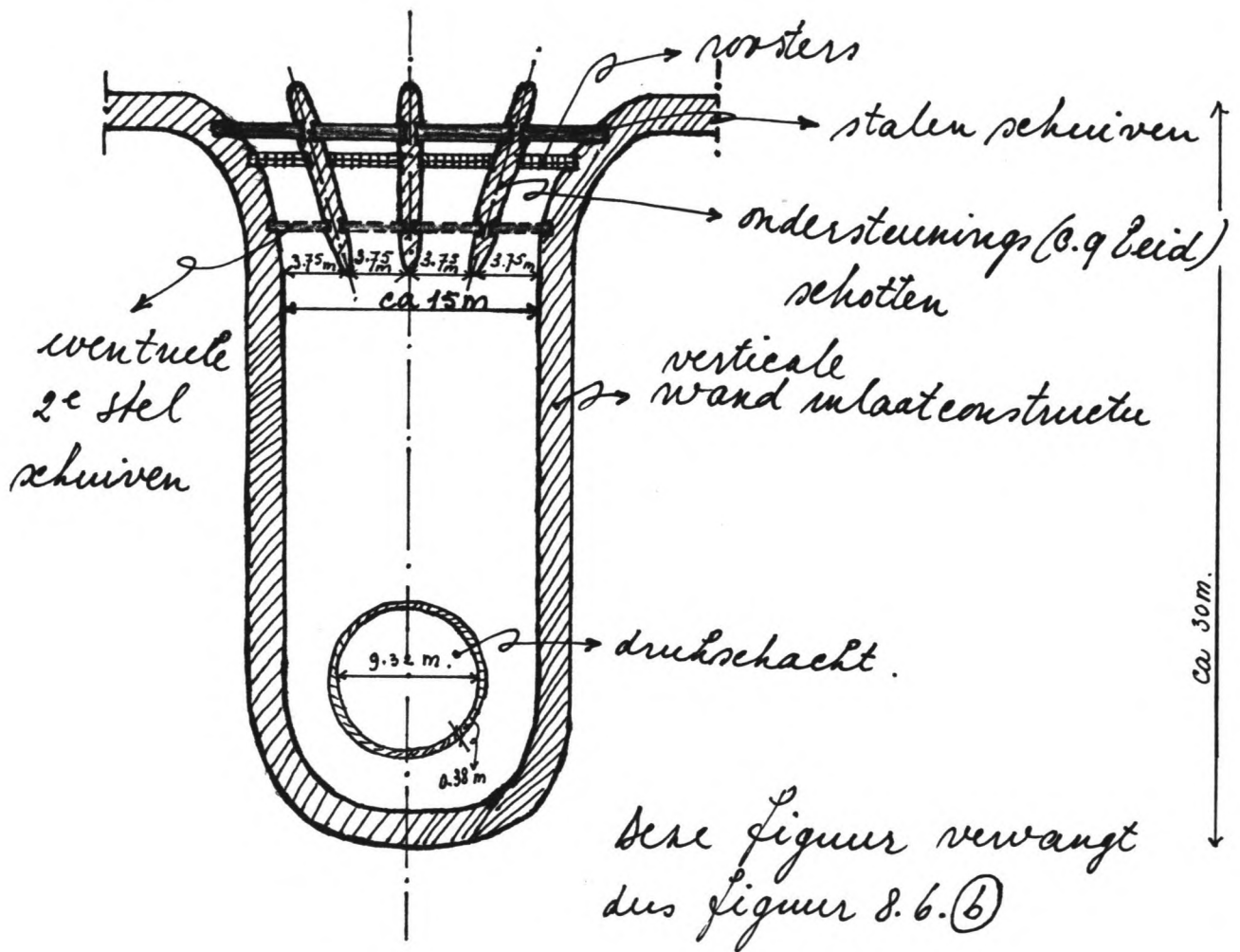
over de volle breedte aan de inlaatszijde) onder het niveau van de vloer (onderplaat) van de inlaatconstructie. Deze zouden eventueel hydraulisch bedrukt kunnen worden. Bedruking d.m.v. lieren m.b.v. de aanwezige kraan blijft echter ook mogelijk. Een bezwaar van deze oplossing zou kunnen zijn de ondersteuning van de schuiven in gesloten toestand aan de onderrijde (en afdichting). Hierop zal verder niet worden ingegaan. Zie onderstaande principeschets (niet op schaal!). Het voordeel van de schuiven aan de buitenzijde is dat in dat geval de roosterstaven na meelaten (e.g. ophalen) van de schuiven van binnenuit (gereinigden) onderhouden zouden kunnen worden. Evenals bij de eerder genoemde oplossing met de schuiven direct achter de voorplaat (aan de binnenzijde in dit geval) komt bij deze oplossingen ook de vraag op of de reiniging van de roosterstaven van buitenaf niet in het geding komt. Omdat bij plaatsing van de schuiven aan de buitenzijde, t.o.v. van de uiterste buitenrand van de constructie de roosterstaven nu wel iets verder naar beneden terecht komen en dus moeilijker "bereikbaar" voor de kraan voor reiniging. Met plaatsing

van de schuiven onder het niveau van de onderplaat (vloer) op ca. 118 à 119 m + NSP. Om dit behaar eventueel ondervangen kunnen worden. Onderstaande principeschetsen (niet op schaal!) geven een indicatie van de hierboven aangehaalde mogelijkheden c.q. de voorgestelde aanpassing. Het dient geen nadere uitleg dat t.b.v. het droogzetten van de inlaatconstructie er pompen geïnstalleerd dienen te worden.



Principeschets voor de mogelijkheden van plaatsing der schuiven teneinde de inlaatconstructie droog te kunnen zetten voor onderhoud/preparatie

Principe schets van de horizontale doorsnede over de inlaatconstructie naar analogie van figuur 8.6.⑥ (doorsnede A-A). Voor de karakteristieke afmetingen in onderstaande figuur gelden dezelfde waarden als in figuur 8.6.⑥



Deze figuur verwant dus figuur 8.6.⑥

\* Bln 64.  $\bar{\sigma} = 160 \text{ N/mm}^2$ . In verband met floor van de plaat zou de waarde van  $160 \text{ N/mm}^2$  enige reductie dienen te ondergaan. De berekeningen zouden dus moeten worden aangepast met een  $\bar{\sigma}$  lager dan  $160 \text{ N/mm}^2$ ; daarmee zou de gehele constructie waarschijnlijk iets zwaarder worden.

\* blz 68. De feitelijke reden van de bemaling is het droog kunnen bouwen en niet het voorkomen van opdrijven

\* blz 79 t/m 81.

a) De controleberekeningen van de verschillende platen zijn uitgevoerd met slechts het buwmoent  $M_u$  als criterium. By dergelijke afmetingen van de constructie en de optredende belastingen is het echter zeer wel mogelijk dat de dwarskrachten ( $Q$ ) een niet verwaarloosbare rol zouden kunnen gaan spelen in de uiteindelijke dimensionering. Binnen dit ontwerp is controle op dwarskracht echter niet geschied. Bij een eventueel eindontwerp zal dit nader dienen te worden beschouwd.

b) Bij de bepaling van de  $h_t$  is er uitgegaan van de simpele benadering  $h_t = 10/9 * h$ .

Feitelijk is  $h_t$ :  $h +$  halve staafdiameter van de wapeningsstaven + betondekking op de staven.

$h_t = 10/9 * h$  komt nu de praktijk echter te klein uit bij kleine  $h_t$ 's en te groot bij grote  $h_t$ 's. De reden van de toepassing van de benadering  $h_t = 10/9 * h$  ligt in het feit dat



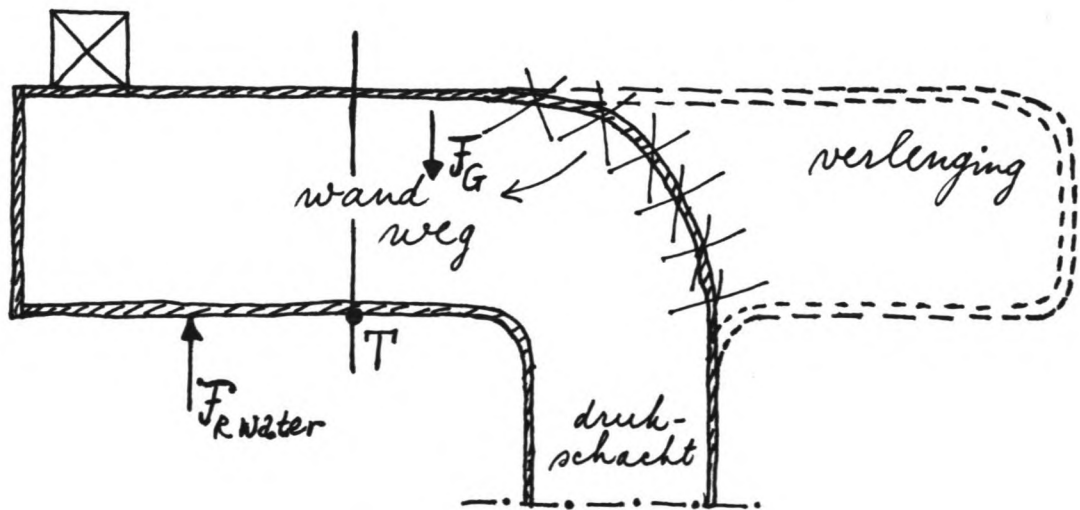
binnen het ontwerp van de inlaatconstructie het dimensioneringsaspect van de wapening niet ter hand genomen is. In een uiteindelijk ontwerp, waarbij de wapening zal dienen te worden vastgesteld, zou de ht volgens de juiste methode  $h_{\pm} = h + \frac{1}{2} * \text{staafdiameter} + \text{dekking}$  dienen te worden bepaald

- (\*) Blz 87. Toepassing van trekpalen houdt in dat in situaties zonder horizontale belastingen de palen ook druk moeten kunnen opnemen. Dat betekent een zware en kostbare fundering. In het vervolg van het ontwerp (zie bijvoorbeeld schets no ②) is in eerste instantie de trekpalen fundering dan ook vervangen door groutankers. Bovendien kan ook enige "hulp" worden verkregen door de horizontale grondwrijving langs de wanden die zich ook tegen kantelen verzet (Opmerking: Vanwege de onbekendheid met de plaatselijke grondgegevens - coëfficiënten voor de wrijving langs de wanden bijvoorbeeld, dit is reeds opgemerkt in het rapport - is de (positieve) invloed van de wandwrijving binnen de stabiliteetsanalyse verwaarloosd; mede teneinde de benaderingen conservatief te houden).
- + Bij de verdere analyse blijkt echter dat

de optredende funderingsdruk  $\sigma_{\max}$  van  $0.71 \text{ N/mm}^2$  in de meest ongunstige situatie, van een dergelijke grootte is dat deze weliswaar gemakkelijk door de betonconstructie kan worden opgenomen, doch nu geen geval door de (veronderstelde) onderliggende grondlaag. (Het is niet bekend op welke diepte de rotslaag zich bevindt - verondersteld is dat de verweerde rotslaag begint op ca.  $115 \text{ m} + \text{NSP}$ , wat inhoudt dat de onderzijde van de vloerplaat van de inlaatconstructie, tevens de uiterste bovenzijde van de fundering zich bevindt op ca.  $118.7 \text{ m} + \text{NSP}$  (figuur 8.10) en dus nog steeds in de grondlaag). Deze ontoelaatbaar hoge waarde van de funderingsdruk voor grond in combinatie met het gegeven dat de grondomstandigheden ter plaatse van de geprojecteerde constructie zeer ongunstig zijn (aanwezigheid van mica en schist in de grondsamenstelling) doet veronderstellen dat er t.b.v. de inlaatconstructie toch een gewone paalfundering noodzakelijk zal zijn, die geacht wordt onder de maatgevende extreme omstandigheden (maximale reservoirwaterstand + lege inlaathoker) ook trekbelastingen te kunnen opnemen. In een eventueel eindontwerp dient deze materie nader te worden nitzgediept. Een nauwgeret grondonderzoek

ter plaatse zal zeer ontbeerlijk zijn.

+ Voorts is uit de controle gebleken dat in eerste instantie groutankers zouden kunnen worden toegepast. De stabiliteit tegen kantelen zou (in geval er dus geen gewone paalfundering noodzakelijk zou; dit is mede afhankelijk van op welke diepte de rotslaag zich bevindt en of er daarop direct gefundeerd zou kunnen worden) kunnen worden vergroot door de inlaatconstructie naar de zijde van de schacht toe te verlengen. (Een kleine verlenging is, zoals eerder opgemerkt ook hydraulisch erg verantwoord met het oog op de bochtverliezen nabij de overgang inlaatconstructie / drukschacht.). Zie onderstaande principeschets (niet op schaal!).



De stabiliteit tegen kantelen wordt nu sowieso vergroot doordat het eigen gewicht van de constructie groter wordt. Het is nu echter de vraag waar

de resultantes van de verticale belastingen terecht komen t.o.v. het beschouwde handelpunt  $T'$ . Aangenomen dat het zwaartepunt van de constructie (zie ook figuur 8.11) links van het punt  $T'$  blijft, doch vanwege een verlenging van het inlaatgedeelte t.o.v. de oude situatie (figuur 8.11.8) toch even naar rechts verschuift, dan zal bij onveranderde plaats van het punt waardoorheen de resultante van de waterdruk loopt (t.o.v. punt  $T'$ ) de stabiliteit van het inlaatwerk (tegen kantelen) gunstiger worden t.o.v. de situatie in figuur 8.11.6., omdat  $\bar{G}$  t.o.v. punt  $T'$  tegen kantelen een tegenwerkend moment linksom zou opleveren tegenover het rechtsomwerkend moment a.g.v. de  $F_{\text{water}}$ .

Walt het zwaartepunt van de constructie a.g.v. de verlenging van het inlaatgedeelte nu rechts van het punt  $T'$ , dan zal bij gelijkblijvende plaats van  $F_{\text{water}}$  t.o.v. punt  $T'$ , de stabiliteit tegen kantelen ongunstig worden beïnvloed vanwege een meerwerkend moment linksom nu en ook een linksomwerkend moment a.g.v.  $F_{\text{water}}$  (t.o.v.  $T'$ )

Het is echter ook de vraag of bij verlenging van het inlaatgedeelte het punt  $T'$  en ook de plaats waar  $F_{\text{water}}$  wordt verondersteld aan te grijpen, geen wijziging ondergaat(n). Ook zal er

(maar dat geldt algemeen) bij de overgang inlaatconstructie/drukshacht extra trek-/druk wapening dienen te worden aangebracht teneinde bij ieder vermelde maatgevende belastingsituatie de vergrote trek- (aan de linkerzijde van de drukshacht in de figuur/schets op blz 10-) en drukbelastingen (aan de rechterzijde) op een verantwoorde manier (zonder <sup>ontoeleefbare</sup> scheuren etc.) te kunnen opnemen.

Op deze kwestie m.b.t. de stabiliteit van de constructie tegen kantelen wordt er binnen dit afstudeerontwerp niet verder ingegaan. Aanbevolen wordt om in een eindontwerp dit geval nader uit te zoeken.

\* Blz 10. De controle met  $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{1}{6}bt^2}$  is in principe niet af. De controle eindigt met in spanningen die met de sterkte van het beton moeten worden vergeleken. Maar....., er wordt hierbij gerekend met ongewapend beton ( $\sigma = \frac{M}{\frac{1}{6}bt^2}$ ) Door de toepassing van gewapend beton zou wellicht de geschatte dichte kunnen voldoen aan de door de controleberekeningen vastgestelde eisen.

LH

