

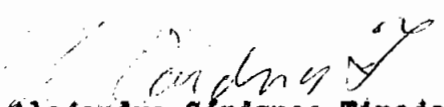
"TESIS PREVIA A LA OBTENCION DEL
TITULO DE INGENIERO EN LA ESPE -
CIALIZACION DE ELECTROTECNIA DE
LA ESCUELA POLITECNICA NACIONAL"

TUBERIA DE PRESION DEL PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR

Rodolfo Delgado Brito

Quito

Septiembre, 1.965


Ing. Alejandro Gárdenas Tinajero

DIRECTOR DE TESIS.

A MIE PADRES

INDICE DE MATERIAS

	Páginas
DESCRIPCION DEL PROYECTO	1
DIVISION DEL SALTO	4

PRIMER SALTO

CAPITULO PRIMERO

TANQUE DE PRESION	6
Cambio de dirección del agua	7
Dimensiones del tanque de presión	7
Rebozadero	9
Canal de desfogue directo	12
Compuertas del canal de llegada y del canal de paso directo	14
Compuerta y canal de desfogue	22
Rejillas	28
Compuerta de entrada a la tubería	32
Altura de agua sobre la embocadura de la tubería	38
Drenaje del tanque de presión	40

CAPITULO SEGUNDO

PERFIL Y NUMERO DE LAS TUBERIAS	42
<u>Perfil más conveniente para localización de la tubería</u>	42
Determinación de la caída bruta	45
Potencia bruta teórica	46
Longitud de la tubería	46
<u>Número de tuberías a instalarse, tomando en cuenta:</u>	

	Páginas
Aspecto técnico	47
Aspecto económico	48

CAPITULO TERCERO

GOLPE DE ARIETE	56
Diámetro económico aproximado de la tubería . .	56
Tiempo de cierre	59
<u>Cálculo del Golpe de Ariete:</u>	
Cálculo de tanteo	62
Cálculo definitivo	63
a) Fórmula aproximada	68
b) Fórmula de Micheaud	69
c) Según el gráfico de Sparre	69
d) Procedimiento gráfico de Alliévi	70
e) Procedimiento analítico de Alliévi	71
Factor de seguridad para el Ariete	78
Cómo contrarrestar el Golpe de Ariete	78

CAPITULO CUARTO

DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA

Clases de tubería:	
De acuerdo al material	81
De acuerdo al diámetro	88
Según su colocación (instalación)	88
De acuerdo al sistema de instalación	88
Seleccionamiento de la tubería	90
Velocidad del agua en la tubería	91

Cálculo del diámetro más económico del tubo:

a) Imponiéndose un porcentaje de pérdidas de carga . . .	93
b) De acuerdo al ábaco de velocidades límites (de la J. M. Voith)	94
c) Fórmula de Bondschu	95
d) Fórmula de W' Banersfeld y Adolfo Ludín	96
e) Mediante cuadro comparativo de los costos anuales de tubería (Pérdidas de carga según Hazen-Williams) .	102

EspeSor de la tubería:

EspeSor mínimo para soportar presiones exteriores	106
" " " " la presión lateral	108
EspeSor para resistir a los esfuerzos de tensión originados por la presión interior	109
Determinación práctica de los distintos espesores de la tu- bería	113

CAPITULO QUINTO

ESTRUCTURAS COMPLEMENTARIAS Y PIEZAS ESPECIALES DE LA TUBERIA	118
<u>Juntas de dilatación</u>	118
Efectos de las variaciones de temperatura	118
Dimensiones, tipo y sitio de colocación de las juntas	118
<u>Bloques de apoyo</u>	121
Esfuerzos que actúan sobre los apoyos	121
Diseño de los bloques de apoyo	124
<u>Bloques de anclaje</u>	129
Esfuerzos que se producen en los codos (anclajes) . .	129

	Páginas
Diseño de los bloques de anclaje	135
<u>Piezas especiales</u>	154
Conos o abecinamientos	154
Codos, bridas y bifurcaciones	155
Válvulas	157

CAPITULO SEXTO

POTENCIA EFECTIVA DE LA TURBINA Y DEL ALTERNADOR	158
<u>Pérdidas de carga</u>	158
Pérdidas de carga en las rejillas	158
" " debidas a la entrada	158
" " por rozamiento continuo	159
" " en los codos	161
" " por cambios de sección	163
" " en las válvulas	164
" " debidas a bifurcaciones	164
" " debidas a la creación de la veloci- dad necesaria para el desagüe	165
<u>Determinación de la caída neta</u>	165
<u>Cálculos relativos a las turbinas</u>	166
Velocidad específica de la turbina	166
Ligera exposición de lo que es una turbina Pelton. . .	167
Principales características de las turbinas a usarse .	168
<u>Alternadores que se acoplarán a las turbinas (caracte- rísticas)</u>	170
<u>Casa de máquinas</u> (Ubicación, dimensiones aproximadas y cotas).	171

	Páginas
Rápida	174
Canal de desfogue posterior a la turbina	177

S E G U N D O S A L T O

CAPITULO SEPTIMO

TUBERIA DE PRESION DEL SEGUNDO SALTO	178
<u>Depósito de almacenamiento y tanque de presión</u>	178
Volumen del almacenamiento	178
Diseño del almacenamiento (tanque de presión)	181
<u>Perfil y número de tuberías</u>	183
<u>Golpe de Ariete</u>	185
<u>Dimensionamiento de la tubería</u>	186
<u>Estructura complementarias y piezas especiales de la tubería</u>	188
<u>Potencia de las turbinas y de los alternadores</u>	201
BIBLIOGRAFIA	202

INDICE DE CUADROS

Págs.

CUADRO N° 1. Demanda eléctrica del Sistema Tulcán-Ibarra-Cayambe	3
CUADRO N° 2. Selección del diámetro más económico, utilizando para el cálculo de las pérdidas de carga la fórmula de Manning (1 ^{er} salto)	60
CUADRO N° 3. Resumen de los resultados obtenidos para el Golpe de Ariete, según varios métodos (1 ^{er} salto)	78
CUADRO N° 4. Características de los tubos de madera y hormigón	84
CUADRO N° 5. Selección del diámetro más económico, utilizando para el cálculo de las pérdidas de carga la fórmula de Hazen-Williams (1 ^{er} salto)	104
CUADRO N° 6. Resumen de los diámetros más económicos, obtenidos según diferentes métodos (1 ^{er} salto)	105
CUADRO N° 7. Número, diámetro y espesores prácticos de los tubos a utilizarse (1 ^{er} salto)	116
CUADRO N° 8. Variaciones de la temperatura ambiente, registradas en estaciones meteorológicas cercanas al sitio de la obra.	119
CUADRO N° 9. Selección del diámetro más económico, utilizando para el cálculo de las pérdidas de carga la fórmula de Manning (2° salto)	187
CUADRO N° 10. Selección del diámetro más económico, utilizando para el cálculo de las pérdidas de carga la fórmula de Hazen-Williams (2° salto)	187-A

INDICE DE PLANOS

a.- ESQUEMAS FIGURAS Y PLANOS QUE VAN EN LA MEMORIA

	Págs.
N° I. Perfil esquemático general del proyecto	4-A
N° II. Esquema del tanque de presión	10
N°III. Gráficos que sirven para la demostración de la forma	109-A
de cálculo del espesor de la tubería.	
N° IV. Bloque de apoyo Standar, tramo de menor inclinación(1 ^{er} s)	126
N° V. " " " , " " mayor " "	126
N° VI. " de anclaje N° 1 (1 ^{er} salto)	137
N°VII. " " N° 2 "	139
N°VIII " " N° 3 "	141
N° IX " " N° 4 "	143
N° X " " N° 5 "	145
N° XI " " N° 6 "	147
N°XII " " N° 7 "	149
N°XIV " " N° 8 "	151
N°XIV. " " N° 9 "	153
N° XV. Esquema eléctrico unifilar de la central hidroeléctrica	173
N°XVI. Esquema de la rápida	176-A
N°XVI-A Diagrama de carga de Ibarra	180
N°XVII Bloque de apoyo Standar, caso de menor inclinación(2° s)	190
N° XVIII/ Bloque de anclaje N° 10	192
N° XIX " " " N° 11	194
N° XX " " " N° 12	196

N°XXI. Bloque de anclaje N° 13	198
N°XXII " " N° 14	200

b.- PLANOS QUE VAN EN EL ANEXO

N° 1/9.- Mapa de localización de la central	
N° 2-A/9.- Planta general del proyecto (1 ^{er} salto)	
N° 2-B/9.- " " " "	
N° 2-C/9.- " " " 2 ^{de} "	
N° 3/9.- Tanque de presión (1 ^{er} salto)	
N° 4/9.- Detalle de compuertas y rejillas	
N° 5/9.- Perfiles (1 ^{ro} y 2 ^{do} saltos)	
N° 6/9.- Diagrama de alturas de presión (1 ^{er} salto)	
N° 7/9.- Diagrama para determinación de los espesores prácticos de la tubería (1 ^{er} salto)	
N° 8/9.- Tanque de presión (2 ^{do} salto)	
N° 9/9.- Diagrama de alturas de presión y espesores prácticos de la tubería (2 ^{do} salto).	

DESCRIPCION DEL PROYECTO

El presente trabajo se ocupa de la "Tubería de Presión del Proyecto Hidroeléctrico Montúfar", y es la continuación de una Tesis de Grado anterior, que trató de las obras de Toma y Conducción, incluyendo el Desarenador.

La captación se hace de tres ríos: Minas, Cuasmal, y Quebrada Las Lajas, mediante tres tomas independientes, conectadas inicialmente a sendos pequeños canales que después se interconectan en uno solo de mayores dimensiones, lográndose así aunar los pequeños caudales para una mejor utilización.

El caudal disponible, para aprovecharse en la caída, es de 2 m³/seg., según el trabajo previo citado y de acuerdo al dato facilitado por la Caja Nacional de Riego, entidad encargada de la obra.

El sitio, de alrededor de 1.000 m. de caída está ubicado en la loma de Cabras, junto a la población de San Vicente de Pusir Grande y muy cerca de la cuenca del río Chota (Paralelo 0° 26' de Latitud Norte, y Meridiano 77° 59' de Longitud Oeste).

Cabe anotar los siguientes puntos:

- 1.- La situación de la proyectada Central Hidroeléctrica se presenta favorable por estar en el centro del Sistema Eléctrico: Tulcán - Ibarra - Cayambe (establecido por el Plan Nacional de Electrificación de 1.963), y muy cerca de la carretera Panamericana, tramo Quito - Tulcán; siendo pues fácil el transporte de materiales y maquinaria para la construcción y montaje, y ofreciendo ventajas para la instalación de las adecuadas líneas de

transmisión.

2.- De acuerdo al mismo Plan de Electrificación, la demanda de potencia eléctrica en el citado sistema Tulcán - Ibarra - Cayambe, para el año de 1.973 será de 21.300 Kw, y la instalada utilizable para el mismo año, de 5.600 Kw (sin tener en cuenta las centrales en proyecto), quedando un déficit de 15.700 Kw para llenarse con nuevas centrales eléctricas. Resulta por tanto interesante, sobre todo si se toma en cuenta que la demanda seguirá creciendo aún más en los años posteriores al decaño previsto, pensar en la instalación de la planta de Montúfar que dará sobre los 15.000 Kw.

3.- Por último, el proyecto cumple con la condición de ser de una capacidad suficiente para cubrir las necesidades de toda la región, o sea, que es de una potencia grande y puede reemplazar a los numerosos y diminutos sistemas existentes en la actualidad, abaratándose así los costos de generación y mejorándose el servicio.

Para apreciar mejor lo anotado se adjunta un mapa de la zona con la ubicación de la central, (Ver Plano N° 1/9), y un cuadro de Demanda del Sistema Eléctrico Tulcán - Ibarra, - Cayambe.

PROVINCIAS DEL CARCHI - IMBABURA - PICHINCHA

SISTEMA ELECTRICO TULCAN - IBARRA - CAYAMBE

POBLACION, DEMANDA Y EVOLUCION DE LA POTENCIA INSTALADA

	1.963	1.964	1.965	1.966	1.967	1.968	1.969	1.970	1.971	1.972	1.973
1. Población de los centros ser- vidos (miles de habitantes) 1 *	111,04	113,52	116,10	118,89	121,58	124,46	127,52	130,69	133,99	137,44	141,11
2. Pronóstico de la demanda (MW)	4,70	4,84	5,90	8,70	12,40	15,10	16,10	17,20	18,40	19,70	21,30
3. Evolución de la potencia ins- talada (MW)											
3.1 Existente utilizable											
3.1.1 Plantas Municipales	5,00	5,00	5,00	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70	4,70
3.1.2 Plantas Particulares	1,20	1,20	1,20	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
3.2 Potencia total	6,20	6,20	6,20	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60	5,60
3.3 Déficit o superavit de potencia	+1,50	+1,36	+0,30	-3,10	-6,80	-9,50	-10,50	-11,60	-12,80	-14,10	-15,70

1* Incluye: Tulcán, El Angel, Libertad, San Isidro, Mira, San Gabriel, Cristóbal Colón, Pioter, Huaca, J. An-
drade, Ibarra, Imbaya, San Antonio, Ceranqui, Esperanza, San Roque, Quiroga, Cotacachi, A. Marín,
Atuntaqui, Natabuela, Chaltura, Ilumán, N. Egas, Otavalo, Quichinche, Espejo, San Rafael, San Pa-
blo, González Suárez, Cayambe, Tocachi, Tabacundo, Malchingui, La Esperanza.

1/ El cuadro es tomado del Plan Nacional de Electrificación elaborado por INECEL y la Junta Nacional de Pla-
nificación.

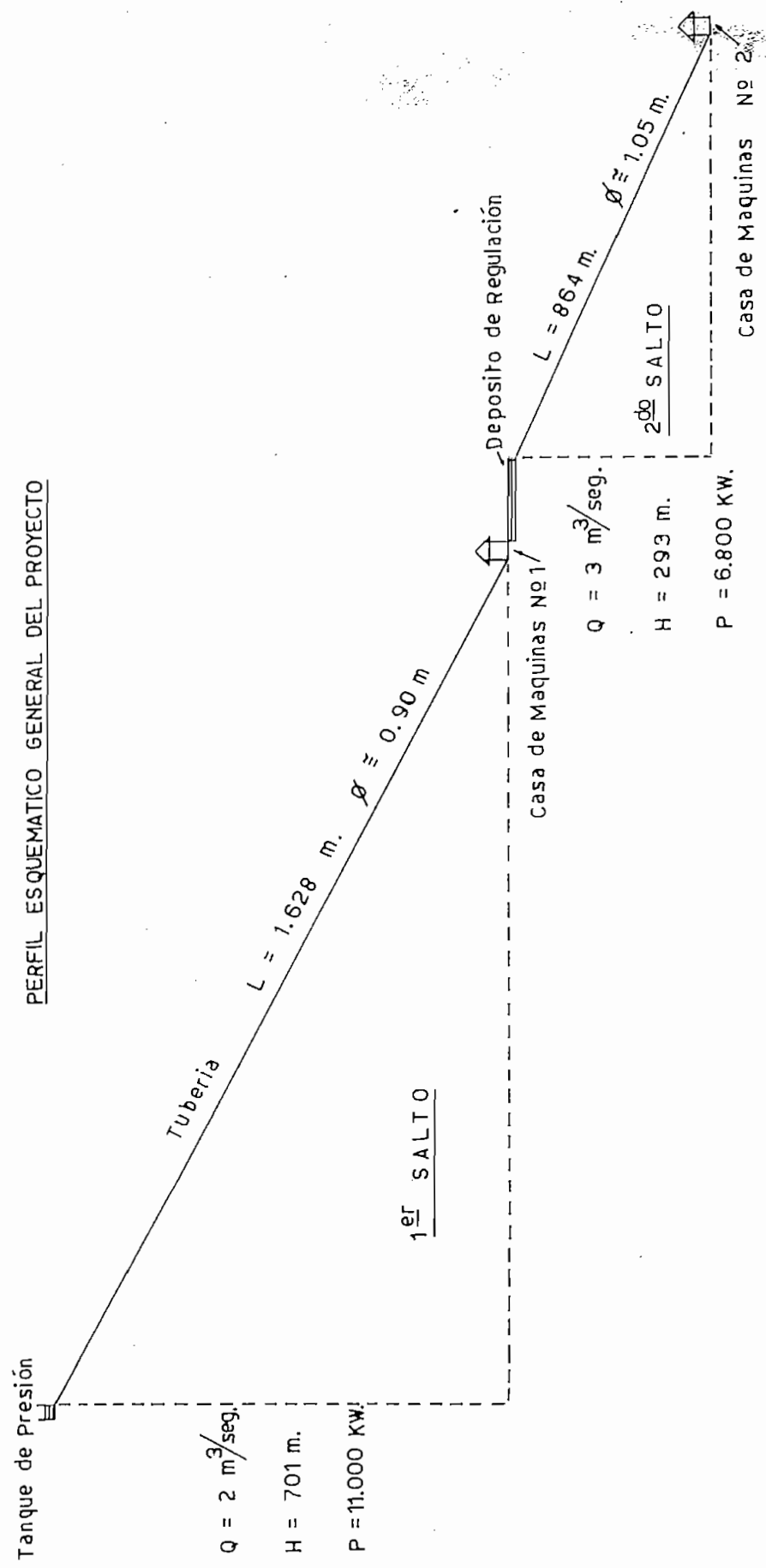
DIVISION DEL SALTO

La caída se la ha dividido en dos partes, la una va de la cota 2.673 m. a la 1.972 m., y la otra, de la cota 1.970m. a la 1.680 m. sobre el nivel del mar.

Las razones para esta división son las siguientes:

- 1.- **Topográficas:** Se puede decir que topográficamente son dos caídas en cascada, ya que, si se hace un recorrido por la zona, o se observan los planos correspondientes, (en la cota 1.971) hay un cambio marcado de dirección en el sentido horizontal, coincidiendo con una planicie que se la utilizará para hacer un depósito de compensación.
- 2.- **Económicas :** Si se hace en una sola etapa, la presión en el sitio más bajo sería tan grande que obligaría a usar aceros especiales para la tubería (con acero normal, resultaría de espesores muy grandes e impracticables).
- 3.- **Técnicas :** Se ha proyectado en etapas para hacer la construcción siguiendo a la demanda, o sea que en un principio se construirá la primera etapa para después, cuando lo exija el crecimiento de la demanda, instalar la segunda etapa.

PERFIL ESQUEMATICO GENERAL DEL PROYECTO



POTENCIA TOTAL = 17.800 KW.

PRIMER SALTO

Caudal - $2 \text{ m}^3/\text{seg.}$

Altura de caída - 701 m.

Potencia - 11.000 Kw

C A P I T U L O P R I M E R O

1.- TANQUE DE PRESION

Es la parte de una instalación hidroeléctrica que permite el pa
so adecuado de las aguas desde el canal de conducción hasta la tube
ría de presión y la conveniente distribución de las mismas.

El Tanque de Cabeza, para cumplir su función, estará localizado
al término del canal y en el origen de arranque de la tubería.

1-a. CONDICIONES HIDRAULICAS

1-a-1.- Deben evitarse los cambios bruscos de dirección entre -
la llegada del agua al tanque y su salida hacia la tube
ría.

1-a-2.- La capacidad del depósito será la suficiente para mante
ner llena la tubería durante el tiempo mínimo necesario
para el cierre de las válvulas de la turbina.

1-a-3.- El depósito debe tener un rebozadero capaz de evacuar -
el caudal máximo que puede llegarle.

1-a-4.- Se construirá un canal de paso directo a la descarga pa
ra poder dejar en seco la cámara de presión en caso de
reparaciones.

1-a-5.- Debe tener una compuerta que permita el bloqueo de la -
entrada de agua al tanque y otra que le abra el paso di
recto desde el canal de llegada al de desfogue.

1-a-6.- Debe construirse también una compuerta de desfogue para
la limpieza de sedimentos, con su correspondiente canal.

1-a-7.- Debe evitarse la entrada de cuerpos sólidos a la tubería, mediante rejillas adecuadas.

1-a-8.- Antes del origen de la tubería se pondrá una compuerta que bloquee la entrada del agua, cuando sea necesario.

1-a-9.- Tanto la estructura de entrada, como la tubería, en su inicio, tendrán un abocinamiento para disminuir las pérdidas por cambios de sección.

1-a-10. Se debe disponer de un sistema de drenaje.

1-a-1. Cambio de dirección del agua.- Debido a la topografía del sitio, en el presente tanque de presión, el agua debe dar un giro de 77° (medidos con la prolongación de la dirección de entrada). Para reducir las sedimentaciones, erosiones peligrosas y pérdidas de carga por cambios bruscos de dirección del agua, al pasar del Tanque de Cabeza a la estructura de entrada de la tubería de presión, se ha previsto que las paredes de dicho tanque tengan una dirección orientadora de los filetes líquidos; o sea, tengan una forma hidrodinámica. (Ver plano N° 3/9).

1-a-2. Dimensiones del Tanque de Presión.- La menor capacidad que el tanque debe tener para atender en algo a las fluctuaciones del consumo es igual a la necesaria para mantener llena la tubería, durante el tiempo mínimo necesario para el cierre manual de las válvulas de las turbinas; sin que llegue a producirse el vacío en la tubería, en caso de no entrar agua al tanque por daños en el canal.

Si se tiene:

$t = 5$ minutos

$$V = Q t = 2 \times 5 \times 60 = 600 \text{ m}^3$$

$$V = 600 \text{ m}^3$$

Los 600 m^3 , por otro lado, caen dentro del límite práctico establecido para determinar el volumen de las cámaras de presión, y que está dado por la siguiente igualdad:

$$V = 250 Q \div 500 Q$$

Si profundidad media = $h = 3 \text{ m}$.

Se tiene:

$$A = \frac{V}{h} = \frac{600}{3} = 200 \text{ m}^2 \text{ (Sección horizontal media)}$$

Por cuanto la pendiente en el sitio donde se construirá la obra es fuerte, el ancho del tanque se lo hará lo menor posible y se establece:

$$b = 8 \text{ m. (Ancho medio)}$$

$$L = \frac{200}{8} = 25 \text{ m. (longitud)}$$

La pendiente longitudinal será de 5% , dando el siguiente desnivel:

$$a = \frac{25 \times 5}{100} = 1,25 \text{ m.}$$

Se tiene:

$$\text{Profundidad Mínima} = 3 - 0,625 = 2,375$$

$$\text{Profundidad Máxima} = 3 + 0,625 = 3,625$$

A estas profundidades hay que añadir un determinado franco que de acuerdo a las recomendaciones fluctúa de $0,5$ a $1,20 \text{ m}$.

Está dado por la siguiente fórmula:

$$f = 0,25 + 0,25 h$$

Esto da un valor muy grande. Un franco práctico es el de $0,60 \text{ m}$.

y las profundidades quedan modificadas de la siguiente manera:

$$\text{Profundidad mínima real} = 2,375 + 0,6 = 2,975\text{m.}$$

$$\text{Profundidad máxima real} = 3,625 + 0,6 = 4,225\text{m.}$$

Las paredes laterales tendrán la inclinación de 1:2 y como se indica en el siguiente esquema, N° II,

Resumen de dimensiones medias:

$$b_M = 9,60 \text{ m.}$$

$$b_m = 6,50 \text{ m.}$$

$$h = 3,0 \text{ m.}$$

$$f = 0,60 \text{ m.}$$

$$i_1 = 5\%$$

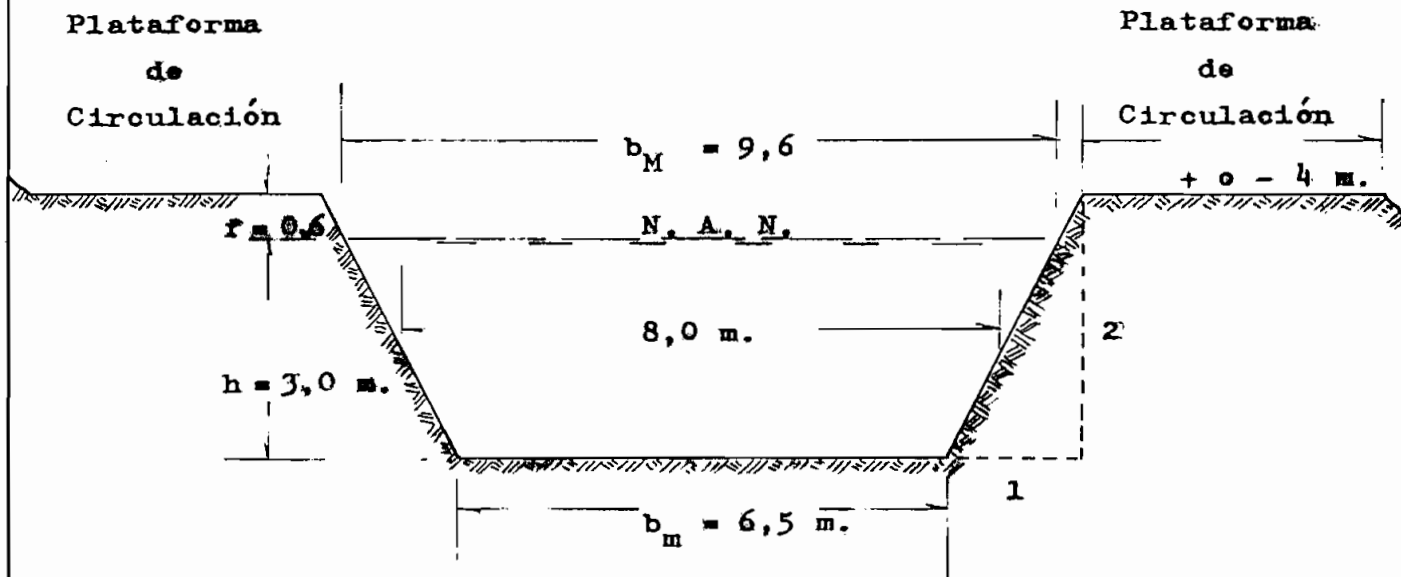
$$i_t = 1:2 \quad (200\%)$$

1-a-2-a. Muro de revestimiento para el Tanque de Presión.- Como lateralmente al

tanque habrá una plataforma de circulación de aproximadamente 4 m. de ancho, el talud de tierra existente se corta y no ejerce efecto de sobrecarga en las paredes del tanque.

Las tierras de la zona son todas volcánicas (cangahua) con un ángulo de reposo elevado (45°) y un ángulo de deslizamiento aún mayor; por tanto el terreno a soportar es firme y el papel del muro de revestimiento será más bien el de proteger que el de sostener. Además las paredes tienen inclinación 1:2 y basta poner un muro de revestimiento de unos 30 cm. de espesor de hormigón ciclópeo o mampostería.

1-a-3. El Rebozadero.- Debe ser de capacidad suficiente para evacuar todo el caudal máximo de funcionamiento, en -



Ancho inferior = $b_m = 6,5 \text{ m.}$
 Ancho superior = $b_M = 9,6 \text{ m.}$
 Sección media transversal = $S = 24,0 \text{ m.}^2$

TESIS DE GRADO	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR	
Tanque de Presión - Esquema	
escala 1: 100	fecha: VII/65
	Nº II

tal forma que se puedan cerrar completamente las admisiones de agua a la tubería, por ejemplo, en caso de reparaciones. Además, debe ser lo más largo posible para que la altura de carga sobre la cresta sea mínima.

El vertedero será de pared gruesa con la arista de aguas arriba redondeada, con pendiente 1:1 aguas abajo y de lámina libre.

La fórmula del cálculo es:

$$\begin{aligned} Q &= C L h^{3/2} \\ Q &= 2 \text{ m}^3/\text{seg.} \quad (\text{caudal}) \\ h &= 0,21 \text{ m.} \quad (\text{carga sobre el vertedero}) \\ h^{3/2} &= 0,0962 \\ L &= \frac{Q}{C h^{3/2}} \end{aligned}$$

Para esta clase de vertedero y la inclinación 1:1 se tiene:

$$\begin{aligned} C &= 1,81 \quad 2/ \\ L &= \frac{2}{1,81 \times 0,0962} = 11,50 \text{ m.} \\ L &= 11,50 \text{ m.} \quad (\text{longitud del vertedero}) \end{aligned}$$

El caudal por metro lineal del vertedero es:

$$q = 1,81 \times 1 \times 0,0962 = 0,174 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Resumen de dimensiones:

$$\begin{aligned} L &= 11,50 \text{ m.} \\ h &= 0,21 \text{ m.} \\ Q &= 2 \text{ m}^3/\text{seg.} \end{aligned}$$

1-a-3-a. Canal del vertedero. - Se lo ha proyectado de suerte que el

mismo canal de desfogue directo, que se calcula a continuación, sirva para evacuar las aguas del vertedero de excesos. Para esto, el canal mencionado tiene su solera en una cota suficientemente baja y el agua le caerá libremente del aliviadero, y luego correrá hacia el canal de descarga. (Ver Plano N° 3/9).

Con el fin de tener el adecuado abajamiento de la solera del canal se han hecho en su trayectoria dos gradas con perfiles creager y los respectivos colchones de agua.

1-a-4. Canal de desfogue directo.-

$$Q = 2 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

El canal se lo proyecta de forma rectangular y después de varios tanteos se ha llegado a las siguientes dimensiones:

$$h = 0,9 \text{ m. (calado del canal)}$$

$$b = 1,52 \text{ m. (ancho del canal)}$$

Con lo cual se tiene:

$$S = 0,9 \times 1,52 = 1,37 \text{ m}^2 \text{ (sección)}$$

$$v = \frac{2}{1,37} = 1,46 \text{ m/seg. (velocidad)}$$

$$p = 1,52 + 1,80 = 3,32 \text{ m. (perímetro mojado)}$$

$$R = \frac{1,37}{3,32} = 0,414 \text{ (Radio hidráulico)}$$

$$\sqrt{R} = 0,644$$

La fórmula de Chezy para canales dice:

$$v = C \sqrt{Ri}$$

donde,

C es un coeficiente que depende de la rugosidad de las paredes del canal.

$$C = \frac{87}{1 + \frac{j}{\sqrt{R}}}$$

Se tiene: $j = 0,46$ (para canales de mampostería y hormi-
gón simple).

$$C = \frac{87}{1 + \frac{0,46}{0,644}} = \frac{87}{1,714}$$

$$C = 50,7$$

Despejando de la fórmula de Chezy se tiene:

$$i = \frac{v^2}{C^2 \times R}$$

$$i^{\circ}/\text{‰} = \frac{v^2 \times 1.000}{C^2 \times R}$$

$$i^{\circ}/\text{‰} = \frac{1,46^2 \times 1.000}{50,7^2 \times 0,414} = \frac{2.130}{2.570 \times 0,414}$$

$$i^{\circ}/\text{‰} = \frac{0,83}{0,414} = 2^{\circ}/\text{‰}$$

$$i = 2^{\circ}/\text{‰} \text{ ——— acceptable}$$

Francó o resguardado en el canal:

$$f = 0,25 + 0,25 h = 0,25 + 0,25 \times 0,9$$

$$f = 0,25 + 0,225 = 0,475 \text{ m.}$$

$$f = 0,50 \text{ m.}$$

Resumen de dimensiones:

$$h = 0,90 \text{ m.}$$

$$b = 1,52 \text{ m.}$$

$$f = 0,50 \text{ m.}$$

$$i = 2^{\circ}/\text{‰}$$

1-a-5. Compuertas de entrada al tanguo y al canal de paso directo.-

Son compuertas que van a tener una escasa carga de agua y además luces pequeñas; se proyecta por lo tanto, compuertas de tabloncillos de madera con pletinas de hierro para sujetar la madera. Trabajarán con deslizamiento vertical y las dimensiones son las mismas que las de los canales. El espesor se calcula para el fondo de la compuerta que es donde se tiene la mayor presión y por lo tanto el mayor esfuerzo.

El mismo cálculo sirve para cada una de las dos compuertas, ya que trabajan exactamente en las mismas condiciones:

$$\begin{aligned}
 e &= 35 b \sqrt{H} \quad (\text{espesor en mm.}) \quad 3/ \\
 b &= \text{ancho de la compuerta o luz (m.)} \\
 H &= \text{carga sobre la compuerta (m.)} \\
 e &= 35 \times 1,52 \times \sqrt{H} \\
 H &= H_E + H_D \quad (\text{carga estática y dinámica}) \\
 H_E &= 0,9 \\
 H_D &= \frac{v^2}{2g} = \frac{1,46^2}{20} = 0,115 \text{ m.} \\
 H &= 0,9 + 0,115 = 1,015 \text{ m.} \\
 e &= 35 \times 1,52 \sqrt{1,015} \\
 e &= 53,7 \text{ mm.} = 0,054 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

Este espesor también se puede calcularlo con la siguiente fórmula:

$$e = \frac{1}{20} \sqrt{\frac{t}{2}} \quad 4/$$

3/ Centrales eléctricas, copiados de clase.

4/ Gómez Navarro, Saltos de Agua, pág. 601, Fórmula (17 - 1)

e = espesor (m)

l = luz (m)

t = profundidad (m)

$$e = \frac{1,52}{20} \sqrt{\frac{0,9}{2}} = \frac{1,52}{20} \sqrt{0,45}$$

$$e = \frac{1,52}{20} \times 0,67$$

$$e = 0,052 \text{ m.}$$

Se obtiene un espesor aproximadamente igual.

De acuerdo a la práctica este espesor no debe ser nunca menor de 5 cm.

Resumen de dimensiones:

$$b = 1,52 + 2 \times 0,04 = 1,60$$

$$h = 0,90 + 0,21 = 1,11 \approx 1,20$$

$$e = 0,06 \text{ m. (espesor)}$$

Número de tablonces = 4 de 0,30 m. c/u.

1-a-5-a. Dispositivos para elevación de la compuerta. Serán de operación manual

mediante el sistema de tornillo y tuerca.

1) Peso de la Compuerta:

$$W = l h e j_m$$

W = peso

l = longitud de compuerta

e = espesor de compuerta

h = altura de compuerta

j_m = peso específico del material de la compuerta.

Tomando por exceso $j_m = 1 \text{ T/m}^3$

$$W = 1,6 \times 1,2 \times 0,006 \times 1$$

$$W = 0,109 \text{ T} = 109 \text{ Kgra.}$$

2) Empuje del Agua:

$$E = \frac{1,2 + 0}{2} \times 1 \times 1,54 \times 0,9 = 0,84 \text{ T}$$

3) Fuerza necesaria para levantar la compuerta:

$$F = \mu E + W$$

$$\mu = 0,75 - \frac{4}{4} \text{ (coeficiente debido al rozamiento, se lo ha tomado un poco mayor que el real, para madera sobre metal; por razones de seguridad).}$$

$$F = 0,75 \times 0,84 + 0,109 = 0,63 + 0,109$$

$$F = 0,739 \text{ T}$$

Aumentando un 30% por el peso de dispositivos de maniobra y para tener un margen de seguridad contra atrancamientos extraños que puedan presentarse:

$$F = 0,739 \times 1,3 = 0,97$$

$$F \approx 1 \text{ T}$$

Para este esfuerzo hay que calcular las columnas, vigas y dispositivos de elevación de las compuertas.

4) Columnas laterales de soporte:

5/

Serán de hormigón con una sencilla armadura, la viga superior irá simplemente apoyada en las columnas y éstas por tanto trabajarán

4/ Gómez Navarro, Saltos de Agua, pág. 603, fórmula (17 - 3) y pág. 357, Tabla 10 - 3.

5/ Hormigón, copiados de clase.

a compresión simple.

Cada columna soporta:

$$P = \frac{P}{2} = \frac{1}{2} = 0,5 T$$

Con concreto clase B-160 y hierro de $\sigma_e = 1.200 \text{ Kgrs/cm}^2$ y

haciendo las columnas de las siguientes dimensiones:

$$b = 0,3 \text{ m.}$$

$$a = 0,3 \text{ m.}$$

$$h = 2,4 \text{ m.}$$

$$\frac{h_s}{d} = \frac{2,4}{0,3} = 8 < 10 \quad \text{No hay pandeo}$$

$$h_s = \text{altura de columna}$$

$$d = \text{dimensión mínima de la sección.}$$

Para este caso, las recomendaciones dan una área de hierro, referida a la de concreto de:

$$F_e = 0,5 - 3\% K_b$$

Donde:

$$F_e = \text{Area de hierro}$$

$$K_b = \text{Area de concreto}$$

$$F_e \text{ mínimo} = \frac{900 \times 0,5}{100} = 4,5 \text{ cm}^2$$

$$F_e \text{ máximo} = \frac{900 \times 3}{100} = 27 \text{ cm}^2$$

Si se ponen 4 hierros de $1/2'' \phi$:

$$4 F_e \frac{1}{2} \phi \quad 1,27 \times 4 = 5,1 \text{ cm}^2$$

$$4,5 < 5,1 < 27 \text{ cm}^2 \quad (\text{dentro de límites})$$

Para amarrar los hierros principales se pondrán estribos de $1/8''$ de diámetro

s = espaciamiento entre estribos

$$s = 12 \phi = 12 \times 1,27 = 32,4 \text{ cms.}$$

Pero por otro lado:

$$s \leq d$$

Por lo tanto,

$$s \leq 30 \text{ cm.}$$

Si se chequea el esfuerzo de trabajo que pueda resistir la columna, se tiene:

$$\begin{aligned} P_{\text{rotura}} &= K_b \sigma_b + \sigma_s P_s \\ &= 48 \times 900 + 1.200 \times 5 = 43.200 + 6.000 \\ &= 49.200 \text{ Kgrs.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{trabajo}} &= 1/3 P_{\text{rotura}} = \frac{49.200}{3} = 16.400 \text{ Kgrs.} \\ &\quad (18,2 \text{ Kgr/cm}^2) \end{aligned}$$

De acuerdo a las condiciones existentes, trabajarán tan sólo a:

$$\sigma_t^* = \frac{P}{S} = \frac{500}{900} = 0,556 \text{ Kgrs/cm}^2$$

Conclusión:

$$18,2 \gg 0,556$$

Las columnas a pesar de estar sobradimensionadas quedan así, ya que no sería práctico hacer columnas de hormigón de menores dimensiones.

5) Vigas:

Se usarán dos perfiles de acero "U" sobre las que irán montados los dispositivos de elevación.

La viga es simplemente apoyada con carga concentrada en el centro.

El momento flector es:

$$M = \frac{P l}{4} = \frac{1,23 \times 1,6}{4} = 0,493 \text{ T m.}$$

$$M = 49.300 \text{ Kgr. cm.}$$

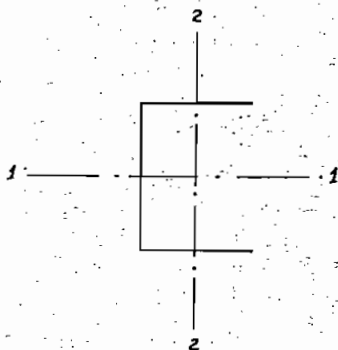
El módulo de sección:

$$W = \frac{\text{Momento}}{\sigma_{\text{hierro}}} = \frac{49.300}{700} = 70,50 \text{ cm}^3$$

Poniendo dos perfiles cada uno absorbe:

$$\frac{70,50}{2} = 35,25 \text{ cm}^3$$

El hierro "U" de $W = 37 \text{ cm}^3$, de acuerdo con la tabla, es el que se usará, colocado con el eje 2 - 2 vertical.



Las características son:

$$\text{base} = 4'' = 10,16 \text{ cm.}$$

$$\text{ancho del ala} = 4,37 \text{ cm.}$$

$$\text{espesor del alma} = 0,813 \text{ cm.}$$

$$\text{superficie transversal} = 13,7 \text{ cm}^2$$

$$\text{Momento de inercia I} = 187 \text{ cm}^4$$

$$\text{Modulo de Sección W} = 37 \text{ cm}^3$$

Las vigas irán apoyadas en superficies lisas que les permita poder deslizarse horizontalmente.

6) Pletinas de Sujeción: 6/ - 1/

Para interconectar los tablonces entre sí y la compuerta al tornillo sin fin, que se empleará para maniobra, se necesita un juego de pletinas.

Pletinas principales (al centro):

Usando pletinas de $1\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{4}''$ y pernos de $\frac{1}{4}''$ para los remaches, -

6/ Seely, Resistencia de Materiales

1/ Resistencia de Materiales, copiados de clase.

se tienen los siguientes esfuerzos: (Plano N° 4/9)

Compresión:

$$P = 1 T$$

Son 8 superficies resistentes.

$$P = \frac{1.000}{8} = 125 \text{ Kgrs.}$$

$$\sigma_c = \frac{125}{d \times e} = \frac{125}{0,63 \times 0,63} = 315 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$\sigma_c = 315 \text{ Kgr/cm}^2 < 700 \text{ Kgr/cm}^2$$

Tracción:

Hay que disminuir la sección perdida en orificios para pernos.

$$3,8 - 0,95 = 2,85 \text{ cm.}$$

$$\sigma_t = \frac{P/2}{S} = \frac{500}{2,85 \times 0,63} = 278 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$\sigma_t = 278 \text{ Kgr/cm}^2 < 700 \text{ Kgr/cm}^2$$

Corte en los pernos:

$$\text{Paso} = P = 30,00 - 0,63 = 29,37 \text{ cms.}$$

$$29,37 > 2 d = 1,26$$

$$\text{Margen} = 5 \text{ cm. (sentido vertical)}$$

$$\text{Margen} = \frac{3,8 - 0,63}{2} = 1,585 \text{ cm (sentido horizontal)}$$

$$5 \text{ cm.} > d = 0,63 \text{ cm., y}$$

$$1,585 \text{ cm} > d = 0,63 \text{ cm.}$$

La fuerza cortante en cada perno es:

$$\frac{1.000}{8} = 125 \text{ Kgr.}$$

$$\sigma_s = \frac{125}{\frac{\pi \times 0,63^2}{4}} = 400 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$\sigma_s = 400 \text{ Kgr/cm}^2 < 1.000 \text{ Kgr/cm}^2$$

Existen también otros esfuerzos en otros sitios de los considerados; pero no hace falta comprobarlos, ya que a simple vista las superficies resistentes son más que suficientes.

Cerca de los extremos de los tablonos irán otras dos pletinas secundarias, para mantener la unión de los tablonos; serán de $\frac{3}{4}$ " x $\frac{1}{4}$ " y pernos de $\frac{1}{4}$ ". Los esfuerzos serán mínimos y no hace falta calcularlos.

7) Tornillo sin fin:

Se usará un eje de acero de $1\frac{1}{2}$ " ϕ y 1,4 m. de largo con rosca gruesa, si se chequea el esfuerzo de tracción se observa que lo soporta perfectamente.

8) Mecanismo de Operación propiamente dicho:

Hay que proyectarlo con amplitud para seguridad de un funcionamiento eficaz, aún en caso de que una resistencia accidental se sume a las normales. Se usará un tornillo sin fin de $1\frac{1}{2}$ " ϕ accionado con una rueda-tuerca de 60 cm. de diámetro exterior.

El paso será de 0,015 m. en c/vuelta:

$$R = 0,6 \text{ m. (rueda)}$$

$$R_1 = 0,038 \text{ m.} = 1\frac{1}{2}" \text{ (tornillo)}$$

$$P_a = 0,015 \text{ m.}$$

$$P R = R_1 P_1$$

$$P = \frac{R_1 P_1}{R}$$

Por otro lado:

$$R_1 P_1 = Q P_2 = P R$$

De donde:

$$P = \frac{Q P_2}{R}$$

$$P = \frac{1.000 \times 0,015}{0,6} = 25 \text{ Kgrs.}$$

Tomando como rendimiento del sistema 0,8:

$$P \text{ ef.} = \frac{25}{0,8} = 31 \text{ Kgrs.}$$

Si R = 0,6 m.:

En una vuelta se recorre:

$$e = 2 \pi R = 2 \pi \times 0,6 = 1,2 \pi$$

Si v = 0,6 m/seg. (velocidad admisible para que un hombre muva esta rueda),

En una vuelta se demora:

$$t = \frac{e}{v} = \frac{1,2 \pi}{0,6} = 2 \text{ seg.}$$

Como son 1,2 m. y en cada vuelta sube apenas 0,015 m.,

$$\text{N}^\circ \text{ de vueltas necesarias} = \frac{120}{1,5} = 80$$

El tiempo total es:

$$T = \frac{80 \times 1,2}{0,6} = 504 \text{ seg.}$$

$$T = 8 \text{ minutos } 24 \text{ segundos}$$

El proceso de bajar la compuerta requiere menor esfuerzo y por tanto se lo pueda hacer en menor tiempo. El peso de la compuerta se torna en una ayuda, como se ve en la fórmula:

$$F = E - G \text{ (Fuerza para bajar la compuerta).}$$

1-a-6. Compuerta y canal de desfogue.- Para evacuar los materiales - que se sedimentarán en el tan

que de presión se dispone de una compuerta de fondo, conectada a un canal de descarga.

La compuerta irá junto a la estructura de entrada y en la parte más profunda del Tanque de Cabeza.

Antes de calcular la compuerta, conviene dimensionar el canal y utilizando la fórmula para orificios de descarga libre se tiene el siguiente caudal inicial de salida:

$$Q_i = c \cdot \Omega \sqrt{2gH}$$

$$Q_i = \text{caudal inicial (m}^3/\text{seg)}$$

$$C = \text{coeficiente de derrame o gasto}$$

$$C = C_c \times C_v$$

$$C_c = \text{coeficiente por contracción}$$

$$C_v = \text{coeficiente de velocidad}$$

$$\Omega = \text{superficie (m}^2\text{)}$$

$$H = \text{carga (m)}$$

$$g = \text{gravedad (m/seg}^2\text{)}$$

$$C = 0,608 \quad \underline{2/}$$

Si se hace la compuerta de las dimensiones:

$$\text{ancho} = b = 1,2 \text{ m.}$$

$$\text{profundidad} = h = 0,5 \text{ m.}$$

Se tiene:

$$\Omega = 1,2 \times 0,5 = 0,6 \text{ m}^2$$

$$H = 3,625 - 0,5 = 3,125$$

$$Q_i = 0,63 \times 0,6 \sqrt{20 \times 3,2} = 3,1 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

2/ Horace W. King, Manual de Hidráulica, pág. 75, tabla 26, fig. f.

No se ha tomado en cuenta la carga debida a la velocidad, por ser ésta mínima. Si se chequea la pendiente del canal se obtiene:

$$Q = 3,1 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{3,11}{0,6} = 5,2 \text{ m/seg (velocidad)}$$

$$p = 1,2 + 1 = 2,2 \text{ m. (perímetro mojado)}$$

$$R = \frac{S}{p} = \frac{0,6}{2,2} = 0,273$$

$$R = 0,273 \text{ (Radio hidráulico)}$$

$$\sqrt{v R} = 0,52$$

Según Chezy:

$$v = C \sqrt{R i}$$

Donde:

$$C = \frac{87}{1 + \frac{j}{\sqrt{v R}}} \quad (\text{según Bazin})$$

i = pendiente del canal

j = coeficiente de fricción

$j = 0,46 \quad \text{B/} \quad (\text{para canales de mampostería y hormigón simple})$

$$C = \frac{87}{1 + \frac{0,46}{0,52}} = 46$$

Despejando la pendiente de la fórmula de Chezy:

$$i = \frac{v^2}{C^2 R} = \frac{5,2^2}{46^2 \times 0,273}$$

$$i \text{ ‰} = \frac{5,2^2 \times 1.000}{2.120 \times 0,027} = 48 \text{ ‰}$$

$$i = 4,8 \% \approx 5\% \quad \text{_____} \quad \text{aceptable}$$

Aún cuando en la práctica no se necesitará abrir toda la compuerta, sino muy rara vez, el canal y la compuerta tendrán las dimensiones ya establecidas para el caudal de $3,1 \text{ m}^3/\text{seg}$.

La operación de remoción del material sedimentado en el tanque de presión se realizará periódicamente, según la experiencia lo indique, y en todo caso, durante las horas de baja carga.

Espesor de la compuerta:

Será también de tablonces de madera soportadas por pletinas de hierro.

$$e = 35 b \sqrt{H}$$

$$b \approx 1,2 \text{ m. (ancho)}$$

$$H \approx 4 \text{ m. (carga de agua sobre la compuerta).}$$

$$e = 35 \times 1,2 \sqrt{4}$$

$$e = 35 \times 1,2 \times 2 = 84 \text{ mm.}$$

$$e = 0,084 \text{ m.}$$

$$e \approx 9 \text{ cm.}$$

Resumen de dimensiones:

$$\text{canal - } b = 1,2 \text{ m.}$$

$$h = 0,5 \text{ m.}$$

$$i = 5 \%$$

$$\text{compuerta - } b = 1,2 \text{ m.}$$

$$h = 0,6 \text{ m.}$$

$$e = 0,09 \text{ m.}$$

001523

1-a-6-a. Dispositivo para elevación de la compuerta. - Se usará el método de tornillo y tuerca dejando por consiguiente en el muro de sostenimiento un espacio hueco para ubicar la compuerta cuando suba y un orificio adecuado para dar cabida al tornillo de operación que irá hasta la superficie libre del muro, para poder maniobrar la compuerta.

1) Peso de la compuerta:

$$W = 1,3 \times 0,7 \times 0,1 \times 1 = 0,09 \text{ T}$$

2) Empuje del agua:

$$E = \frac{4 + 3,5}{2} \times 0,5 \times 1,2 \times 1 = 2,25 \text{ T}$$

3) Fuerza necesaria para subir la compuerta:

$$F = 0,75 \times 2,25 + 0,9 = 1,79 \text{ T}$$

Aumentando un 30 % por razones de seguridad:

$$F = 1,79 \times 1,3 = 2,34 \text{ T}$$

$$F = 2,34 \text{ T}$$

4) Columnas y vigas de soporte:

En este caso el mismo muro de sostenimiento servirá de soporte de los dispositivos de elevación de la compuerta; por cuanto el muro estará hueco en la base, se pondrán hierros en el hormigón, para absorber la flexión.

5) Pletina de sujeción:

Será de 2" x 3/8" con pernos de 3/8" ϕ

La compuerta constará de dos tablonces de 0,3 c/u.

Compresión:

Son 4 superficies resistentes, luego:

$$P = \frac{2,34}{4} = 0,585 \text{ T}$$

$$\sigma_c = \frac{585}{0,95 \times 0,95} = 650 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$650 \text{ Kgr/cm}^2 < 700 \text{ Kgr/cm}^2$$

Traacción:

Descontando la superficie correspondiente al orificio para el perno:

$$\sigma_t = \frac{1.170}{4,13 \times 0,95} = 298 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$298 \text{ Kgr/cm}^2 < < 700 \text{ Kgr/cm}^2$$

Corte en los pernos:

$$\text{paso} = 25 - 0,95 = 24,05 \text{ cm} >> 2d = 1,9 \text{ cm.}$$

Margen:

$$\text{vertical} = 5 \text{ cm.} >> d = 0,95 \text{ cm.}$$

$$\text{horizontal} = \frac{5,08 - 0,25}{2} = 2,06 \text{ cm.} > d = 0,95 \text{ cm.}$$

La fuerza cortante en cada perno es:

$$\frac{2.340}{4} = 585 \text{ Kgr.}$$

$$\sigma_c = \frac{585}{\pi \frac{0,952^2}{4}} = 825 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$825 \text{ Kgr/cm}^2 < 1.050 \text{ Kgr/cm}^2$$

6) Sección del Tornillo sin fin:

Será un eje de acero de $1\frac{1}{2}'' \phi$ de 4 m. de largo, con 0,7 m. de rosca gruesa y un paso de 1 cm.

El tornillo tiene tracción.

$$\sigma_t = \frac{2.340}{11,5} = 204 \text{ Kgr/cm}^2 < 700 \text{ Kgr/cm}^2$$

7) Tiempo necesario para levantar la compuerta:

Será operada manualmente con una rueda o palanca de 0,7 m. de radio, y como ya es sabido:

$$P = \frac{Q \cdot R}{R}$$

$$P = 0,01 \text{ m.}$$

$$R = 0,60 \text{ m.}$$

$$P = \text{potencia}$$

$$Q = \text{resistencia}$$

$$P = \frac{2,34 \times 1}{60} = 39 \text{ Kgrs.}$$

Con un rendimiento del sistema = 0,85

$$P_{\text{efc}} = \frac{39}{0,85} = 45,8 \text{ Kgrs.}$$

Para esta potencia una velocidad admisible es de $v = 0,4 \text{ m/seg.}$

En una vuelta se demora:

$$t = \frac{e}{v} = \frac{2\pi \times 0,6}{0,4} = 9,5 \text{ seg.}$$

Si en una vuelta se demora 9,5 seg., y se levanta 1 cm., para 20 cm. se demorará:

$$T = 20 \times 9,5 = 190 \text{ seg.} = 3 \text{ minutos } 10 \text{ seg.}$$

La bajada requiere menor esfuerzo y lógicamente menor tiempo.

1-a-7. Rejillas finas.- A la entrada de la tubería se instalarán rejillas finas colocadas a pequeña distancia - la una de la otra para impedir la penetración de determinados cuerpos flotantes y sólidos, que a pesar del desarsnador, llegarán a la cámara de presión.

Pero por otro lado, si se disminuyen excesivamente los claros, aumenta mucho la velocidad del líquido en la rejilla y, consecuente-

mente, las pérdidas de carga; además, con mayores velocidades, los cuerpos flotantes se adhieren a la rejilla disminuyendo la sección útil y haciéndose más difícil su limpieza.

De todos modos, una separación máxima de las rejillas es la de 20 mm. y es precisamente la escogida para este caso. Las rejillas serán pletinas de hierro de $\frac{1}{4}$ " x 2"; irán en paquetes de máximo 1 m. de ancho, de suerte de dividir el peso total y poder maniobrarlo con facilidad en caso de reparaciones o cambios.

Las rejillas, para mantener su posición, irán en su parte inferior, media y superior soldadas a hierros "L" perforados adecuadamente; además estarán apoyadas en el hormigón de la estructura de entrada a la tubería. (Ver plano N° 4/9).

Greager, de acuerdo a varias experimentaciones, ha establecido que la velocidad del agua en la rejilla debe variar de 0,45 a 0,75 m/seg; pues con velocidades mayores no se limpia la rejilla.

Si se toma:

$$v = 0,70 \text{ m/seg.}$$

y teniendo:

$$Q = 2 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Se puede aplicar:

$$Q = c S v$$

$$c = 0,8 \quad \text{4/ (coeficiente de contracción)}$$

Se tiene este coeficiente para el caso de que las pletinas ten-

gan una forma ligeramente redondeada de suerte de facilitar la entrada y salida del agua.

$$S = \frac{Q}{c v} = \frac{2}{0,8 \times 0,7} = 3,58 \text{ m}^2$$

Antes de la estructura de entrada al tanque de presión tendrá una grada que impida el arrastre de sedimentos a la tubería. Si se dejan 0,62 m. la profundidad disponible para las rejillas es:

$$3,62 - 0,62 = 3 \text{ m.}$$

$$S = n h s$$

Siendo:

n = número de rejillas

h = altura mojada de rejillas

s = espacio libre entre reja y reja

$$n = \frac{S}{h s} \quad s = 0,02$$

$$n = \frac{3,58}{3 \times 0,02} = 60 \text{ rejillas}$$

1) Ancho ocupado por las rejillas:

$$a_r = 6,35 \times 60 = 380 \text{ mm.} = 0,38 \text{ m.}$$

2) Ancho de vacíos entre rejillas:

$$a_v = (60 + 1) \times 0,02 = 1,22 \text{ m.}$$

3) Ancho total:

$$a_t = a_r + a_v = 0,38 + 1,22 = 1,6 \text{ m.}$$

Se pondrá dos grupos de rejillas de 0,80 c/u, la rejilla tendrá una inclinación de 75° con la horizontal para realizar la limpieza a máquina.

$$l = \frac{h}{\text{sen. } 75^\circ} = \frac{3}{0,965} = 3,12 \text{ m.}$$

Esta es sólo la longitud de reja mojada, pero se requiere una -
adicional para cubrir el franco y los empotramientos.

Se toma:

para empotramiento inferior	=	0,05
para empotramiento superior y franco	=	<u>0,40</u>
		0,45

$$l \text{ real} = \frac{3,45}{0,965} = 3,58 \approx 3,6 \text{ m.}$$

Resumen de dimensiones:

$$l = 3,6 \text{ m.}$$

$$b = 1,6 \text{ m. (2 de 0,80 m. c/u)}$$

$$\text{ángulos de } 2'' \times 2'' \times \frac{1''}{4}$$

$$\text{pletinas de } 2'' \times \frac{1''}{4}$$

1-a-7-a. Pérdida de carga en la rejilla. - Antes de entrar a la rejilla el nivel del líquido -
es más alto que al momento de salir de ella, o sea, que se tiene una
pérdida de carga y esta pérdida está en función de la velocidad del
agua antes y dentro de las rejillas.

Hay muchas fórmulas para el cálculo de pérdida de altura en las
rejillas; ahora se utilizará la siguiente:

$$h_R = \frac{v_R^2 - v^2 \text{ antes}}{2g} \quad 3/$$

Sección bruta de la reja:

$$S = 3 \times 1,6 = 4,8 \text{ m}^2$$

Velocidad antes de la reja:

$$v_{\text{antes}} = \frac{2}{4,8} = 0,417 \text{ m/seg.}$$

Velocidad en la reja:

$$v_R = 0,7 \text{ m/seg. (dato)}$$

$$h_R = \frac{0,7^2 - 0,417^2}{2 \times 9,81} = \frac{0,49 - 0,174}{19,62} = \frac{0,316}{19,62}$$

$$h_R = 0,0162 \text{ m.} = 1,62 \text{ cm.}$$

1-a-8. Compuerta de entrada a la tubería.- En la estructura de entrada o sea antes del origen de la tubería ha de colocarse un dispositivo de cierre para poder dejar en seco aquella cuando sea necesario. También hay que disponer de alguna posibilidad de entrada de aire a la tubería, después de la compuerta, para evitar depresiones y consiguientes aplastamientos -- por parte de la presión atmosférica. Para tener esta ventilación se dejará un espacio con malla en la estructura de entrada, obteniéndose así una ventana de aire que está sobre el nivel máximo del agua.

Dimensiones de la compuerta:

$$b = 1,6 \text{ m.}$$

$$h = 3,45 \text{ m.}$$

Se observa con estos datos que la compuerta en este caso también puede ser de madera y al calcular el espesor, considerando el punto más bajo, se concluye del resultado que la compuerta de madera es -- factible:

$$e = 35 b \sqrt{h} = 35 \times 1,6 \sqrt{3,45}$$

$$e = 104 \text{ mm.} = 0,104 \text{ m.} = 10,4 \text{ cm.}$$

Este espesor es normal en tablonos de madera.

Usando tablonos de 0,3 m. de alto:

$$\begin{aligned} \text{número de tablonos} &= \frac{3,45}{0,3} = 11,5 \\ \text{número de tablonos de 30 cm.} &= 11 \\ \text{número de tablonos de 15 cm.} &= \underline{1} \\ \text{número total de tablonos} &= 12 \end{aligned}$$

1) Peso de la compuerta:

$$\begin{aligned} W &= e \times b \times h \times j_m \quad j_m \approx 1 \text{ t/m}^3 \quad (\text{por exceso}) \\ W &= 0,104 \times 3,45 \times 1,6 \times 1 = 0,58 \text{ T} \end{aligned}$$

2) Empuje del agua:

$$E = \frac{3,45 + 0}{2} \times 3,45 \times 1,6 \times 1 = 9,6 \text{ T}$$

3) Fuerza necesaria para levantar la compuerta:

$$\begin{aligned} F &= \mu E + W \\ \mu &= 0,75 \quad (\text{coeficiente de rozamiento, madera sobre Fe fundido}). \\ F &= 0,57 + 0,75 \times 9,5 = 0,57 + 7,1 = 7,67 \text{ T.} \end{aligned}$$

Tomando un 25 % más por razones de seguridad:

$$F = 7,7 \times 1,2 = 9,2 \text{ T.}$$

4) Columnas laterales de soporte.

Para evitar que estas columnas sean extremadamente altas, se dividirá la compuerta para su operación, en dos partes iguales, de acuerdo a la presión hidrostática, resultando la inferior de 1,05 m. y la superior de 2,40 m.

Las columnas serán de dimensiones tales de dar cabida a la parte de 2,4 más un espacio de siquiera 0,60, para facilidad de funcio-

namiento de los dispositivos de maniobra.

Con esta división de la compuerta, las columnas, vigas y aparatos de operación trabajarán solamente con un esfuerzo de:

$$F = \frac{F}{2} = \frac{9,2}{2} = 4,6 \text{ T}$$

Esta es la fuerza que sirve para el dimensionamiento.

La reacción de cada columna es:

$$R = \frac{4,6}{2} = 2,3 \text{ T}$$

Si las dimensiones son:

$$b = 0,30 \text{ m.}$$

$$a = 0,30 \text{ m.}$$

$$h = 3,00 \text{ m.}$$

$$\frac{h_s}{d} = \frac{3}{0,3} = 10$$

Por cuanto se cumple la condición:

$$\frac{h_s}{d} \leq 10, \text{ no hay pandeo.}$$

Para cuando se cumple la relación anterior:

$$F_e = 0,5 \div 3 \% k b$$

$$F_e \text{ mínimo} = \frac{900 \times 0,5}{100} = 4,5 \text{ cm}^2$$

$$F_e \text{ máximo} = \frac{900 \times 3}{100} = 27 \text{ cm}^2$$

Poniendo 4 F_e de $\phi \frac{1}{2}$ " y estribos de $\phi \frac{1}{8}$ ", espaciados a 30 cm., se tiene una superficie de hierro admisible y se logra una Resistencia de trabajo de 16,4 T; de acuerdo a lo calculado anteriormente en el caso de las columnas para la compuerta del canal de pase directo

al desfogue.- Como $2,3 \text{ T} < 16,4 \text{ T}$, se usará el mismo tipo de columnas; además no sería economía el hacerlas de menores dimensiones.

5) Vigas soporte.

$$P' = 4,6 \text{ T}$$

Para facilidad de operación y dadas las dimensiones de la compuerta es conveniente disponer de dos dispositivos de maniobra ubicados en $1/3$ y $2/3$ de la luz.

La viga va simplemente apoyada en los extremos.

Para este caso el momento máximo flector es:

$$M = \frac{P L}{3} = \frac{2,3 \times 1,6}{3} = 1,23 \text{ T m.}$$

$$W = \frac{M}{\sigma} = \frac{123.000 \text{ Kg. cm}}{800 \text{ Kg/cm}^2} = 154 \text{ cm}^3$$

Se usará dos perfiles "U" de 6" y de $w = 83 \text{ cm}^3$ cada uno, colocados según el 2 - 2 vertical (ver caso similar anterior)

Características del perfil: 9/

Altura del canal "U" = 6" = 15,24 cm.

Peso = 15,6 Kgs/cm.

Area de la sección = 19,8 cm²

Ancho del ala = 5,166 cm.

Espesor del alma = 0,797 cm.

Momento de Inercia = 628 cm⁴

Momento Resistente = 82 cm³

6) Pletinas de Sujeción:

Para mantener unidos los tableros y enlazar la compuerta a los

aparatos de maniobra se pondrán dos pares de pletinas de hierro de 2" x 1/2", remachadas con pernos de 1/2".

Compresión de los pernos sobre la superficie de contacto:

$$\sigma_c = \frac{2,3/2}{d \times e} = \frac{1,15 T}{1,27 \times 1,27} = \frac{1.150 \text{ Kgrs.}}{1,61 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_c = 715 \text{ Kgr/cm}^2 < 800 \text{ Kgr/cm}^2$$

Tracción en las platinas:

Sin tomar en cuenta el área perdida en orificios para pernos:

$$\sigma_t = \frac{1.150}{3,81 \times 1,27} = 238 \text{ Kgr/cm}^2 < 800 \text{ Kgr/cm}^2$$

Corte en los pernos:

En cada tablón irá un perno, dejando un margen inferior en la pletina de 5 cm., y obteniéndose pasos y márgenes horizontales mayores que los necesarios. Como son 12 pernos se tiene 12 superficies de corte.

$$\sigma_s = \frac{1.150}{12 \times \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{1.150 \times 4}{12 \times \pi \times 1,27^2} = 76 \text{ Kg/cm}^2$$

Los restantes esfuerzos existentes, como ya se dijo antes, no hace falta comprobarlos.

7) Dispositivos de maniobra:

Se utilizarán dos sistemas de cremallera y piñón localizados en

$\frac{L}{3}$ y $\frac{2L}{3}$; el trabajo se hará por etapas o sea en principio se levantará la parte inferior de 1,05 de alto y luego la de 2,40 m. y al bajar se procederá de modo inverso.

Cada parte de la compuerta tendrá su propia guía lateral independiente, de una altura igual a su carrera y de perfiles de hierro

"L"; además se instalarán topes y dispositivos adicionales que faciliten el proceso.

La cremallera y piñón no tendrán otra función que facilitar y cambiar la dirección de movimientos; sin reducir la fuerza de aplicación o potencia.

$$F = 4,6 T \text{ (Resistencia)}$$

Siendo ésta la resistencia que hay que vencer, la potencia necesaria depende del tiempo empleado en la operación y la altura de elevación o espacio recorrido.

Como la turbina a usarse es Pelton, dadas las condiciones existentes, la subida o bajada de la compuerta puede hacerse en dos minutos; sin comprometer la tubería ni la turbina.

B) Potencia del motor que operará la compuerta:

$$E = \frac{F e}{t}$$

$$F = \text{ fuerza}$$

$$e = \text{ espacio}$$

$$t = \text{ tiempo}$$

$$E = \frac{4.600 \times 3,5}{2 \times 60} = \frac{\text{Kgr} \times \text{m}}{\text{seg}}$$

$$I H P = 75 \frac{\text{Kgr} \times \text{m}}{\text{seg}}$$

$$\frac{134}{75} \approx 2 H P$$

Como:

$$1 H P = 0,746 Kw$$

$$2 Kw > 2 H P$$

9) Conclusión:

Se usará motor eléctrico de 2 Kw, que pueda ser operado desde la central. Para emergencia puede tenerse un motor Diesel de 2 H P con arranque eléctrico (batería).

En cuanto a la Fuente de Energía y al circuito de alimentación, se tratará más detenidamente al tratar de los dispositivos de control y maniobra.

1-a-9. Altura de agua sobre la embocadura de la tubería y abocinamiento de la misma.

Para evitar la formación de remolinos y la entrada del agua con gran concentración de la vena líquida, hay que dar, a la embocadura de la tubería, una forma abocinada evitando así pérdidas de carga y movimientos turbulentos con entradas de aire.

El diámetro mayor del abocinamiento, será el 25% más grande que el diámetro calculado para la tubería. Como se verá más adelante, el diámetro más económico resulta:

$$d = 0,9m.$$

luego:

$$D = 1,25 \times 0,9 = 1,13 \text{ m. (diámetro de entrada a la embocadura)}$$

La longitud del abocinamiento está dada por:

$$\frac{\text{longitud embocadura}}{\text{Incremento del diámetro}} = 10 \quad \frac{10}{1}$$

$$L = 10 (1,12 - 0,9)$$

$$L = 10 \times 0,23$$

$$L = 2,3 \text{ m.}$$

La altura mínima de agua sobre el abocinamiento es:

$$h \geq 10 h' \quad 4/$$

$$h' = \frac{v^2}{2g}$$

v = velocidad a la entrada de la embocadura

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{2}{\frac{\pi \times 1,12^2}{4}} = \frac{2 \times 4}{\pi \times 1,26} = 2 \text{ m/seg.}$$

$$h' = \frac{2^2}{20} = 0,2$$

$$h \geq 0,2 \times 10 = 2 \text{ m.}$$

Tomando en cuenta el diámetro, la altura se aumenta en 0,9 m. O sea, se tiene:

$$h \text{ mínima} \geq 2,9 \text{ m.}$$

Por cuanto esta altura mínima de agua, calculada con la fórmula antes citada, resulta en la mayoría de los casos un tanto exagerada; se han desarrollado algunas fórmulas prácticas como son las siguientes:

$$Q = 0,98 A \sqrt{2 g R} \quad (\text{Varlet})$$

$$H = 0,5 D \left(\frac{V}{V g D} \right)^{0,55} \quad (\text{Polikovski y Ferchman})$$

$$Q = \text{caudal (m}^3/\text{seg)}$$

$$A = \text{superficie transversal del tubo (m}^2\text{)}$$

- H = altura de agua sobre la tubería o carga (m)
- D = diámetro del tubo (m)
- V = velocidad del flujo (m/seg)
- g = gravedad

Reemplazando valores se tiene:

-Según Varlet:

$$H = \frac{v^2}{0,98^2 \times A^2 \times 2g} = \frac{4}{0,96 \times 0,63^2 \times 19,62}$$

$$H = 0,6 \text{ m.}$$

-Según Polikovski y Perchman:

$$H = 0,5 \times 0,9 \times \left(\frac{3,144}{\sqrt{9,81 \times 0,9}} \right)^{0,55} \approx 0,5 \text{ m.}$$

Tomando en cuenta el diámetro, la altura mínima total sería respectivamente de 1,5 y 1,4 m.

Como en el tanque de presión se retendrán y removerán hacia la descarga partículas de material agresivo a las turbinas (que pueden haber pasado del desarenador), debe existir una grada desde el fondo del tanque hasta el correspondiente punto de abocinamiento de entrada.

En el caso presente, si esta grada se la hace de 0,625 m., se tiene de carga disponible:

$$3,625 - 0,625 = 3,00 \text{ m.} \quad \text{_____} \quad \text{aceptable}$$

Este valor está incluso sobre el primero calculado.

1-a-10. Drenaje del tanque de presión.- A fin de contrarrestar los efectos de supresión cuando está en seco el depósito, se instalará un sistema de drenaje usando

para ello tubos de cemento asbesto perforado de 4" ϕ que desembocuen a uno principal de 6" ϕ y después éste mediante tubería de hormigón armado al canal de descarga; los orificios serán de 1" ϕ . Las pendientes y forma de instalación se pueden ver en el plano del tanque de presión; alrededor de los tubos se pondrá unos 20 cm. de grava gradada.

CAPÍTULO SEGUNDO

2. PERFIL DE LA TUBERÍA Y NÚMERO DE TUBERÍAS.

2.a.- PERFIL MAS CONVENIENTE PARA LA LOCALIZACION DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN.

Para la elección de la línea de tendido de la tubería, ha servido como base lo que dice el Reglamento Italiano 11/ sobre el perfil de una tubería de presión y dada su importancia se lo transcribe a -- continuación:

- 1) Debe separarse lo menos posible del terreno.
- 2) Debe reducirse al mínimo el número de tramos de igual inclinación.
- 3) Reducir al mínimo el número de bloques de anclaje y las juntas de dilatación; pero sin que los bloques de anclaje a los extremos de los tramos de igual inclinación, estén distancia dos más de 200 metros.
- 4) Se debe estudiar la conveniencia de realizar excavaciones u obras de sostén que eviten anclajes.
- 5) En lo posible la tubería debe estar contenida en un plano -- vertical, evitándose por lo tanto los cambios de dirección y los ángulos agudos (los codos muy fuertes). Esto último, para tener un mayor rendimiento hidráulico, una menor intensidad del golpe de Ariete y que no se produzca la rotura brus-

11/ Hidráulica Teórica, copiados de clase.

ca de la vena líquida por efecto de una apertura repentina de la admisión.

- 6) Se debe evitar enterramientos muy grandes, así como obras de sostenimiento muy altos a fin de que el costo no aumente demasiado.
- 7) Para superar obstáculos con depresión es preferible hacerlo por encima, mediante tuberías autosoportantes de su peso o tuberías apoyadas en puentes rígidos o colgantes, según los casos.
- 8) Deben evitarse los pasos cerca de lugares habitados, de carreteras, ferrovías y de ríos.
- 9) El terreno de apoyo debe ser de comprobada estabilidad y estar protegido contra deslaves. Las pendientes del 50% son las que más convienen; las menores no son económicas y por lo general aumentan el golpe de Ariete; las mayores complican el montaje, así como la estabilidad y manutención.
- 10) El eje de la tubería no debe ser cortado por la línea piezométrica, o sea por la línea de presiones, ni siquiera en las peores condiciones de circulación; si esto no es posible se deben colocar desfogueos automáticos en los puntos críticos."

Los reconocimientos previos, la elección del lugar de la caída, de entre las varias posibilidades existentes y el levantamiento topográfico (del plano) respectivo han sido realizados por la Caja Nacional de Riego; siendo objeto del presente estudio el localizar en la franja topográfica disponible, la línea de tendido de tubería o perfil más convenientes.

La tubería se instalará al descubierto y acentada sobre el terreno a través de muros de apoyo que faciliten su vigilancia y mantenimiento. La superficie de contacto entre los apoyos y la tubería será lo suficientemente lisa para que ésta resbale fácilmente al variar su longitud con los cambios de temperatura.- La vía de la tubería se lo pavimentará con canchales.

La inclinación de los diferentes tramos varía desde un máximo de 68% a un mínimo de 22%, sin poder hacerse mayores rectificaciones, ya que se necesitaría de grandes excavaciones y rellenos que son impracticables económicamente. De los diez bloques de anclaje a usarse, ocho irán en los codos o cambios de dirección, uno en el arranque de la tubería y el otro en un tramo que, a pesar de conservar la misma inclinación, resulta demasiado largo. Se cumple pues con la condición de emplear sólo los anclajes necesarios sin colocarlos nunca a distancias mayores que 200 m. De los cambios de dirección mencionados, dos forman ángulo con la resultante hacia afuera (codos convexos) pero los ángulos son bastante abiertos (164° y 174°) y no causarán mayor problema; los restantes tienen su resultante hacia tierra (codos cóncavos), la que se encarga de absorber los esfuerzos y por otro lado los ángulos tampoco son agudos. Después de cada anclaje se colocará la respectiva junta de dilatación, a excepción del último tramo que no llevará dicha junta, por tanto son nueve juntas de dilatación.

En cuanto a excavaciones éstas serán mínimas, requiriéndose solamente algo que se puede llamar acomodo de tierras; teniéndose para excavación o relleno pequeños tramos de máximo 2 o 3 metros de profundidad; el ancho de la sanja conveniente es 3 metros (vía de la tubería).

La tubería en su recorrido no cruza ninguna quebrada, ni río, - sin ser necesarias obras soportantes especiales para cruces de obstáculos con depresión. Tampoco se tendrán enterramientos de tubería, -- salvo en el último anclaje inferior.

No existen ni sitios poblados, ni vías de comunicación, ni ríos cercanos que reciban o causen daños.

Se ha tratado de seguir para el trazado del perfil de la tubería las líneas de máxima pendiente, para ubicarlo, en un terreno lo más - estable y al abrigo de deslaves de tierra y avalanchas de agua.

En cuanto a la condición de que la línea piezométrica no debe -- cortar el eje de la tubería, se la estudiará mejor al tratar del golpe de Ariste.

En resumen, se ha tratado de acercarse en todo lo posible y practicable al perfil ideal que establece el Reglamento Italiano citado, la hidráulica, la experiencia, la seguridad y la economía.

2.a.l. Determinación de la caída bruta.- Aquí se establece la caída o diferencia de nivel puramente topográfica y con éste dato y el caudal ya conocido, se calcula la potencia bruta ideal a obtenerse, sin considerar ninguna clase de pérdidas.

De los planos respectivos se obtiene:

Cota del nivel de agua normales en el tanque de presión	= 2.673,00
Cota del eje del inyector de la turbina	= <u>1.972,00</u>
Diferencia de elevación	= 701,00 m.

2.a.2. Potencia bruta teórica.- La fórmula para el cálculo de la potencia es:

$$N = QH$$

Siendo:

$$N = \text{Potencia} \left(\frac{\text{kgr} \times \text{m}}{\text{seg}} \right)$$

$$Q = \text{Caudal} \quad (\text{lts/seg} = \text{kgr/seg})$$

$$H = \text{Altura de caída} \quad (\text{m})$$

$$N = 2.000 \times 701 = 1'402.000 \left(\frac{\text{kgr} \times \text{m}}{\text{seg}} \right)$$

Para tener en caballos de vapor:

$$N = \frac{QH}{75} \quad (\text{CV})$$

$$N = \frac{1'402.000}{75} = 18.693,33 \quad \text{C.V.}$$

Como es lógico, en este caso, y como en toda transformación de energía; existen pérdidas, las que se estudiarán detenidamente para así llegar a establecer la potencia real y efectiva de la turbina y del alternador.

2.a.3. Longitud de la tubería.- Se la obtiene gráficamente, de acuerdo al perfil establecido como más con-

veniente. La longitud por tramos parciales es:

$$l_1 = 200 \text{ m.}$$

$$l_2 = 206 \text{ m.}$$

$$l_3 = 108 \text{ m.}$$

$$l_4 = 192 \text{ m.}$$

$$l_5 = 184 \text{ m.}$$

$$l_6 = 195 \text{ m.}$$

l ₇	-	213 m.
l ₈	-	180 m.
l ₉	-	115 m.
l ₁₀	-	<u>35 m.</u>

L total 1.628 m.

2.b.- ESTABLECIMIENTO DEL NUMERO DE TUBERIAS A INSTALARSE DE ACUERDO A FACTORES TECNICOS, ECONOMICOS Y CONSTRUCTIVOS.

Antes de entrar al cálculo del diámetro de la tubería es necesario establecer el número más conveniente de tuberías a instalarse en la central.

Para enfocar mejor el problema se analizan a continuación los dos aspectos que interesan para el caso.

2.b.1. Aspecto técnico:

- Ininterrupción del servicio
- Diámetro y espesores normales
- Pérdidas de carga
- Facilidad de instalación y mantenimiento

Desde el punto de vista de garantía de permanencia del servicio se requiere, por lo menos, dos tuberías en la central (si más, mejor) para tener siempre, siquiera una posibilidad de emergencia. El número de tuberías debe ser tal que las dimensiones del diámetro y espesores no sobrepasen los límites standards existentes o sea que no resulten difíciles o imposibles de construir. En cambio, desde el punto de vista de las pérdidas de carga y facilidad de instalación es mejor una sola tubería.

2.b.2. Aspecto económico:

- Ininterrupción del servicio
- Costo de tubería
- Costo de Instalación
- Pérdidas de carga.

Si se corta el servicio eléctrico se ocasionan pérdidas económicas y por tanto interesa tener siquiera una posibilidad de emergencia; pero desde los demás puntos de vista, es mejor el uso de una sola tubería por ser así menor el costo, más barata su instalación y menores las pérdidas de carga, que a la final es dinero que se pierde.

El citar algunas opiniones referentes al problema ayudará a conciliar todos los contradictorios puntos de vista anotados.

Víctor Davis,^{12/} en su Tratado de Hidráulica, pág. 563, dice:

"Si la distancia entre la cámara de carga y la central es corta, es preferible una tubería de carga separada para cada turbina. Si el salto es grande son preferibles las tuberías de carga separadas para cada grupo. Para saltos regulares y líneas largas, una sola tubería de carga puede servir a varias turbinas por un sistema de bifurcación múltiple en el extremo inferior; usando una tubería de carga principal con ramales para cada grupo, puede ser necesario; pero debe evitarse en lo posible por las pérdidas de carga en las bifurcaciones".

Knewlton,^{13/} en su Manual de Electricidad, Tomo I, pág. 1.159, -

^{12/} Víctor Davis, Tratado de Hidráulica

^{13/} Knewlton, Manual de Electricidad.

cita lo siguiente:

"En el caso de instalaciones de alturas medianas cada turbina tiene usualmente su propia tubería de presión. En el caso de altas presiones o grandes saltos, frecuentemente se utiliza una sola tubería, forzada para todas las turbinas, derivada con unas bifurcaciones en el extremo inferior que alimenta dos o más turbinas".

Gómez Navarro ^{4/} trata el asunto ampliamente y así en la pág. 773 de su libro Saltos de Agua, Tomo I, dice:

"Desde el punto de vista de seguridad del servicio, convendría instalar una tubería por cada turbina, a fin de tener la garantía de poder seguir trabajando con las otras tuberías, en caso de tener que revisar o reparar una de ellas".

"La solución antes indicada, de una tubería por cada turbina, no siempre se realiza, porque cuando la tubería es muy larga, resultaría onerosa o se aumentaría mucho la pérdida de carga".

En la pág. 801, vuelve a insistir de este modo:

"Ya se ha indicado la economía que se consigne con disminuir el número de tuberías. Pero en saltos de escasa altura es corriente que las tuberías tengan corta longitud, y, por lo tanto, no se grava mucho el costo de la instalación disponiendo una tubería para cada turbina.

En saltos de altura considerable, en cambio, el costo de la tubería es preponderante, y conviene disminuir el número de tuberías, dejándolas, a veces, reducidas a una o dos, sirviendo a mayor número

^{4/} Gómez Navarro, Saltos de Agua.

de turbinas. Y entonces es preciso disponer de un colector de enlace. Pero téngase en cuenta para no exagerar las provisiones, que hoy las tuberías se construyen, se disponen y se prueban con las máximas garantías para resistir a los golpes de ariete, y, por lo tanto, que las reparaciones en ellas y la necesidad de ponerlas fuera de servicio no son frecuentes y que la mayor parte de estas revisiones pueden hacerse en horas de posible paralización, y ésta puede efectuarse, sin perjuicio cuando, como ocurre frecuentemente, hay varias centrales de una misma sociedad sirviendo al mercado de consumo".

En la pág. 775 añada:

"Cuando se trata de un sistema de varios saltos, es frecuente, disponer tubería única en los de poca potencia o gran longitud de tubería; mientras se colocan varias tuberías en los saltos de gran potencia, cuya parada total puede ocasionar grandes trastornos en el servicio".

En resumen, la economía de las grandes instalaciones tiende a la tubería única de la cual se derivan las que alimentan a las diferentes turbinas; con ello se tiene dos ventajas fundamentales:

- 1) Se reduce el costo de la tubería
- 2) Se disminuyen las pérdidas de carga.

Como se ha hablado mucho de pérdidas de carga, costo de tubería y su instalación, precisa analizar cómo o en qué magnitud varían de acuerdo al número de tuberías.

Caso 1°.- Aumento de pérdidas de carga de acuerdo al número de tuberías si se trata de mantener igual el peso.

Llamado:

	Para 1 tubería	Para <u>n</u> tuberías
Caudal	Q	Q ₁
Sección	S	S ₁
Diámetro	D	D ₁
Velocidad	V	V ₁
Peso	P	P ₁
Pérdida Carga Unitaria	i	i ₁

Para mantener el mismo peso, la velocidad del agua es igual en los 2 casos y:

$$\begin{aligned}
 S &= nS_1 \\
 \frac{\pi D^2}{4} &= n \frac{\pi D_1^2}{4} \\
 D^2 &= n D_1^2 \quad (1)
 \end{aligned}$$

El peso/unidad de longitud, está dado por:

$$P = \pi D e j = \frac{\pi D^2 p' j}{2 \sigma f}$$

Para n tuberías este mismo peso es:

$$P_0 = n P_1 = \frac{\pi n D_1^2 p' j}{2 \sigma f}$$

Relacionando y reemplazando según (1):

$$\frac{P}{n P_1} = \frac{D^2}{D_1^2} = \frac{n D_1^2}{n D_1^2} = 1$$

$$P_0 = n P_1 = P$$

$$P_0 = P \quad (2)$$

$$P_0 = \text{Peso de las } n \text{ tuberías.}$$

Analizando las pérdidas de carga según Strickler:

Para 1 tubería

$$i = \frac{v^2}{k^2 \left(\frac{D^2}{16} \right)^{2/3}}$$

Para n tuberías: (considerando que la velocidad en este caso es la misma que con una sola tubería)

$$i_0 = n i_1 = \frac{v^2}{k^2 \left(\frac{D_1^2}{16} \right)^{2/3}}$$

Relacionando:

$$\frac{i}{i_0} = \frac{D_1^{2 \times 2/3}}{D^{2 \times 2/3}}$$

Como: $D^2 = n D_1^2 \quad (1)$

$$\frac{i}{i_0} = \frac{D_1^{4/3}}{n^{2/3} D_1^{4/3}} = \frac{1}{n^{2/3}}$$

$$i_0 = n^{2/3} i \quad (3) \text{ Relación de pérdida de carga.}$$

Así, para:

$$n = 2$$

$$i_0 = 1,587 i$$

$$n = 4$$

$$i_0 = 2,519 i$$

Caso 2°. - Aumento de peso de tubería si se trata de mantener --

iguales las pérdidas de carga. En este caso, la velocidad es distinta y como es lógico, también las áreas transversales de la tubería. Igualando las pérdidas de carga:

$$i = i_0$$

$$\frac{v^2}{k^2 \left(\frac{D^2}{16} \right)^{2/3}} = \frac{v_1^2}{k^2 \left(\frac{D_1^2}{16} \right)^{2/3}}$$

Reemplazando v y v_1

$$\frac{\left(\frac{4Q}{\pi D^2}\right)^2}{k^2 \left(\frac{B^2}{16}\right)^{2/3}} = \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D_1^2}\right)^2}{k^2 \left(\frac{D_1^2}{16}\right)^{2/3}}$$

$$\frac{\frac{1}{D^4}}{D^{4/3}} = \frac{\frac{1}{n^2 D_1^4}}{D_1^{4/3}}$$

$$\frac{1}{D^4 \times D^{4/3}} = \frac{1}{n^2 D_1^4 \times D_1^{4/3}}$$

$$\frac{1}{D^{16/3}} = \frac{1}{n^2 D_1^{16/3}}$$

Igualando los denominadores:

$$D^{16/3} = n^2 D_1^{16/3}$$

$$D = n^{3/8} D_1 \quad (a)$$

El peso unitario de 1 tubería es:

$$P = \frac{\pi D p' D}{2 \sigma f} j$$

Para n tuberías:

$$P_0 = n P_1 = n \frac{\pi D_1 p' D_1}{2 \sigma f} j$$

Relacionando:

$$\frac{P}{n P_1} = \frac{D^2}{n D_1^2}, \quad \frac{P}{P_0} = \frac{D^2}{n D_1^2}$$

$$P_0 = \frac{P n D_1^2}{D^2}$$

Según (a), $D = n^{3/8} D_1$

$$P_0 = \frac{n D_1^2}{(n^{3/8} D_1^2)^2} P = \frac{n D_1^2}{n^{6/8} D_1^2} P$$

$$P_0 = \frac{n^{1/4} D_1^2 P}{D_1^2} = n^{1/4} P$$

$P_0 = n^{1/4} P$ (b) Peso de n tuberías con relación al peso de 1 tubería.

Así, para:

$$n = 2$$

$$P_0 = 1.187 P$$

Para:

$$n = 4$$

$$P_0 = 1.4142 P$$

Caso 3°.- Aumento por costo de instalación.

Para tener una idea hay que saber que el costo del montaje de una tubería cuesta un 15% menos que la colocación de dos.

2.b.3. Conclusión.- Lo más conveniente para el caso es el uso de una sola tubería de presión porque:

- 1) Así lo aconsejan todos los autores citados para una tubería de las características presentes.
- 2) Se trata de una tubería de gran longitud y salto, y si se instalan varias tuberías el aumento del costo o pérdidas de carga se incrementa de un modo considerable.
- 3) Lo mismo puede decirse en cuanto a los gastos de instalación y mantenimiento.
- 4) Dado el mediano caudal disponible, el diámetro y los espesores resultantes para la tubería son normales.

- 5) Existen dos centrales, en cascada, de una potencia casi igual y esto da posibilidad de atender a las emergencias o sea de garantizar alguna seguridad en el servicio.
- 6) Es muy raro el caso de fallas en las tuberías, dada la garantía del dimensionamiento, fabricación y a que siempre son debidamente probadas en las mismas fábricas.

C A P I T U L O T E R C E R O

3.- GOLPE DE ARIETE

3.a.- DIALISTRO MAS ECONOMICO APROXIMADO.- La sobrepresión dinámica - depende, entre otras cosas, del diámetro interior de la tubería y a su vez éste depende de aquel; el camino para salir del problema es imponerse una sobrepresión lo - más cercana a la real, sacar el diámetro más económico para ese caso, con él calcular el golpe de ariete y después hacer un reajuste del - diámetro.

En el presente caso dispónese de un gran salto con un caudal me - dianio, pudiéndose establecer, por tanto, que se trate de una turbina Pelton; como se comprobará con el cálculo de la velocidad específica de la turbina. Es conocido también que en las turbinas Pelton con do - ble regulación (deflector de chorro) el aumento de presión dinámica es aproximadamente el 10% de la estática; esto dice que si se traba - ja, para el dimensionamiento, con el 120% de la presión debida a la columna de agua, se está garantizando la tubería con los golpes de - ariete.

Con este dato estimado se puede ya calcular el diámetro más eco - nómico, mediante el siguiente cuadro comparativo. La tubería será a - bocinada o sea tendrá una conveniente y sucesiva disminución de su - diámetro, conforme aumenta la presión; se la ha dividido en cuatro - tramos de igual altura cada uno (175 m.)

Las pérdidas de carga son calculadas con la fórmula de Manning:

$$v = \frac{1}{2} r^{2/3} s^{1/2}$$

Donde:

- v = velocidad del agua
- n = coeficiente de rugosidad
- r = radio hidráulico
- s = pérdida de carga unitaria.

Para $n = 0,015$ ^{4/}, $Q = 2 \text{ m}^3/\text{seg.}$ y los respectivos diámetros, se encuentra tabulada la pérdida de carga unitaria.

El espesor está dado por:

$$e = \frac{p D}{2 \sigma f} + 1$$

Donde:

- e = (mm) espesor del tubo
- p = (Kgr/cm^2) presión específica estática y dinámica
- D = (mm) diámetro del tubo
- σ = (Kgr/cm^2) coeficiente de trabajo a la tracción del material de la tubería.

En este caso se usará acero ST-37, con límite de elasticidad a 21 Kgr/mm^2 y con un coeficiente de trabajo de 750 Kgr/cm^2 , o sea -- con un factor a la rotura de 5.

f = (0,9) coeficiente para absorber imperfecciones de la soldadura. El 1 mm. adicional se lo tiene para suplir desgastes por corrosión.

4/ H. W. King, Manual de Hidráulica pág. 170 y pág. 195, tabla 57

El peso específico de este acero es $7,85 \text{ T/m}^3$. Se ha asumido -- costo por tonelada de 9.000.

Considerando que la obra se va a financiar con un préstamo a 20 años plazo y 5% anual, el factor de anualidad es:

$$f = \frac{1}{(1 + v^n)} \quad \underline{14/}$$

Siendo:

- v = valor presente
- i = % de interés compuesto
- n = N° de años.
- f = 0,0802

Para el cálculo de la energía perdida se ha utilizado la siguiente fórmula aproximada:

$$E = 7.4 Q H h$$

En la que:

- E = K w h (energía)
- Q = $\text{m}^3/\text{seg.}$ (caudal)
- H = m (altura del salto bruto)
- h = horas (tiempo de funcionamiento)

El valor del K w h generado se lo puede estimar como de 0.20, para casos de comparación.

El número de horas equivalentes/año de funcionamiento, debido a que no va a trabajar siempre a plena carga es:

$$N^{\circ} \text{ Horas equiv.} = \alpha \times h \text{ año} = \alpha \times 8.760$$

14/ Mathematical Tables, page 374.

Siendo:

$$\alpha = 0,7 (f_c)^2 + 0,3 f_c \quad 15/$$

$f_c = 0,5$ (factor de carga estimada, por no poder disponerse de diagramas de carga, antes de estar construída y funcionando la obra).

$$\alpha = 0,7 \times 0,25 + 0,3 \times 0,5$$

$$\alpha = 0,33$$

$$\begin{aligned} \text{H}^\circ \text{ de horas equivalentes} &= 8.760 \times 0,33 = 2.890 \\ &= 2.890 \text{ horas/año} \end{aligned}$$

El diámetro más económico resulta cuando la suma de los costos anuales de tubería más el valor anual por pérdidas de carga, (especialmente la debida al rozamiento), sea mínima.

En el cuadro adjunto se pueden apreciar los diámetros más económicos para los distintos tramos de tubería considerados.

3.b.- TIEMPO DE CIERRE APROPIADO PARA EL CASO.- En las centrales de grandes alturas, o sea cuando hay una altísima presión en la tubería inferior, es conveniente que los cierres sean lo más lentos posible; pero como acoplados a las turbinas van alternadores eléctricos, es preciso, para que no se produzcan sobretensiones, en caso de cortocircuitos o descargas repentinas en el servicio eléctrico, que la cerrada de la tubería sea lo más rápida posible. El cierre de todos modos nunca es instantáneo; además se trata, como ya se dijo de una turbina Pelton, pu

15/ Redes de Distribución Eléctrica, copiados de clase.

diéndose en este caso específico, utilizar la doble regulación. Esta se realiza por medio del deflector de chorro y la aguja de cerrada - propiamente dicha; la aguja está siempre en el agua, en cambio que el deflector penetra en el chorro solamente por períodos cortos necesarios para desviar el líquido, haciendo que éste no toque el rodete de la turbina hasta que la aguja se mueva paulatinamente, con velocidad conveniente y realice el cierre requerido, volviendo el deflector a su posición inicial. Con esto se evita un ariete muy grande ya que, como es normal, las turbinas Pelton se instalan en caídas de altas presiones estáticas.

La seguridad del alternador y la turbina se garantiza por el hecho de que en 1 segundo el deflector ha desviado ya el chorro, y la tubería en cambio soporta sólo la sobrepresión debida al cierre lento de la aguja, que puede hacerse en un tiempo de 10 a 20 segundos, pudiendo en casos especiales ser hasta cerca de 100 segundos.

Se calculará el golpe de ariete tomando un tiempo normal de 10 segundos, para el cierre o apertura de la tubería.

3.c.- CALCULO DEL GOLPE DE ARIETE.- Al abrir o cerrar una tubería se produce en el órgano de retención una alternación de presión la que continúa a lo largo de la tubería, con apariencia de oscilación.

La alteración de presión depende:

- 1) Del grado de cierre o apertura.
- 2) De la velocidad del cierre o apertura.

Para el cálculo del golpe de Ariete, existen varios métodos y fórmulas ninguno de los cuales garantiza una plena exactitud, siendo

conveniente por ello dimensionar la tubería con buenos factores de seguridad. Dada la interdependencia entre el diámetro y el golpe de Ariete, conviene seguir los dos pasos siguientes:

3.e.1. Golpe de Ariete, método de tanteo. - Para efectos de aproximación, primeramente, se calculará el golpe de Ariete con el diámetro medio más económico obtenido según el cuadro anterior (N° 2), o sea con:

$$d = 0,86 \text{ m.}$$

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{2 \times 46}{\pi 0,86^2} = 3,45 \text{ m/seg.}$$

Velocidad de la alteración de presión

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{48,5 + \frac{0,5 \times 0,86}{\epsilon_m}}}$$

ϵ_m = espesor medio de la tubería.

$$\epsilon_m = \frac{16 + 29 + 38 + 49}{4} = 33 \text{ mm.}$$

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{48 + 0,5 \times \frac{860}{33}}} = 1.262 \text{ m/seg.}$$

1) Sobrepresión para la condición, $T_s > \frac{2L}{a}$

$$T = 10 \text{ seg.}$$

$$\frac{2L}{a} = 2,58 \text{ seg.}$$

Y según la fórmula de Allievi:

$$h' = m - h - \sqrt{m^2 - m'^2}$$

Siendo:

$$m' = h + \frac{a v}{g} = 701 + \frac{1.262 \times 3,45}{9,81} = 1.146 \text{ m.}$$

s = superficie
 j = peso específico
 g = gravedad

$$\frac{l_1 s_1 v_1^2}{2g} j + \frac{l_2 s_2 v_2^2}{2g} j + \dots + \frac{l_n s_n v_n^2}{2g} = \frac{L S V^2 j}{2g}$$

Simplificando:

$$l_1 (s_1 v_1) v_1 + l_2 (s_2 v_2) v_2 + \dots + l_n (s_n v_n) v_n = L (S V) V$$

De acuerdo a la ecuación de continuidad:

$$s_1 v_1 = s_2 v_2 = s_n v_n = S V = Q$$

Lo que quiere decir que:

$$l_1 v_1 + l_2 v_2 + \dots + l_n v_n = L V$$

$$V = \frac{\sum (l v_n)}{L}$$

Como datos se tiene del cuadro anterior:

Longitud (m)	Velocidad (m/seg)	Diámetro (m)	Espesor máximo tubo (mm)
$l_1 = 311$ m	$v_1 = 3,144$	0,90	15,0
$l_2 = 504$ m	$v_2 = 3,527$	0,85	27,5
$l_3 = 317$ m	$v_3 = 3,976$	0,80	38,4
$l_4 = 476$ m	$v_4 = 4,409$	0,76	48,3

$$V = \frac{311 \times 3,144 + 504 \times 3,527 + 317 \times 3,976 + 476 \times 4,409}{311 + 504 + 317 + 476}$$

$$= \frac{6.178}{1.628} = 3,78 \text{ m/seg.}$$

2) Velocidad equivalente de la onda de alteración de presión. - Se u

zarán las fórmulas de Alliévi que tienen valor bajo las siguientes -
suposiciones: 16/

- a). La velocidad de la corriente del agua es pequeña en relación a la velocidad de avance de la variante de presión.
- b). El movimiento de los órganos de cierre se efectúa de una manera simétrica y uniforme (o sea lineal).
- c). La altura de presión necesaria para vencer el roce y para la obtención de la velocidad se considera como secundaria.
- d). La velocidad del flujo en la tubería es reducida en comparación con la velocidad de salida.

Estas suposiciones son generalmente acertadas al tratarse de tuberías de presión. Y la fórmula de Alliévi para la velocidad de la alteración de presión es:

$$a = \sqrt{\frac{g}{j \left(\frac{1}{E'} + \frac{1}{E''} \frac{d}{\varepsilon} \right)}}$$

a = velocidad de la alteración de presión (m/seg)

g = gravedad

j = peso específico del agua (Kgr/m²)

E' = módulo de elasticidad del agua (Kg/m²)

E'' = módulo de elasticidad del material de la tubería (kg/m²)

d = diámetro interior del tubo (m)

ε = espesor del tubo en metros.

Para el agua:

$$j = 1.000 \text{ Kgr/m}^3$$

$$E' = 207'000.000 \text{ Kg/m}^2$$

Para acero:

$$E'' = 20.000'000.000 \text{ Kg/m}^2$$

Y la fórmula queda:

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \frac{d}{\Sigma}}}$$

A efectos de aproximación se considerará los espesores como constantes para todo el trazo; luego:

$$a_1 = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \frac{900}{15}}} = 1.120 \text{ m/seg.}$$

$$a_2 = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \frac{850}{27,5}}} = 1.240 \text{ m/seg.}$$

$$a_3 = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \frac{800}{38,4}}} = 1.290 \text{ m/seg.}$$

$$a_4 = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \frac{760}{41}}} = 1.320 \text{ m/seg.}$$

Para el cálculo del golpe de Ariste se debe saber la velocidad media de la onda de sobrepresión:

$$a = \frac{L}{\frac{l_1}{a_1} + \frac{l_2}{a_2} + \dots + \frac{l_n}{a_n}}$$

$$a = \frac{1.628}{\frac{331}{1.120} + \frac{504}{1.240} + \frac{317}{1.290} + \frac{476}{1.320}} = \frac{1.628}{1,308}$$

$$a = 1.245 \text{ m/seg.}$$

3) Tiempo Crítico.

$$T_c = \frac{2L}{a}$$

$$= \frac{2 \times 1.628}{1.245} = 2,62 \text{ seg.}$$

Luego:

$$T_s > T_c$$

$$10 > 2,62$$

Para cuando se cumple esta condición se admite que el golpe de Ariete es moderado y varía con ley uniforme. Los cálculos siguientes se harán para este caso o sea considerando un tiempo de cierre mayor que el tiempo crítico y para los casos de cerrada o apertura total - (si se aumenta el número de turbinas en la central el peligro de cierre o apertura total se hace menos probable).

3.c.2.a) Fórmula rudimentaria 3/

$$H_d \% = 14 \div 15 \frac{L \Delta V}{H T_s}$$

$H_d \%$ = altura de sobrepresión dinámica en %

H = altura estática

ΔV = diferencia de velocidad entre antes y después del cierre.

L = longitud de tubería.

1). Para cierre total:

$$\Delta V = v - 0 = v$$

$$H_d + \% = 15 \frac{1.628 (3,78 - 0)}{701 \times 10} = 13,2 \%$$

2). Para una apertura total:

$$h d - \% = 15 \frac{1.620 (-3.78 + 0)}{701 \times 10} = -13,2 \%$$

Para cierres y aperturas menores que la total la alteración de presión resultaría menor.

3.c.2.b) Fórmula de Michoud 4/

$$h d = \frac{2 L v}{g T_s}$$

h d = altura de sobrepresión dinámica

v = velocidad del agua en el tubo

T_s = tiempo de cierre o apertura

1). Para una cerrada total:

$$h d + = \frac{2 \times 1.620 \times 3.78}{9,81 \times 10} = 125,4 \text{ m.}$$

$$\% h d + = \frac{125,4}{701} \times 100 = 17,8 \%$$

2). Para una apertura sería - 17,8 % (depresión).

3.c.2.c) Según el gráfico de Sparre 4/

Al gráfico se entra con los siguientes parámetros:

$$\theta = \frac{a T}{2 L}$$

$$p = \frac{a V_0}{2 g y_0}$$

Con estos dos parámetros en la Fig. 18-18, pág. 621, Tomo I de la Hidráulica de Gómez Navarro, se encuentra el valor:

$$x = \frac{h d}{V_0 a g}$$

- hd = altura debida a la presión dinámica.
- Vo = velocidad del agua en el tubo.
- yo = altura estática.
- a = velocidad de la onda de sobrepresión.
- T = tiempo de cierre.
- $\theta = \frac{1.245 \times 10}{2 \times 1.628} = 3,83$
- $P = \frac{1.245 \times 3,78}{2 \times 9,81 \times 701} = 0,343$

Con estos valores se obtiene:

- x = 0,22
- hd = $\frac{0,22 \times 3,78 \times 1.245}{9,81} = 106 \text{ m.}$
- %hd = $\frac{106}{701} \times 100 = 15,1 \%$

3.c.2.d) Procedimiento gráfico de Alliévi 17/

Tiene un ábaco para sobrepresiones y otro para depresiones; considera el cierre o apertura con velocidad uniforme de maniobra y utiliza también los dos parámetros:

$$\rho = \frac{a v}{2 g y'} = 0,343 \text{ (característica de la canería)}$$
$$T = \frac{a T}{2 L} = 3,83 \text{ (Variación de la admisión)}$$

Sea los mismos del caso anterior con distintas denominaciones.

1.) Ariete positivo.

En el gráfico de la pág. 729, fig. 329 de la Hidráulica de Domínguez, entrando con los valores de ρ y T se obtiene S^2 y n .

17/ P. Javier Domínguez, Hidráulica, págs. 728 y 730

Σ^2 indica el valor de la sobrepresión máxima y n el tiempo (a partir de la iniciación del cierre) en que se produce esta sobrepresión máxima.

$$\Sigma^2 = \frac{H + \Sigma n}{H} = 1,16$$

$$\Sigma n = hd = \text{altura de sobrepresión.}$$

$$hd = 701 \times 1,16 - 701 = 114$$

$$\%hd = \frac{114}{701} \times 100 = 16,3 \%$$

El valor de n se sale de las curvas existentes o sea que es mucho menor que 1, por tanto la sobrepresión máxima se produce en un tiempo menor que $1 \times 2,62$ segundos de comenzado el cierre.

$$n T_c = 1 \times 2,62 = 2,62 \text{ seg.}$$

Esto dice que la sobrepresión máxima se produce con un cierre parcial.

2.) Ariete negativo.

Con los mismos parámetros, en el ábaco N° 330 de la pág. 730, de la misma Hidráulica se tiene un $\Sigma = 0,83$

$$0,83 = \frac{701 + hd}{701}$$

$$hd = 701 \times 0,83 - 701 = - 121 \text{ m.}$$

$$\%hd = \frac{121}{701} \times 100 = 17,1 \% \text{ (Depresión)}$$

3.c.2.e) Procedimiento analítico de Allievi: 16/

1.) Ascenso de presión al cerrar la salida de agua a la turbina.

Se sabe ya que se tiene:

$$T_s = \frac{2L}{a}$$

Y para esta condición:

$$m' = h + \frac{a v}{g}$$

$$m'' = \frac{v^2}{2hg^2} \left(a - \frac{2L}{T} \right)^2$$

$$m = m' + m''$$

$$h' = m - h = \sqrt{m^2 - m'^2}$$

Siendo:

m' , m'' y m parámetros:

L = longitud de tubería (m)

h = altura de presión estática sobre la válvula (m)

h' = aumento de la altura estática por el cierre de la válvula (m)

T = tiempo que se demora el cierre (seg.)

a = velocidad de propagación de la onda de sobrepresión en la tubería (m/seg)

v = velocidad del curso de agua en la tubería - antes de producirse el cierre (valor medio)

g = aceleración de la tierra.

Reemplazando valores:

$$m' = 701 + \frac{1.245 \times 3.78}{9.81} = 701 + 482$$

$$m' = 1.183$$

$$m'' = \frac{3.78^2}{2 \times 701 \times 9.81^2} \left(1.245 - \frac{2 \times 1.628}{10} \right)^2$$

$$m'' = \frac{14,4}{1.402 \times 96,2} (924,4)^2 = 91,5$$

$$m'' = 91,5$$

$$m = 1.183 + 92 = 1.275$$

$$h' = 1.275 - 701 - \sqrt{1.275^2 - 1.183^2}$$

$$= 1.275 - 701 - 4,68 \times 10^2$$

$$h' = 106 \text{ m.}$$

$$\% h' = 15,2 \%$$

2). Descenso de presión al abrir la válvula

$$h'' = \sqrt{n (2h + n)} - n \quad (\text{Para cualquier } T)$$

Para

$$T = \frac{2L}{a}$$

$$n = \frac{2v^2 L^2}{g^2 T^2 h} \quad (\text{parámetro})$$

$$h'' = \text{altura de depresión (m)}$$

$$T = \text{tiempo de demora en abrir la compuerta}$$

Reemplazando:

$$n = \frac{2 \times 3,78^2 \times 1.628^2}{981^2 \times 100 \times 701} = 11,4$$

$$h'' = \sqrt{11,4 (1.402 + 11,4)} - 11,4$$

$$h'' = 126 - 11,4 = 114,6 \text{ m.}$$

$$\% h'' = 16,3 \%$$

Se nota que el Arriete negativo es mayor que el positivo.

3). Cambio de presión en un corte transversal cualquiera de la tubería.

Hay que distinguir nuevamente los dos casos:

$$a) \quad T_s < \frac{2L}{a}$$

b) $T_s \geq \frac{2L}{a}$

a) El ascenso o descenso de presión llega a su máximo cuando

$$T_s < \frac{2L}{a}$$

En este caso la subida de presión en el órgano de cierre se calcula con la siguiente fórmula:

$$h' = \frac{aV}{g} \quad (\text{Alliévi})$$

Si el lapso de cierre es menor que el lapso de curso o tiempo crítico se producirá el fenómeno o apariencia de un aumento constante de presión en una longitud antes del órgano de compuerta, es decir, que el agua corre hacia sí mismo.

Si se denomina con l' el trecho en que puede recorrer la vibración de ida y vuelta en el lapso T_s , resulta:

$$l' = \frac{aT}{2}$$

Y la presión constante máxima se desarrolla en el trecho $(L-l')$ delante del órgano de cierre; en el trecho restante l' disminuye el ascenso de presión linealmente desde h' hasta cero. Con $T = 0$, es decir, para un cierre repentino $l' = 0$; la presión constante se desarrolla entonces teóricamente a todo lo largo de la tubería.

Cabe anotar que si la tubería es de distintos diámetros, la sobrepresión variará por tramos, de acuerdo a la respectiva velocidad del curso; para simplificación se trabaja con valores medios.

A fin de dibujar el diagrama de alturas de presión se calculan los siguientes casos:

i) Para $T_s = 2 \text{ seg.}$

$$h' = \frac{a V}{g} = \frac{3,78 \times 1.245}{9,81} = 470 \text{ m.}$$

$$h' = 470 \text{ (67 \%)}$$

$$l' = \frac{a T}{2} = \frac{1.245 \times 2}{2} = 1.245 \text{ m.}$$

$$L - l' = 1.268 - 1.245 = 383 \text{ m.}$$

ii) Para $T_s = 1 \text{ seg.}$

$$h' = 470 \text{ m.}$$

$$l'_1 = \frac{1.245 \times 1}{2} = 622,5 \text{ m.}$$

$$L - l'_1 = 1.628 - 622,5 = 1.005,5 \text{ m.}$$

iii) Para $T_s = 0 \text{ seg.}$

La presión dinámica de 470 se desarrolla constante a todo lo largo de la tubería.

Para la misma condición $T_s < \frac{2 L}{a}$ el descenso de presión es:

$$h'' = \sqrt{n (2h + n)} - n$$

$$n = \frac{a^2 V^2}{2g^2 h}$$

Aproximadamente también podría considerarse como constante la depresión en el trecho $L-l'$; pero en la fórmula de descenso de presión es variable h , de manera que si se quiere calcular con precisión, hay que considerar la disminución de caída en cada sector de tubo con su respectiva altura de presión.

En el caso de $T_s = 0$ se puede aplicar lo mismo que en el caso de sobrepresión; pero lo exacto sería calcular el descenso de presión con su respectiva altura de presión estática para cada cambio de dirección de tubería.

Si la tubería es abocinada la depresión será distinta también - en cada tramo de tubería de acuerdo a las variaciones de la velocidad.

Calculando también para:

i) $T_s = 2 \text{ seg.}$

$$h' = \sqrt{n(2h + n)} - n$$
$$n = \frac{a^2 v^2}{2g^2 h} = \frac{1.245^2 \times 3.78^2}{2 \times 96 \times 701} = 165 \text{ m. (50\%)}$$
$$h'' = \sqrt{165(2 \times 701 + 165)} - 165$$
$$h'' = 345 \text{ m.}$$
$$l^* = \frac{a T}{2} = \frac{1.245 \times 2}{2} = 1.245 \text{ m.}$$
$$L - l^* = 383 \text{ m.}$$

ii) $T_s = 1 \text{ seg.}$

$$h'' = 345 \text{ m.}$$
$$l''_1 = 622,5 \text{ m.}$$
$$L - l''_1 = 1.005,5 \text{ m.}$$

iii) $T_s = 0 \text{ seg.}$

Aproximadamente también en este caso se puede considerar constante en toda la tubería la depresión de 345 m. (50 %).

b) Para: $T_s \geq \frac{2L}{a}$

Este es el caso presente y cuando se cumple esta condición la alteración de presión disminuye linealmente de acuerdo con las verdaderas longitudes del tubo, desde h' (h'') en el órgano de cierre --

hasta 0 en el tanque de presión o punto donde está el nivel libre -- del agua. Con esto se puede dibujar el diagrama de alturas de pre -- sión y según el analizar la disminución de presión al momento de la apertura. Es condición necesaria que la línea de depresión no corte en ningún punto a la línea de tubería, si esto sucede hay un vacío, un arranque o división de la columna líquida y esto es peligroso por dos aspectos:

- i) La presión atmosférica exterior, bajo ciertas circunstancias, - podría undir las paredes de la tubería.
- ii) A los pocos segundos necesarios para la aceleración de la colum -- na superior, ésta se precipita sobre la columna inferior arrancada, produciéndose fuertes golpes.

Especialmente peligrosas son las abiertas rápidas y repentinas, puesto que un arranque de la columna, en la mayor parte de los casos es inevitable.

Muchas veces, para los diferentes cortes transversales de la tu -- bería, han sido consideradas las alteraciones de presión como cifras de porcentaje (20 %) de presión estática. Esto es inadmisibile pues -- to que, por ejemplo, las alteraciones de presión en los trechos pla -- nos superiores pueden ser porcentualmente mucho mayores que en los -- inferiores, ascendiendo a 100 y más por ciento.

3.c.3. Cuadro de los valores obtenidos para el Golpe de Ariete.

A fin de visualizar y poder compararlos se tabulan a continua -- ción los valores calculados del Golpe de Ariete, según los distintos métodos:

Cuadro N° 3 RESUMEN DE VALORES CALCULADOS PARA EL GOLPE DE ARIETE

Método:	Sobrepresión		Depresión	
	(m)	(%)	(m)	(%)
1° Fórmula aproximada	92,53	13,2	92,53	13,2
2° Fórmula de Micheaud	125,40	17,8	125,40	17,8
3° Según el gráfico de Sparre	106,00	15,2	106,00	15,2
4° <u>Procedimiento gráfico de</u> <u>Alliévi</u>	<u>114,00</u>	<u>16,3</u>	<u>121,00</u>	<u>17,1</u>
5° Procedimiento analítico de Alliévi	106,00	15,2	114,60	16,3

3.o.4. Factor de seguridad.- El valor que se tomará para el dimensionamiento de la tubería será el del Ariete calculado por el procedimiento gráfico de Alliévi. Además se le aplicará un factor de seguridad que para el caso de tubería con diámetros y espesores variables, sin chimenea de equilibrio y en el origen un depósito abierto es $f = 1,1$, ó sea:

$$h_d = 121 \times 1,1 = 133 \text{ m.}$$

$$\% h_d = 18,8 \%$$

El trabajar con un 20 % garantiza aún más la estabilidad de la tubería.

3.d.- COMO CONTRARRESTAR EL GOLPE DE ARIETE.

El golpe de Ariete debe ser soportado por la tubería, luego ésta tiene que diseñarse tomando en cuenta la presión estática y dinámica; existen algunas formas de disminuir el Golpe de Ariete y enton

ces son menores las dimensiones del tubo.

Los dispositivos son: colchón de aire, válvula reguladora de presión, deflector de chorro y chimenea de equilibrio.

El colchón de aire en una campana conectada en la parte inferior del tubo, con aire en su interior, el que de acuerdo con las variaciones del ariete se contrae o dilata, haciendo un efecto de amortiguación a las variaciones piezométricas; hay que anotar que no es práctico su uso porque el aire crea nuevas oscilaciones en la columna líquida y puede producirse resonancia con las oscilaciones del ariete y empeorar la situación.

La válvula compensadora de presión, mientras dura el cierre, desvía el chorro de agua antes de su llegada al distribuidor; es generalmente aplicable para las turbinas Francis.

El deflector de chorro desempeña función semejante a la anterior, sólo que la desviación se realiza después del inyector y es aplicable a las turbinas de acción o Pelton.

Las chimeneas de equilibrio son las más aconsejadas para reducir el ariete; consisten en un tubo vertical de sección adecuada, conectado a la tubería al final de un tramo de poca pendiente (mientras más cercano a la casa de máquinas, mejor), abierto en su parte superior y de una altura tal que se eleve sobre el nivel hidrostático. Si la sección de la chimenea es lo suficientemente grande, absorbe casi totalmente la onda de alteración de presión y sólo una mínima fracción de ésta se transmite a la tubería aguas arriba de la chimenea, quedando esta parte totalmente protegida. La longitud de tubo

ría soportante del golpe de Ariete, se reduce al tramo aguas abajo - del corte producido por la chimenea y siendo la alteración de presión proporcional a la longitud, se tiene como resultado un menor ariete.

En el presente caso la parte superior de la tubería es de gran pendiente, como se puede apreciar en su perfil, siendo absurdo pensar en la construcción de una chimenea de enorme longitud; además, como se trata de una turbina Pelton lo aconsejable es el deflector de chorro, dispositivo sencillo y ya tomado en cuenta en los cálculos de las alteraciones de presión. Se usará pues un regulador de doble servomotor para turbina Pelton (aguja y deflector de chorro) 4/

C A P I T U L O C U A R T O

4.- DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA

4.a.- CLASES DE TUBERIAS.

4.a.1. De acuerdo al material

4.a.1.a.) Tuberías de madera.- Los tubos de madera se fabrican poco, en diámetros pequeños, y se transportan enrollados con alambre al lugar de construcción. En diámetros mayores, se construyen los tubos en el sitio, en forma continua, con duelas separadas y con abrazaderas de tensión.

a) Ventajas:

- Costos de producción bajos.
- Poco peso.
- Transporte sencillo hasta el lugar de construcción, aún en terreno difícil.
- Montaje sencillo.
- Adaptación fácil de la tubería al terreno (tuberías de madera continuas es fácil doblar en radios no menores de 90 veces el diámetro del tubo).
- Poca pérdida por rozamiento.
- Poca expansión por el calor.
- Poca conducción del calor.
- Gran resistencia a acciones químicas y pulimentación por arena u otros materiales semejantes.

b) Desventajas:

- Poca seguridad para la impermeabilidad (partes golpeadas, perforaciones, uniones de tablones, etc.).
- Poca resistencia a la presión exterior.
- Peligro de putrefacción de la madera.
- Peligro oxidación de las abrazaderas.
- Conexión difícil a las correderas, tapas de estrangulamiento y otros.
- Difícil ejecución de curvas muy fuertes.

Para permitir la saturación de la madera con agua, lo que tiene mucha importancia para la duración del tubo, la presión de agua, en lo posible, no debe ser inferior a los cuatro metros. Tuberías a nivel libre no se recomiendan que sean de madera.

Por otro lado, las tuberías de madera se pueden emplear únicamente hasta una cierta presión interior, la que está dada técnicamente por el consumo de hierro para las abrazaderas, o sea, hasta cuando el hierro de las abrazaderas sea tan grande que dé igual usar una tubería completamente de hierro. Prácticamente el campo de empleo estará por debajo de este límite teórico.

Generalmente las tuberías de madera que conducen directamente de la toma de agua a la turbina, no son adecuadas como tuberías de presión, ya que los aumentos de presión dinámica generalmente sobrepasarán la altura permitida para las tuberías de madera.

4.a.l.b.) Tuberías de cemento. - Se usan para grandes caudales y pequeñas presiones. Pueden ser de tres categorías:

- 1) Hormigón ordinario
- 2) Hormigón armado con hierro
- 3) Hormigón pretensado.

Los tubos de cemento de fabricación normal no se usan para la producción de fuerza motriz y son válidos únicamente en los casos de baja presión interna (unos pocos metros o sea para canalizaciones y redes de agua potable).

Los de hormigón armado normales se emplean hasta con 50 m. de salto. Hay de dos tipos: tubos de hormigón individuales producidos en fábricas, y tuberías construidas en el mismo sitio (más comunes).

En las tuberías de hormigón pretensado, éste es envuelto por una armadura que tiene una cierta tensión y se ha logrado así resistencias hasta para 33 atmósferas (330 m. de salto).

a) Ventajas de los tubos de cemento y concreto:

- Costos de producción moderados.
- Gran resistencia a la presión exterior (transporte y presión atmosférica).
- Poca conducción del calor y mínimas alteraciones de su longitud por variaciones de la temperatura.

b) Desventajas:

- No es aprovechada la resistencia total de tracción del hierro.
- El concreto es muy poco resistente a la tracción (presión interior).
- Sólo sirven para presión estática más dinámica reducida.
- Pierden su impermeabilidad a las 3 ó 4 atmósferas, siendo

necesario colocar capas de algún material impermeable.

- Las pérdidas por rozamiento son mayores que en los tubos de madera, hierro y acero.
- Poca resistencia a la pulimentación de la arena y otros materiales.
- Muy sensibles a los ataques químicos del agua.
- Fragilidad del concreto del tubo, por tanto muy sensibles a la acción de los golpes.
- El lugar de construcción debe ser de fácil acceso, para el transporte de materiales.

Para tuberías con grandes presiones y cuando existe peligro eminente de alteraciones de presión por golpe de Ariete no es apta la tubería de hormigón.

El cuadro puesto a continuación da una idea de las características del funcionamiento de las tuberías de madera y hormigón.

Cuadro N° 4 CARACTERÍSTICAS DE LAS TUBERÍAS DE MADERA Y DE HORMIGÓN.

Diámetro interior del tubo (m)	PRESIÓN ESTÁTICA + DINÁMICA EN METROS			
	Tubos de cemento normales, sin alma de hierro.	Tuberías de hormigón prefabricadas.	Tuberías de hormigón continuas.	Tuberías de madera
0,30	6	50	--	70
0,40	6	40	--	70
0,50	5	30	--	70
0,60	5	25	--	65
0,70	4	25	--	60
0,80	4	25	40	55
0,90	4	20	40	50
1,00	4	20	35	40

1,20	-	--	30	40
1,40	-	--	30	35
1,60	-	--	25	35
1,80	-	--	25	30
2,00	-	--	20	25
2,50	-	--	20	25
3,00	-	--	20	25

Los datos son valores medios que se los ha puesto con cuidado - tomando en cuenta los problemas que existen en los sitios de unión; en construcciones especiales pueden alcanzarse valores más altos. Es lógico que los tubos de hormigón pretensado soportan mayores alturas de agua.

Cabe anotar que las tuberías de hormigón armado y sobre todo -- las de hormigón pretensado tienen un uso muy extendido en los tramos aguas arriba de la chimenea de equilibrio, que como ya se dijo, prácticamente no sufren el efecto del golpe de Ariete.

4.a.l.c. Tuberías de hierro (acero). - Existen de los siguientes dos tipos:

- 1) De hierro fundido.
- 2) De pailestro (hierro dulce laminado o chapas de acero); éstas de acuerdo al tipo de uniones, sobre todo longitudinales, pueden ser:
 - Roblonadas
 - Soldadas
 - Sin soldar (sin unión longitudinal).
- 1) Los tubos de hierro fundido, aún cuando son bastante anticorrosivos y lisos, muy rara vez son empleados para tuberías de presión por las siguientes desventajas:

- El coeficiente de trabajo es de solamente 300 Kgr/cm^2 (a la tracción).
 - Dada su escasa elasticidad son muy frágiles y no resisten movimientos vibratorios y peor golpes de Ariete. El montaje hay que realizarlo con gran cuidado para evitar fracturas.
 - Las uniones son generalmente del método de enchufe y cordón calafateadas con virutas de plomo y brea; las que son difíciles de realizar y bastante inelásticas.
- 2) El palastro, especialmente de chapas de acero, es lo más usado en tuberías de presión. Debe cuidarse que el material sea lo más elástico posible, porque así se disminuyen notablemente las exigencias de la presión dinámica.

Analizando cada uno de los tipos debe decirse que los roblonados o remachados modernamente van cayendo en desuso, debido al gran progreso que ha tenido la técnica de la suelda.

La suelda puede ser:

- con oxiacetileno
- con gas de agua
- eléctrica

Con acetileno se puede llegar hasta 8 mm. de espesor, con gas de agua hasta 60 mm. y con la eléctrica hasta 150 mm.; razón por la cual éste último ha desplazado a los primeros sistemas.

El acero normalmente usado es el S T - 37; resiste una carga de rotura mínima de 37 Kgr/mm^2 , con un alargamiento de $25 \div 30 \%$ y un límite de elasticidad de 21 Kgr/mm^2 . Modernamente se emplean también

aceros de alta resistencia, especialmente al cromo-cobre con una carga mínima de rotura de hasta 54 Kgr/mm^2 , un alargamiento de 20 % y límite elástico de 34 Kgr/mm^2 .

Las tuberías sin soldadura no tienen costura longitudinal y se las fabrican recalentando el acero y colocándolo en moldes especiales. Su desventaja es el costo muy elevado; sin embargo son aplicables para grandes caídas en los tramos inferiores donde las tuberías soldadas alcanzarían valores excesivos. La resistencia de trabajo para éstas es de 1.200 Kgr/cm^2 . En caso de altísimas presiones cualquiera de los tipos anteriores de tuberías de palastro pueden reforzarse por medio de blindajes con anillos de acero, colocados en frío o en caliente o por medio de sunchos con cables de acero.

En resumen, las tuberías de palastro tienen las siguientes:

a) Ventajas:

- Mejor seguridad a prueba de agua de las paredes del tubo y conexiones.
- Pared interior bastante lisa y pocas pérdidas de carga por fricción.
- Gran resistencia al desgaste por pulimentación, causada por arenas u otros materiales abrasivos.
- Larga duración.
- Montaje sencillo.
- Gran longitud de tubos, como consecuencia pocas conexiones (12 m); está limitado por las condiciones de transporte.
- Gran estabilidad contra la presión de agua estática y dinámica.

b) Desventajas:

- Costos altos.
- Peligros de oxidación e incrustaciones.
- Poca resistencia a los ataques químicos.
- Poca resistencia a presiones exteriores, transporte difícil - (abolladuras etc.).
- Muy buena conducción del calor (en el presente caso no hay peligro de congelación del agua). Amplios cambios de longitud - por efectos de variaciones de temperatura y por eso grandes - esfuerzos o movimientos por temperatura.

4.a.2. De acuerdo al diámetro.- Las tuberías pueden ser:

- 1) De diámetro constante.
- 2) De diámetro telescópico creciente o decreciente.

4.a.3. Según su colocación.- Se tienen:

- 1) Tuberías al descubierto.
- 2) Tuberías enterradas en zanja.
- 3) Tuberías en zanja abierta.
- 4) Tubería apoyada sobre el nivel natural del terreno.
- 5) Tubería en galería abierta.
- 6) Tubería embutida en roca.

4.a.4. De acuerdo al sistema de instalación o forma de absorber los esfuerzos por cambio de temperatura, deben diferenciarse principalmente dos sistemas de tuberías:

- 1) Tuberías disueltas.

2) Tuberías rígidas:

a) Fijas, y

b) Libres.

1) Tuberías disueltas o no rígidas son aquellas que, a consecuencia de estar provistas de piezas de dilatación, no transmiten fuerzas paralelas axiales (a excepción de las motivadas por roce con las piezas de dilatación). Son empleadas especialmente cuando se trata de tuberías instaladas a la intemperie (tuberías abiertas), existiendo por este motivo grandes diferencias de temperatura en la tubería; o cuando tienen una vía relativamente recta, en cuyo caso no se requiere para los puntos fijos mucha cantidad de concreto. El sistema de tuberías no-rígidas también se recomienda en instalaciones de gran presión.

En el sistema de tubería no-rígida, deben preverse puntos fijos en tramos de 100 a 200 metros.

2) Tuberías cerradas o rígidas son aquellas cuyas paredes y uniones pueden trasladar en todas partes fuerzas axiales paralelas. Son de dos tipos:

a) Fijas, con puntos de doblura rígidos (bloques de anclaje en los codos), o sea, que tienen totalmente bloqueadas las posibilidades de deformación. Tales tuberías convienen únicamente cuando la presión de agua es baja y cuando las fuerzas de temperatura y contracción transversal son reducidas, es decir, si la tubería está cubierta; en tal caso se obtie

ne la fijación, no por bloqueo de concreto sino por la tierra circundante.

- b) Libres, con codos elásticos móviles, tienen posibilidad de deformación, en los codos, con los cambios de temperatura. Se recomiendan especialmente en trazos que van en declive - en forma de terrazas. Los puntos de dobladura hacia arriba, que para otros sistemas de tuberías son desagradables, aquí son bienvenidos y se los utiliza para compensar expansiones por temperatura, estiramientos y contracciones transversales. Los ángulos de los codos deben ser, en lo posible, rectos, debido a que los ángulos muy obtusos o planos poseen poco juego, siendo por lo tanto, inefectivos. Además hay -- que prestar atención a que los lados de los tramos o secciones de tubo no sean demasiado cortos, para evitar así curvaturas o dobladuras fuertes.

El uso de tuberías con codos elásticos móviles en las tuberías de distribución delante de las turbinas es muy generalizado, siendo denominadas comúnmente "tuberías al vuelo".

4.b.- SELECCIONAMIENTO DE LA TUBERÍA

Para el caso específico presente se utilizará tubería de las siguientes características:

- Tubería de palestro de acero, soldada longitudinalmente con suelda eléctrica y con uniones de bridas.
- El diámetro será telescópico, decreciente hacia abajo.
- Dada la configuración del perfil del terreno, en el sitio de

la tubería de presión, se la instalará al descubierto montada sobre bloques de apoyo.

- La tubería será disuelta o no-rígida, llevando por tanto bloques de anclaje en los codos y adecuadas juntas de dilatación.
- Para facilitar la instalación y revisión posterior de la tubería, lateralmente se construirán gradas de 0,6 m. de ancho, combinadas con descansos de poca pendiente.

4.b.1. Velocidad de la corriente en la tubería.- Para impedir el enarenarse y enlodarse de las tuberías, se requiere de una velocidad mínima de 0,5 a 1 m/seg en trayectos planos. Para dificultar la oxidación e incrustación de las tuberías se recomienda una velocidad mínima de 0,8 m/seg.

Si se sobrepasa la velocidad a una cierta medida, entonces son atacadas las paredes del tubo; atendiendo al material de la tubería la velocidad máxima permitida depende principalmente de la mayor o menor cantidad de arena o materiales abrasivos que lleve el agua. Como promedio, pueden darse las siguientes velocidades máximas teóricas, permitidas para tuberías de presión:

Tubos de cemento (fabricación común)	6 m/seg.
Tubos de hierro	15 m/seg.
Tubos de madera	12 m/seg.

Por otro lado, las altas velocidades aumentan los golpes de ariete, obligando a emplear mayores espesores de chapa. Las condiciones de regulación se hacen más difíciles obligando a poner volantes más pesados. Se pueden producir turbulencias y los consiguientes torbellinos que perjudican al correcto funcionamiento de las turbinas.

Principalmente interesa analizar la velocidad que resulte más económica tomando en cuenta las pérdidas de carga; desde este punto de vista la velocidad más conveniente es distinta según la forma y dimensión de la caída: en las tuberías planas y largas, generalmente no se sobrepasarán los 3 m/seg.; para tuberías de pequeño diámetro las velocidades llegan hasta 3 m/seg.; en diámetros mayores, hasta 7 m/seg. (pero no conviene llegar a este límite). Desde un punto de vista puramente práctico, las velocidades de la corriente líquida oscilan entre 3 ÷ 4 m/seg.

Interesa en resumen, determinar la velocidad más económica tomando en cuenta los factores de costo de la tubería y pérdida de carga por fricción; para ello, como la velocidad es inversamente proporcional al cuadrado del diámetro, basta establecer el diámetro más económico.

4.b.2. Diámetro más económico del tubo. - En una instalación hidroe -
léctrica, sobre todo de --
gran salto, las tuberías constituyen generalmente el órgano más caro de la instalación; a su vez el diámetro del tubo incide directamente sobre su costo. Ahora bien, entre los muchos diámetros que se le puede dar a una tubería habrá uno de menor costo comparado con los demás; pero esto no quiere decir que sea el más económico porque a cada diámetro corresponde una pérdida de energía y por tanto de dinero; precisa pues analizar este aspecto de pérdidas de altura. Con un diámetro grande disminuyen las pérdidas de carga, es decir, aumenta su capacidad; pero esta mayor capacidad produce en la tubería o instala

ciones de reparto de agua, un aumento en su costo. De modo inverso - con pequeños diámetros el costo de tubería baja; pero suben los su - cros por pérdida de carga.

Armonizando estos dos aspectos, el diámetro más económico resul - ta cuando la suma de costos anuales de tubería más el valor anual - por pérdidas de carga, especialmente la debida al rozamiento continuo sea mínima.

En la selección del diámetro más económico intervienen muchísi - mos factores que complican un tanto el asunto; por otro lado existen algunas fórmulas de cálculo. A continuación se verán algunas de ellas para al final llegar a establecer el diámetro más conveniente económi - camente.

4.b.2.a) Imponiéndose un porcentaje racional de pérdidas de carga -

se puede tener una idea del diámetro adecuado, así : 3/

$$h_w = \lambda \frac{v^2}{D} \frac{L}{2g} \quad (\text{Fórmula de Darcy-Weisbach})$$

h_w = pérdidas de altura (m)

λ = coeficiente de rugosidad

λ = 0,024 para tuberías de acero laminado y ré - gimen de circulación turbulento.

v = velocidad del flujo (m/seg.)

D = diámetro interior (m)

L = longitud de tubería (m)

S = superficie transversal (m²)

3/ Centrales Eléctricas, copiados de clase.

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

Reemplazando:

$$h_w = \lambda \frac{16 Q^2}{\pi^2 D^4} \frac{L}{D^2 g} = \lambda \frac{8 Q^2 L}{\pi^2 D^5 g}$$

$$D = \sqrt[5]{\frac{8 \lambda}{\pi^2 g} \frac{Q^2 L}{h_w}}$$

Las pérdidas de carga en el caso presenté deben ser más o menos

3 % .

$$H = 701 \text{ m.}$$

$$H_f = 701 \times 0,03 = 21,03 \text{ m.}$$

Luego:

$$D = \sqrt[5]{\frac{8 \times 0,024}{9,85 \times 9,81} \times \frac{4 \times 1.628}{21,03}} = \sqrt[5]{0,613}$$

$$D = 0,907 \text{ m. (diámetro medio)}$$

4.b.2.b) Otra forma aproximada sería fijando la velocidad límite de

acuerdo al abaco de la J. M. Voith: 4/

$$\frac{L}{H} = \frac{1.628}{701} = 2,33$$

con estos parámetros



4.b.2.c) Fórmula de Bondschu 4/

$$d = \sqrt[7]{\frac{5,2 Q^3}{H'}}$$

d = diámetro más económico (m)

Q = caudal (m³/seg.)

H' = altura estática más dinámica (m)

El factor 5,2 da resultados bastante buenos para saltos sin ninguna regulación o con pocas horas de funcionamiento; en cambio para saltos con algún embalse arriba o que tienen gran utilización, el -- coeficiente dado queda corto y alcanza valores alrededor de 8.

Para el caso es apropiado el factor 8.

1) Para el punto más bajo,

$$H = 701$$

$$H_E + D = H' = 701 \times 1,2 = 841,2 \text{ m.}$$

$$d_1 = \sqrt[7]{\frac{8 \times 2^3}{841,2}} = \sqrt[7]{0,0761}$$

$$d_1 = 0,694 \text{ m.}$$

2) Para:

$$H = 526 \text{ m.}$$

$$H' = 631,2 \text{ m.}$$

$$d_2 = \sqrt[7]{\frac{8 \times 8}{631,2}}$$

$$d_2 = 0,722 \text{ m.}$$

3) Para:

$$H = 351 \text{ m.}$$

$$H' = 421,2 \text{ m.}$$

$$d_3 = \sqrt[7]{\frac{64}{421,2}}$$

$$d_3 = 0,7642 \text{ m.}$$

4) Para:

$$H = 176 \text{ m.}$$

$$H' = 211,2 \text{ m.}$$

$$d_4 = 0,843 \text{ m.}$$

4.b.2.d) W. Banerfeld y Adolfo Ludín han establecido las siguientes
ocaciones para calcular el diámetro económicamente
aprovechable de una tubería de presión de hierro: 16/

$$(1) \quad d = \sqrt[7]{\frac{101,3 \, n_1 \, n_2 \, w_1 \, (t_1 Q_1^3 + t_2 Q_2^3 + \dots + t_n Q_n^3)}{(1 + \frac{p}{100}) \, j \, k^2 \, H' \, w_2}}$$

Para el tramo superior de la tubería con un espesor de pared -
mínimo práctico S_0 , se tiene:

$$(2) \quad d = \sqrt[6]{\frac{101,3 \, n_1 \, n_2 \, w_1 \, (t_1 Q_1^3 + t_2 Q_2^3 + \dots + t_n Q_n^3)}{(1 + \frac{p}{100}) \, j \, k^2 \, S_0 \, w_2}}$$

Siendo:

d = diámetro interior en metros

- n_1 = rendimiento de la turbina
 n_2 = rendimiento del generador
 n_3 = eficiencia de la soldadura o remache
 σ = coeficiente de trabajo del material del tubo en T/m^2
 w_1 = valor medio del kwh generador en sures
 $t_1 + t_2 + \dots + t_n$ = horas de trabajo en el año
 t_1, t_2, \dots, t_n = horas de trabajo con un caudal Q_1, Q_2, \dots, Q_n , respectivamente
 Q_1, Q_2, \dots, Q_n = caudales medios para los tiempos correspondientes en $m^3/seg.$
 p = porcentaje del aumento de peso por bridas, abrazaderas, piezas de compensación, etc.
 j = peso específico del material de la tubería en T/m^3
 k = coeficiente de la fórmula de Chezy ($v = k\sqrt{Ri}$)
 H^1 = altura de presión estática más dinámica en metros
 w_2 = gastos anuales de una tonelada de hierro de tubería en sures.
 S_0 = espesor de pared mínimo en metros.

Las fórmulas anteriores tienen muchas expresiones cuyos valores son desconocidos; para simplificarlas se puede trabajar con los siguientes valores promedios:

- n_1 = 0,82
 n_2 = 0,92

$$\begin{aligned} n_3 &= 0,85 \\ p &= 10 \\ j &= 7,85 \text{ T/m}^3 \end{aligned}$$

Además se sabe que:

$$t_1 Q_1^3 + t_2 Q_2^3 + \dots + t_n Q_n^3 = t Q'^3, \text{ siendo:}$$

t = horas de funcionamiento en el año

Q' = valor del caudal medio de funcionamiento en m³/seg.

Con estas consideraciones la fórmula (1) queda simplificada en la siguiente:

$$d = \sqrt[7]{\frac{7,571 w_1 t Q'^3}{k^2 H' w_2}} \quad (1')$$

y la (2) del espesor mínimo en:

$$d = \sqrt[6]{\frac{8,907 w_1 t Q'^3}{k^2 S_0 w_2}} \quad (2')$$

Una vez establecido el diámetro inferior de la tubería con (1') se puede utilizar la siguiente fórmula para el aumento del diámetro de abajo hacia arriba.

$$d_x = \sqrt[7]{\frac{H'}{H'_x}} d \quad (3)$$

d_x = diámetro del tubo en una parte cualquiera (m)

H'_x = altura estática más dinámica en esta parte cualquiera (m)

d = diámetro de la parte inferior de la tubería (m)

H' = altura estática y dinámica de la parte infe

rior (m)

El coeficiente de Chezy "k" se modifica con el diámetro "d"; primeramente se calcula "k" con una "d" supuesta, si el resultado del cálculo da un valor "d" completamente distinto, entonces hay que efectuar un nuevo cálculo con una "k" respectivamente corregida. Lo mismo resulta para la altura de presión "H", ya que el aumento de presión dinámica experimenta una variación con "d"; en este caso se utilizará una sobrepresión de 20% de la estática (mayor que la calculada) para una mayor seguridad. El cálculo exacto de la expresión $(t_1 Q_1^3 + t_n Q_n^3 = t Q^3)$, podría hacerse con el diagrama de carga; pero como no se dispone de él, el caudal medio de funcionamiento será el correspondiente al factor de carga impuesto o sea

$$f_c = 0,5$$

$$Q^1 = Q f_c = 2 \times 0,5 = 1 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$\sigma = 7.500 \text{ t/m}^2 \text{ (acero S T - 37)}$$

$$W_1 = 0,2 \text{ (valor del Kwh generado, tomado para efectos comparativos)}$$

$$t = 8.760 \text{ (considerando un funcionamiento permanente, horas/año)}$$

$$W_2 = 360 / T_n/\text{año, para un período mínimo de duración de 25 años.}$$

Partiendo del diámetro más económico aproximado calculado en el capítulo anterior (con las fórmulas de Manning para las pérdidas) se puede establecer el primer valor de k:

$$k = \frac{87}{1 + \frac{m}{\sqrt{+H}}} \text{ (Fórmula de Bazin)}$$

$$\begin{aligned}d &= 0,76 \text{ (} \phi \text{ aproximado)} \\S &= \frac{\pi \overline{0,76^2}}{4} = 0,456 \text{ m}^2 \\p &= \pi d = \pi 0,76 = 2,38 \text{ m.} \\R &= \frac{0,456}{2,38} = 0,191 \text{ (radio hidráulico)} \\\sqrt{R} &= 0,436 \\m &= 0,22 \text{ (para tuberías metálicas más o menos -} \\&\quad \text{lisas, Manual de King, pág. 225).} \\k &= \frac{87}{1 + \frac{0,22}{0,436}} = \frac{87}{1,46} = 58,5 \\H &= 701 \times 1,2 = 841,2 \text{ m.}\end{aligned}$$

Reemplazando valores en la fórmula (1') se obtiene el siguiente diámetro más económico para la parte inferior de la tubería:

$$\begin{aligned}d_1 &= \sqrt[7]{\frac{7,571 \times 7.500 \times 0,2 \times 8.760 \times 1^3}{3.440 \times 841 \times 360}} \\&= \sqrt[7]{0,0948} = 0,715 \\d_1 &= 0,715 \text{ m.}\end{aligned}$$

Reajustando el valor de "k"

$$\begin{aligned}s &= 0,407 \text{ m.} \\p &= 2,25 \text{ m.} \\R &= 0,182 \\\sqrt{R} &= 0,424 \\k &= 57,2 \\d &= \sqrt[7]{\frac{7,571 \times 7.500 \times 0,2 \times 8.760 \times 1^3}{3.280 \times 841 \times 360}}\end{aligned}$$

$$d_1 = \sqrt[7]{0,1002} = 0,721 \text{ m.}$$

El valor de k ya no varía prácticamente.

La tubería será abocinada pero no conviene tampoco darle muchas variaciones al diámetro; una forma adecuada, conforme a lo establecido ya para esta caída, es hacer variar el diámetro cuatro veces (cada 5 cm. aproximadamente).

Para cambiar el diámetro sin aumentar mucho las pérdidas de altura, la longitud de las piezas cónicas de reducción de sección debe ser:

$$L \geq 10 \Delta \phi$$

L = longitud de la pieza de abocinamiento

$\Delta \phi$ = incremento del diámetro

$$L \geq 10 \times 0,05 = 0,5 \text{ m.}$$

Si se hace la pieza cónica de dos metros de longitud, mejor.

Dividiendo el salto total en 4 partes iguales se pueda con la fórmula (3) calcular los diámetros de la tubería a las diferentes alturas citadas.

1) Para $H = 701 \text{ m.}$
 $H' = 841,2 \text{ m.}$
 $d_1 = 0,721 \text{ m. (ya calculado).}$

2) Para $H = 526 \text{ m.}$
 $H' = 631,2 \text{ m.}$

$$d_2 = \sqrt[7]{\frac{841}{526 \times 1,2}} \times 0,721 \approx 0,76 \text{ m.}$$

$$d_2 = 0,76 \text{ m.}$$

3) Para $H = 351 \text{ m.}$

$H' = 421,2 \text{ m.}$

$d_3 = 0,81 \text{ m.}$

4) Para $H = 176 \text{ m.}$

$H' = 211,2 \text{ m.}$

$d_4 = 0,87 \text{ m.}$

4. b.2.e) La forma más precisa de calcular el diámetro económico es la de establecer un cuadro comparativo, para qué diámetro se obtiene el valor mínimo de la suma de anualidades por costos de tubería más los sueros por energía perdida en el año: Se calcula con diferentes diámetros, unos más altos y otros más bajos que los obtenidos por los métodos anteriores.

La forma de cálculo y los datos utilizados son los mismos empleados en el capítulo III al sacar el diámetro que sirvió para calcular el Golpe de Ariete; sólo que en lugar de calcular las pérdidas con la fórmula de Manning se lo hará con la de Hazen-Williams, fórmula puramente experimental y que da pérdidas más reales y ajustadas a una mayor economía.

En el sistema métrico dicha fórmula es:

$$v = 1,49 C r^{0,63} s^{0,54}$$

Donde,

$v =$ velocidad del agua (m/seg)

$C =$ coeficiente de rugosidad de Hazen-Williams

$r =$ radio hidráulico (m)

$s =$ pérdida unitaria por fricción (m/m)

En el sistema Inglés,

$$v = 1,318 C r^{0,63} s^{0,54}$$

v = pies/seg.

C = el mismo anterior

r = pies

s = pie/pie

Las pérdidas de carga unitarias se han calculado con $C = 100$, de acuerdo a lo aconsejado en "Design" de Elwyn E. Seelye, pág 6-62, para "Riveted Steel" con 10 + 15 años de uso.

El número de horas/año que sirven para calcular la energía perdida se ha obtenido por el método de las horas equivalentes, así:

$$\text{horas equivalentes} = t \times \alpha$$

$$\alpha = 0,7 (f_0)^2 + 0,3 f_0$$

$$t = 8.760 \text{ (horas del año)}$$

$$f_0 = 0,5 \text{ (factor de carga estimado, ya que no se dispone del diagrama de carga).}$$

$$\alpha = 0,7 (0,5)^2 + 0,3 \times 0,5 = 0,33$$

$$\text{horas equivalentes} = 8.760 \times 0,33 = 2.890 \text{ horas por año}$$

Se podría también calcular lo mismo por el método de las corrientes equivalentes; pero no se dispone tampoco del diagrama de corrientes contra tiempo.

4.b.3. Para apreciar mejor los resultados, obtenidos en los diferentes métodos se los ha tabulado así:

Cuadro N° 6 DIÁMETROS MAS ECONOMICOS (Resumen)

Método o fórmula utilizada	Diámetro en los tramos de:				Diámetro medio (m)
	L = 331 m. H=0 + 176m.	L = 504 m. H=176+351m.	L = 317 m. H=351+526m.	L = 476 m. H=526+701m.	
1° Método de las pérdidas de carga.	-	-	-	-	0,90
2° Método de la velocidad (gráfico de la J M Voith)	-	-	-	-	0,88
3° Fórmula de Bondschu	0,843	0,764	0,722	0,694	0,76
4° Fórmula de Bauersfeld y Ludin	0,870	0,810	0,760	0,720	0,79
5° Método comparativo de la suma de anualidades y sucres por energía perdida (pérdidas según Manning)	0,970	0,885	0,825	0,780	0,86
6° Método comparativo .. (pérdidas según Hazen-Williams)	0,910	0,830	0,785	0,745	0,82

4.b.4. Conclusión.- El diámetro práctico que tendrá la tubería es:

1er tramo (H = 0 + 176 m.) ϕ = 0,90 m.
 2° tramo (H = 176 + 351 m.) ϕ = 0,85 m.
 3er tramo (H = 351 + 526 m.) ϕ = 0,80 m.

4° tramo (H = 526 + 701 m.) $\phi = 0,76 \text{ m.}$

$\phi_m = 0,83 \text{ m.}$

4.c.- ESPESORES DE LA TUBERIA.- Desde el punto de vista de la determinación de los espesores de las paredes de la tubería interesan:

- 1) Los esfuerzos de tensión debidos a presiones externas o depresión interior. Esfuerzos accidentales debidos a fuerzas externas.
- 2) Los esfuerzos de flexión lateral cuando se inicia el llenado de la tubería.
- 3) Los esfuerzos de tensión, debidos a la presión interior, tanto transversales como longitudinales.

Además se tienen esfuerzos de flexión longitudinal cuando la tubería no tiene apoyo continuo; esfuerzos longitudinales debidos a diferencias de temperatura; esfuerzos en los codos, etc. Todos éstos se estudiarán más adelante al tratar de los bloques de anclaje y apoyo.

4.c.1. Espesor mínimo de la tubería para soportar presiones exteriores.

Una presión exterior puede ser ejercida por enterramientos, pesos de transporte, esfuerzos accidentales, y al presentarse depresión interior en la tubería, por acción de la presión atmosférica. El espesor de la chapa de la tubería es función de la altura, o sea que en la parte superior donde la carga es mínima, los espesores son pequeños; pero debido a motivos de construcción, transportación y montaje se hace necesario cierto espesor mínimo límite dado por la práctica así:

Para diámetros de hasta 0,80 m. . . . $e_0 = 0,005$ m.

Para diámetros de 0,80 + 1,50 m. . . . $e_0 = 0,006$ m.

Para diámetros de 1,50 + 2,00 m. . . . $e_0 = 0,007$ m.

En tuberías de más de dos metros de diámetro, generalmente se colocan anillos de refuerzo.

La fuerza debida a enterramientos no se presenta en este caso ya que la tubería será colocada abiertamente y entonces es la presión atmosférica la que puede aplastar la tubería, en caso de producirse un vacío interior.

El espesor necesario para contrarrestar la presión de hundimiento se puede calcular con la fórmula de Rudolf Mayer,

$$e_0 = d \sqrt{\frac{\xi p}{2 E}}$$

e_0 = espesor de la tubería

d = diámetro interior del tubo

ξ = coeficiente de seguridad

p = presión específica exterior actuando sobre la proyección plana de la tubería.

E = módulo de elasticidad del material del tubo.

Al apisonar estáticamente la tierra alrededor de una tubería instalada dentro de una zanja, esta tierra apisonada tiene un efecto de rozamiento, de tal suerte que, en este caso, se puede prescindir de un factor de seguridad insertando $\xi = 1$. Lo contrario sucede en una tubería instalada al aire, en la cual, si ocurriera un vacío absoluto debería calcularse con un $\xi = 4$. Prácticamente no puede producirse un vacío absoluto y el trabajar con $\xi = 2$ da una conveniente -

seguridad.

$$E = 2 \times 10^6 \text{ Kgr/cm}^2 \text{ para el acero}$$

$$p = 1.036 \text{ Kgr/cm}^2 \text{ (presión atmosférica)}$$

$$e_o = d \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.036}{2 \times 2 \times 10^6}} = 0,008 d$$

$$d = 0,90 \text{ m. (tramo superior)}$$

$$e_o = 0,008 \times 0,9 = 0,0072 \text{ m.} \approx 7 \text{ mm.}$$

Se usará un espesor mínimo de 7 mm. para la parte inicial de la tubería.

4.c.2. Espesor mínimo de la tubería para soportar la flexión lateral.

Al iniciarse el llenado, por la tubería circula el agua sin ocupar toda su sección transversal; en este estado las presiones existentes en los distintos puntos de la circunferencia del tubo son diferentes (en la parte superior donde hay aire es menor la presión) y la tubería tiende a ovalarse o achatarse y eso es precisamente el fenómeno de la flexión lateral. Poco a poco va llenándose cada vez más el tubo de agua hasta que la circulación es a presión total y entonces desaparece el fenómeno citado.

La manera de disminuir la flexión lateral es dando una forma adecuada a los apoyos o sea una mayor circunferencia de contacto de éstos con la tubería.

Existen fórmulas para calcular el momento debido a la flexión lateral en función del ángulo correspondiente al arco que forma la línea de contacto del apoyo con la tubería pudiendo así obtenerse los siguientes valores de w , para tuberías de acero normal ST-37

Diámetros	Valores de ω
Hasta 3 metros.	120°
De 3 ÷ 4 metros	180°
De 4 ÷ 5 metros	210°

Como se puede ver, el peligro de la flexión lateral existe con los diámetros muy grandes, lo normal es tener $\omega = 120^\circ$. Además la tubería que interesa tiene un diámetro pequeño.

Por otro lado la experiencia y el cálculo han demostrado que un tubo apto para resistir el vacío interno, resiste perfectamente también la flexión lateral y por tanto basta comprobar que la tubería - resiste a la presión exterior.

El espesor mínimo del tubo es de 7 m.m.; en los tramos inferiores donde el espesor aumenta por exigencias de la presión interior, hay una mayor garantía contra las presiones externas y flexión lateral.

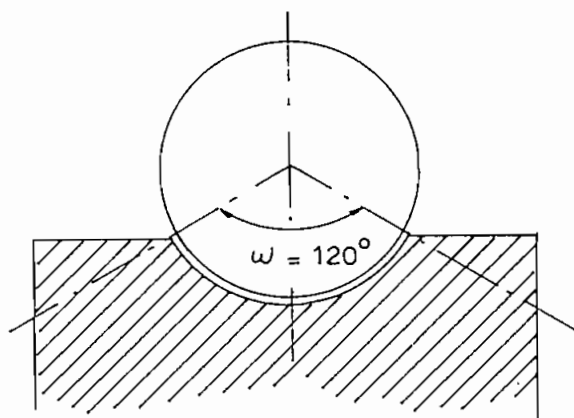
4.c.3. Espesores de la tubería para resistir a los esfuerzos de tensión originados por la presión interior.

Desarrollo de la fórmula de cálculo, tomando en cuenta:

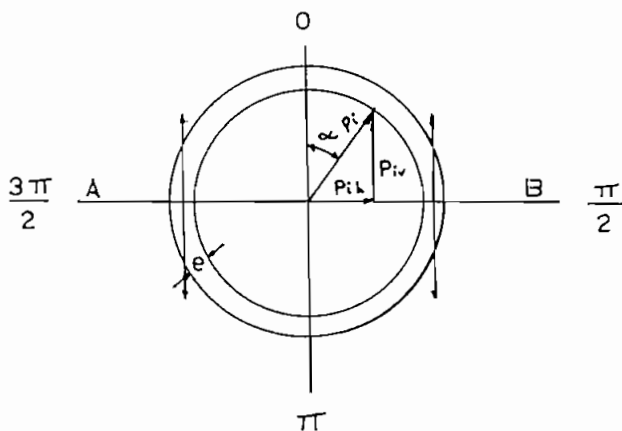
- a) Las reacciones moleculares transversales del material; y,
- b) Las reacciones moleculares longitudinales.

4.c.3.a) Reacciones transversales: La siguiente deducción se hará - bajo las consideraciones de que la relación $\frac{e}{D}$ es muy pequeña, o sea que las tensiones se reparten uniformemente en todo el grueso de la pared del tubo.

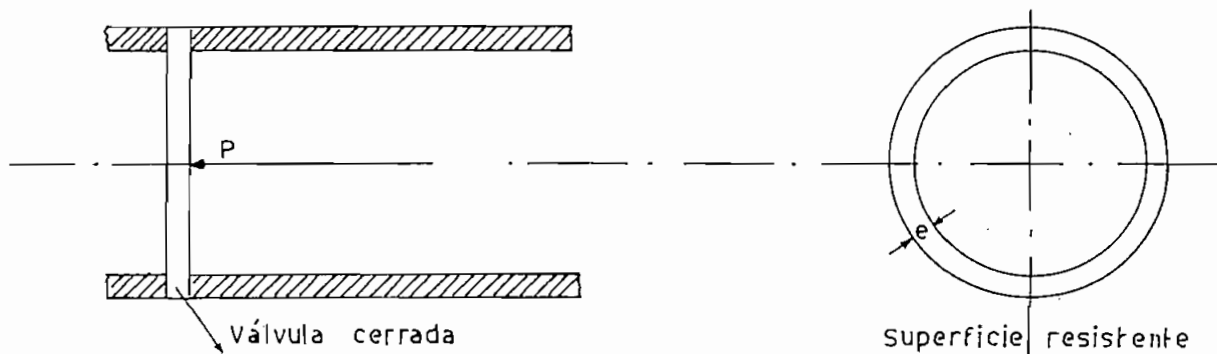
Considerando una longitud unitaria de tubo y llamando:



III-A



III-B



III-C

- D = diámetro interior de la tubería
- e = espesor de la pared
- P₁ = presión unitaria interior
- P₂ = presión unitaria exterior
- σ = carga práctica de trabajo del material

AB es un plano horizontal que pasa por el centro del círculo. La parte del tubo sobre el plano AB está en equilibrio bajo la acción de las fuerzas a ella aplicadas y las reacciones que en A y B ejerce la otra parte inferior y que serán en virtud de la simetría normales a la sección AB. Cada reacción vale:

$$R = e \times L \times \sigma$$

Como $L = l$

$$R = e \sigma$$

Las fuerzas interiores actúan radialmente, pudiendo descomponerse en dos, una horizontal y otra vertical.

Componente horizontal,

$$\begin{aligned} P_1 h &= \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p_i d \alpha \sin \alpha = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p_i \frac{D}{2} d\alpha \sin \alpha \\ &= \frac{p_i D}{2} \left[-\cos \alpha \right]_{-\pi/2}^{\pi/2} = \frac{p_i D}{2} \left[-\cos \frac{\pi}{2} - \cos \left(-\frac{\pi}{2} \right) \right] \\ &= \frac{p_i D}{2} (-1 + 1) = 0 \end{aligned}$$

Componente vertical,

$$\begin{aligned} P_1 v &= \int_{-\pi/2}^{\pi/2} p_i d \alpha \cos \alpha = \frac{p_i D}{2} \left(\sin \alpha \right)_{-\pi/2}^{\pi/2} \\ &= \frac{p_i D}{2} [1 - (-1)] = \frac{2 p_i D}{2} = p_i D \\ &= p_i D \end{aligned}$$

Como se vé, las componentes horizontales se anulan e interesa sólo la resultante vertical que es normal al plano AB, e igual a la presión total que se tendría si la presión unitaria interior actuara normalmente sobre una superficie rectangular plana, proyección de la tubería, o sea:

$$P = P = p_i \times S = p_i \times D \times L$$

Como $L = l$

$$P = p_i D \quad (\text{Kgr.})$$

De modo semejante la resultante de las presiones exteriores será también normal a AB, e igual a:

$$P_{\text{ext.}} = p_a (D + 2e) \times L$$

$$= p_a (D + 2e)$$

$p_a =$ presión unitaria exterior (presión atmosférica)

La resultante de las fuerzas interiores y la de las exteriores tienen la misma dirección; pero, sentido contrario, pudiendo sumarse vectorialmente y obteniéndose:

$$2e\sigma = p_i D - p_a (D + 2e)$$

$2e \ll D$, pudiéndose despreciar $(+ 2e)$ del segundo miembro y

$$2e\sigma = D(p_i - p_a) = Dp$$

$p =$ presión manométrica

$$2e\sigma = Dp$$

$$e = \frac{Dp}{2\sigma}$$

4.c.3.b) Reacciones longitudinales: Una tubería tendrá de hecho una llave u órgano de control para

cierres y aperturas. Al cerrar este dispositivo sobre su pared actuará una presión, y considerando el caso extremo de cierre total esa presión es:

$$P = p \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{Presión de tensión longitudinal})$$

$$p = p_i - p_a$$

El valor de esta presión longitudinal debe ser contrarrestado por la resistencia de la chapa del tubo o sea por las reacciones longitudinales que se originan en su sección transversal.

$$\text{Reacción} = e \times \pi D \times \sigma$$

Igualando acción y reacción

$$e \times \pi D \times \sigma = \frac{\pi p D^2}{4}$$

$$e = \frac{p D}{4 \sigma}$$

Se requiere pues un espesor igual a la mitad del necesario para vencer el esfuerzo transversal por presión interior.

Es suficiente, por lo tanto calcular el espesor de la tubería para resistir los esfuerzos transversales y de hecho se está garantizando la seguridad contra los esfuerzos longitudinales.

En los tramos superiores de la tubería se usará palastro de acero normal, o sea ST-37 (Normas Europeas) con una resistencia de trabajo a la tensión de $\sigma = 750 \text{ Kgr/cm}^2$; mientras que en la parte más baja, con el fin de evitar espesores muy grandes y garantizar una mejor estabilidad, se usará acero ST-45 de $\sigma = 900 \text{ Kgr/cm}^2$. En ambos casos el coeficiente de seguridad a la rotura es de 5.

En la fórmula $e = \frac{p D}{2 \sigma}$ es necesario introducir, debido a im-perfecciones de la suelda, un factor de rendimiento de la suelda de

$f = 0,9$.

Además, al resultado así obtenido conviene añadir más o menos -
1 mm. para suplir desgastes por corrosión y oxidación.

En definitiva la fórmula queda así:

$$e = \frac{p D}{2 \sigma f} + 1$$

Donde:

e = espesor de chapa (mm)

D = diámetro interior (mm)

p = presión específica estática y dinámica
(Kgr/cm^2)

σ = coeficiente de trabajo del material a la --
tracción (Kgr/cm^2)

f = 0,9 (factor por imperfección de la suelda)

Con esta ecuación se ha calculado, anteriormente, los espesores
para los puntos de cambio de diámetro, al hacer los cálculos relati-
vos a la selección de diámetros más económicos.

4.c.4. Determinación práctica de los distintos espesores de la tubo-

ría.- En una tubería de presión el espesor va aumentando con-
forme aumenta la carga, debido al aumento de presión; este aumento -
se efectúa, desde el punto de vista práctico, milímetro a milímetro,
y entonces interesa determinar las longitudes de tubería correspon -
dientes a cada espesor.

Hacerlo esto analíticamente resultaría muy largo y confuso, sien-
do mucho más visible el resolverlo gráficamente a partir del dibujo
de alturas de presión.

Para realizar esta solución gráfica se necesita conocer la altu

ra de carga teórica (estática + dinámica) que puede soportar una tubería ideal de 1 mm. de espesor, distinta para cada diámetro y calculada así :

$$e = \frac{p D}{2 \sigma f}$$

$$p = \frac{2 \sigma e f}{D}$$

$$\phi_1 = 0,9$$

$$p_1 = \frac{2 \times 750 \times 1 \times 0,9}{900} = 1,5003 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$h_1 = 15,003 \text{ m. (columna de agua)}$$

$$\phi_2 = 0,85$$

$$p_2 = \frac{2 \times 750 \times 1 \times 0,9}{850} = 1,5885 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$h_2 = 15,885 \text{ m.}$$

$$\phi_3 = 0,80$$

$$p_3 = \frac{2 \times 750 \times 1 \times 0,9}{800} = 1,6875 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$h_3 = 16,875 \text{ m.}$$

$$\phi_4 = 0,76$$

$$p_4 = \frac{2 \times 900 \times 1 \times 0,9}{760} = 2,1312 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$h_4 = 21,312 \text{ m.}$$

También interesa conocer hasta qué presión interna puede soportar el espesor mínimo de 7 mm.

$$e = \frac{p D}{2 \sigma f} + 1$$

$$7 - 1 = \frac{p D}{2 \sigma f}$$

$$\delta = \frac{p D}{2 \sigma \times 0,9}$$

$$p = \frac{6 \times 2 \times 0,9 \times \sigma}{D} = \frac{6 \times 1.350}{900} = 9 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$h_E + D = 90 \text{ m. (columna de agua)}$$

En resumen los datos usados para elaborar el gráfico de espesores con sus correspondientes longitudes de tubería son:

Espesor mínimo	=	7 mm.
Altura que puede soportar este espesor mínimo	=	90 m ($H_E + D$)
Espesor al final del tramo de 0,90 ϕ	=	15,1 mm.
Espesor al final del tramo de 0,85 ϕ	=	27,5 mm.
Espesor al final del tramo de 0,80 ϕ	=	38,4 mm.
Espesor al final del tramo de 0,76 ϕ	=	40,4 mm.
Altura correspondiente a 1 mm. espesor para		
$\phi = 0,90 \text{ m.}$	=	15,003 m.
Altura correspondiente a 1 mm. de espesor		
para $\phi = 0,85 \text{ m.}$	=	15,885 m.
Altura correspondiente a 1 mm. de espesor		
para $\phi = 0,80 \text{ m.}$	=	16,875 m.
Altura correspondiente a 1 mm. de espesor		
para $\phi = 0,76 \text{ m.}$	=	21,312 m.

Con esto se ha realizado el diagrama N° 7/9, donde van indicadas las variaciones de espesor milímetro a milímetro y sus correspondientes longitudes; es conveniente complementar dicho diagrama con la siguiente tabla de:

4.c.5. Especificación de número de tubos, espesores y diámetros de la tubería a instalarse (sin tener en cuenta codos y juntas de expansión).

Cuadro N° 7 NUMERO, ESPESORES Y DIAMETROS DE LOS TUBOS

Longitudes parciales de tubería (m)	N° de Tubos de:		Espesores en (mm)		Longitudes acumuladas de tubería (m)
	12 m c/u	6 m. c/u.	= 750 Kgr/cm ²	= 900 Kgr/cm ²	
0,90 φ	132	11	-	7 mm	132
	24	2	-	8	156
	24	2	-	9	180
	24	2	-	10	204
	24	2	-	11	228
	24	2	-	12	252
	24	2	-	13	276
	36	3	-	14	312
	24	2	-	15	336
	2	(Tubo cónico de φ = 0,9 a φ = 0,85)-15 mm.			338
0,85 φ	24	2	-	16	362
	24	2	-	17	386
	36	3	-	18	422
	36	3	-	19	458
	36	3	-	20	494
	48	4	-	21	542
	72	6	-	22	614
	60	5	-	23	674
	36	3	-	24	710
	36	3	-	25	746
	24	2	-	26	770
	24	2	-	27	794
	36	3	-	28	830
	2	(Tubo cónico de φ = 0,85 a 0,8)-28 mm.			832
0,8 φ	30	-	5	29	862
	30	-	5	30	892
	30	-	5	31	922
	24	-	4	32	946
	30	-	5	33	976
	24	-	4	34	1.000
	30	-	5	35	1.030
	24	-	4	36	1.054
	30	-	5	37	1.084
	36	-	6	38	1.120
	30	-	5	39	1.156
	2	(Tubo cónico de φ = 0,8 a φ = 0,76)-39 mm.			1.158
0,76 φ	36	-	6	-	1.188
	36	-	6	30	1.230
	42	-	7	31	1.266
				32	

36	-	6	--	33	1.302
48	-	8	--	34	1.350
54	-	9	--	35	1.404
48	-	8	--	36	1.452
48	-	8	--	37	1.500
48	-	8	--	38	1.548
48	-	8	--	39	1.596
36	-	6	--	40	1.632

C A P Í T U L O Q U I N T O

5.- ESTRUCTURAS COMPLEMENTARIAS Y PIEZAS ESPECIALES DE LA TUBERIA

5.a. JUNTAS DE DILATACION.-- Su objeto es absorber los esfuerzos producidos por las variaciones de longitud de la tubería, causadas por diferencias de temperatura.

5.a.1. Efectos de las variaciones de temperatura.-- Las oscilaciones de temperatura -- que sufre una tubería se asemejan a las del medio que las rodea, limitándose por la capacidad calórica del agua circulante. En el caso de tuberías enterradas estas variaciones son mínimas; en cambio en el caso de tuberías al descubierto estas alteraciones son mayores e iguales a las del ambiente atmosférico.

Como es bien conocido, la temperatura ambiente de un lugar sufre alteraciones que dependen de varios factores (situación geográfica, altura, vientos, clima, estaciones, hora, etc.). Estas variaciones a su vez repercuten modificando la longitud de la tubería o sea produciendo esfuerzos axiales que se transmiten a los anclajes (tuberías rígidas), o que son absorbidos por las juntas de dilatación (tuberías disueltas).

La presente tubería es no rígida o sea lleva juntas de dilatación y su instalación será al descubierto; interesando, para dimensionar las juntas, conocer los registros de temperatura del sitio.

5.a.2. Dimensiones, tipo y sitio de colocación de las juntas.-- Es claro que la capacidad calorífica del agua amortigua un tanto las variaciones

de temperatura en el acero del tubo; pero tomando el caso muy remoto de tener la tubería vacía, se considerará éste por ser el más desfavorable; o sea, haciendo como si la tubería tiene los mismos cambios de temperatura que el aire circundante.

En el sitio mismo de la obra no existe ninguna estación meteorológica; pero sí en zonas muy cercanas de semejantes características y éstas son las siguientes:

Estación de El Angel : 0° 37' N, 77° 56' W y a 3.050 m S.N.M.

Estación de San Gabriel: 0° 36' N, 77° 50' W y a 2.860 m S.N.M.

Estación de Salinas

(Imbabura) : 0° 30' N, 78° 08' W y a 1.730 m S.N.M.

Sus registros de temperatura son:

Cuadro N° 8 (18/) REGISTROS DE TEMPERATURA

Estaciones Meteorológicas.	Año de 1.963		
	Máximo absoluto °C	Mínimo absoluto °C	Diferencia °C
El Angel	19,2 (V)	1,0 (III)	18,2
San Gabriel	21,2 (X-XII)	3,0 (III-X)	18,2
Salinas (Imbabura)	30,0 (V-IX)	6,2 (IX)	23,8

Estaciones Meteorológicas.	Año de 1.964		
	Máximo absoluto °C	Mínimo absoluto °C	Diferencia °C
El Angel	19,1 (I)	2,5 (X)	16,6
San Gabriel	22,2 (I-II)	2,4 (III)	19,8
Salinas (Imbabura)	30,4 (XI)	5,3 (I)	25,1

El sitio de la primera caída se caracteriza por ser de clima -- frío semejante al de la estación de San Gabriel dada su posición y -- altura. En cambio el de la segunda caída es un clima subtropical de

características y altura similares al de la estación de Salinas (Imbabura).

Se advierte el cuadro anterior que la máxima diferencia de temperatura registrada en los años de 1.963 y 1.964 es de 25,1 (°C), -- por tanto, el largo efectivo de la junta de dilatación (separación -- máxima entre bordes de tubería), tomando por seguridad 30 (°C), es:

1) Considerando sólo la dilatación por temperatura:

$$s = L_t \times \Delta t \times \rho$$

s = longitud efectiva de la junta.

L_t = longitud del tramo más largo de tubería

Δt = diferencia de temperatura.

$$s = 213 \times 30 \times 0,000012 = 0,0767 \text{ m.} = 7,67 \text{ cm.}$$

2) Considerando la contracción transversal:

$$\Delta L = \frac{\sigma}{m E} L_t$$

σ = coeficiente de trabajo a la tracción del acero

m = inverso del coeficiente de Poisson (3,3 para acero)

E = módulo de elasticidad del acero

$$\Delta L = \frac{1.200}{3,3 \times 2'000.000} \times 21.300 = 3,88 \text{ cm.}$$

$$s' = s + \Delta L = 7,67 + 3,88 = 11,55 \text{ cm.}$$

18/ El cuadro se ha elaborado en base de los datos publicados en los Boletines Climatológicos del Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología.

s' ≈ 12 cm.

La separación máxima de los filos de tubería dentro de la junta será de 12 cm. cuando se registre la temperatura mínima. La instalación de las juntas conviene realizarlas a una temperatura media que para la primera caída es de 11° C y para la segunda de 18° C, y con una separación media de los filos de los tubos de unos 7 cm. El sitio de colocación por convenir a las dimensiones de la tubería y por facilidad de instalación será a 24 m. del bloque inmediatamente superior. Por razones de hermeticidad perfecta la junta debe cubrir en una superficie conveniente a la tubería o sea unos 10 cm. más a cada lado, llegando en suma a tener una longitud total de unos 30 cm. Se usará el tipo de junta de dilatación doble, pudiéndose así, y en casos de necesidad, desmontar fácilmente un tubo o tramo pequeño de tubería suprimiéndose con ello los orificios de hombre o aberturas de entrada en la tubería.

5.b.- BLOQUES DE APOYO. - La tubería irá instalada al descubierto y asentada en el terreno a través de muros de apoyo que reciban a la tubería en una superficie de contacto lisa a fin de que aquella resbale con facilidad cuando los esfuerzos de temperatura modifiquen su longitud.

5.b.1. Esfuerzos que actúan sobre los apoyos. - En el dimensionamiento de los bloques de apoyo intervienen los esfuerzos producidos por la flexión transversal y por la flexión longitudinal.

5.b.1.a) Flexión lateral: Respecto de los esfuerzos debidos a la flexión lateral se dijo en "4.c.2." que -

una tubería que resiste a la presión interior soporta perfectamente los esfuerzos de flexión lateral aún sin apoyo, ya que son menores. También se estableció que el ángulo al centro, formado por el arco de la superficie de contacto del apoyo con la tubería sea de $\omega = 120^\circ$

5.b.1.b) Flexión longitudinal: Los factores que influyen sobre la flexión longitudinal son:

- 1) Distancia entre los apoyos
- 2) Peso propio de la tubería
- 3) Peso del agua

Para efectos de cálculo y por seguridad se considerará a la tubería como viga simplemente apoyada en los extremos con carga uniformemente repartida y entonces el momento flector tomando en cuenta la inclinación es:

$$M_f = \frac{P L^2 \cos \alpha}{8}$$

y el esfuerzo de flexión:

$$\sigma = \frac{M_f}{W}$$
$$\sigma = \frac{P L^2 \cos \alpha}{10 W}$$

El problema consiste en definitiva, en determinar de acuerdo a las dimensiones que ya tiene la tubería la distancia máxima permisible entre apoyos o sea "L":

$$L = \sqrt{\frac{10 \sigma W}{P \cos \alpha}}$$
$$W = \frac{\pi}{32} \left[\frac{D_{ex}^4 - D_i^4}{D_{ex}} \right] \text{ m\u00f3dulo de la secci\u00f3n transversal de la pared del tubo (cm}^3 \text{)}$$

Tomando el peso del acero equivalente a 8 T/m^3 , se tiene la siguiente fórmula aproximada:

$$L \approx \sqrt{\frac{D_{ex} \sigma}{(32 \cdot 2 + D) \cos \alpha}}$$

Con esta fórmula se han calculado todos los casos, llegándose a la conclusión de que los más desfavorables son los tramos 7° y 9°

- Para el 7° tramo:

$$L_7 = \sqrt{\frac{0,839 \times 1.200}{(32 \times 0,039 + 0,8) \cos 29^\circ}}$$

$$L_7 = 23,5 \text{ metros.}$$

- Para el 9° tramo:

$$L_9 = 100 \sqrt{\frac{0,799 \times 1.200}{(32 \times 0,039 + 0,76) \cos 20^\circ}}$$

$$L_9 = 22,6 \text{ metros.}$$

En la práctica la distancia entre apoyos es de 6 a 10 metros y para este caso específico se pondrán a 6 m. con lo que los bloques - resultan pequeños, se acomodan a las longitudes de los tubos y el esfuerzo de flexión es mínimo y sobradamente absorbido, como se chequea a continuación:

- Para el tramo 7°

$$\sigma = \frac{P l^2 \cos \alpha \cdot 4 D_{ex}}{(D_{ex}^4 - D_i^4)}$$

P = peso del agua y de la tubería/cm. lineal
(Kgr/cm. l)

l = longitud de separación de apoyo (cm)

α = ángulo de la tubería con la horizontal

D = diámetro del tubo (cm)

$$P = \left(\frac{\pi}{4} D_i^2 J_{H_2O} + \pi D_m e J_a \right) \times l$$

$$P = \frac{\pi}{4} 80^2 \times 0,001 + \pi 83,9 \times 3,9 \times 0,008$$

$$P = 13,28 \text{ Kgr/cm. l.}$$

$$L = 6 \text{ m.} = 600 \text{ cm.}$$

$$\sigma_7 = \frac{13,28 \times 600^2 \times 0,88 \times 4 \times 87,8}{\pi (87,8^4 - 80^4)}$$

$$\sigma_7 \approx 30 \text{ Kgr/cm}^2 \ll 700 \text{ Kgr/cm}^2$$

- Para el tramo 9°

$$P = 4,52 + 7,85 = 12,37 \text{ Kgr/cm. l.}$$

$$\sigma_9 = \frac{12,37 \times 600^2 \times 0,94 \times 4 \times 79,9}{\pi (79,9^4 - 76^4)}$$

$$\sigma_9 \approx 62 \text{ Kgr/cm}^2 \ll 700 \text{ Kgr/cm}^2$$

5.b.2. Diseño de los bloques de apoyo. - Como siempre hay que buscar el caso más desfavorable o sea para cuando se tenga el mayor peso unitario de agua y tubería.

Chequeando todos los casos el caso unitario mayor se registra al final del 7° tramo de tubería y es:

$$P = \frac{\pi \times 0,8^2}{4} + \pi (0,8 \times 0,39 \times 7,85) \times 1$$

$$P = 1,32 \text{ T/m. l.}$$

Los pesos unitarios de los restantes tramos son ligeramente menores, conviniendo diseñar los muros de apoyo al peso calculado y chequear los esfuerzos unitarios máximos en el tramo de mayor inclinación de la tubería, y ver que resiste.

No se tienen datos de pruebas de resistencia del suelo; pero como se trata de cangahua se puede admitir un coeficiente de 2 Kgr/cm².

Conclusión: Después de varias tentativas se ha llegado a esta -

blecer las dimensiones adecuadas del tipo de apoyo standard a utilizarse en toda la tubería con separaciones de 6 metros. (Ver diseños)

DISEÑO DE LOS BLOQUES DE APOYO

1) Comprobación para el tramo de menor inclinación (apoyo standard)

Peso de tubería y agua $P = 7,92 \text{ t.}$

Angulo de inclinación $\alpha = 20^\circ$

Peso del bloque de apoyo $G = 4,67 \text{ t.}$

CARGA EN EL APOYO

Normal al eje de la tubería $Q = P \cos \alpha = 7,46 \text{ t.}$

Paralela al eje de la tubería $R = P \cos \alpha f = 1,86 \text{ t.}$

$f = 0,25$ (coeficiente de fricción entre la tubería de acero y su apoyo de hormigón).

PRESION SOBRE EL SUELO $\sigma = \frac{N}{a \times b}$

$$\sigma_A = \frac{N_A}{a \times b} = \frac{12,5}{1,4 \times 1,8} = 4,96 \text{ t/m}^2 = 0,496 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$\sigma_B = \frac{N_B}{a \times b} = \frac{11,2}{1,4 \times 1,8} = 4,45 \text{ t/m}^2 = 0,445 \text{ Kgr/cm}^2$$

PRESION EN LOS BORDES : i - d

a) Para N_A :

$$\sigma_{id} = \sigma_A \left(1 + \frac{6e}{140} \right) ; \sigma_d = 0,16 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$e = 16 \text{ cm} \quad \sigma_i = 0,85 \text{ Kgr/cm}^2$$

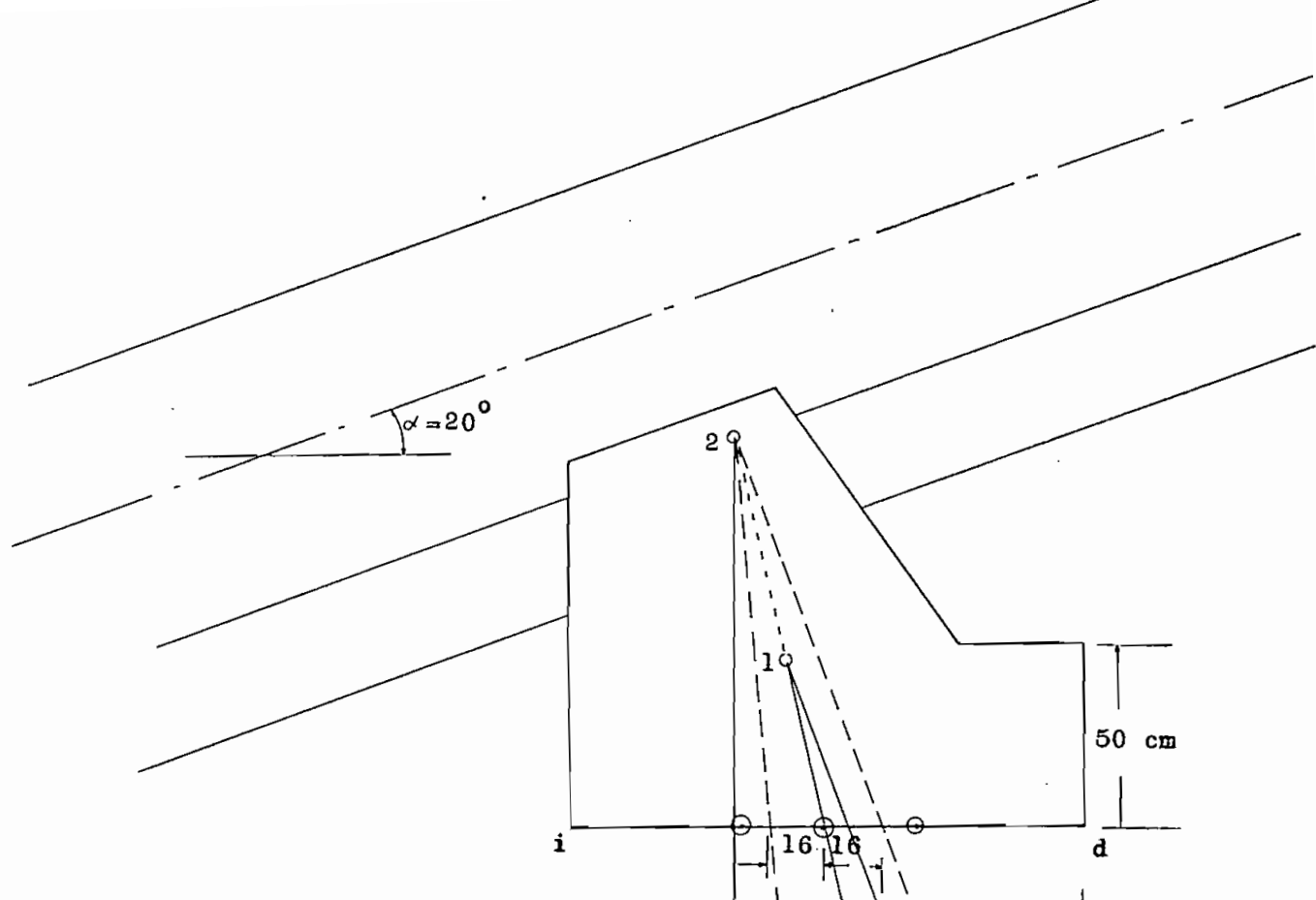
b) Para N_B :

$$\sigma_{id} = \sigma_B \left(1 - \frac{6e}{140} \right) ; \sigma_d = 0,76 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$e = 16 \text{ cm} \quad \sigma_i = 0,14 \text{ Kgr/cm}^2$$

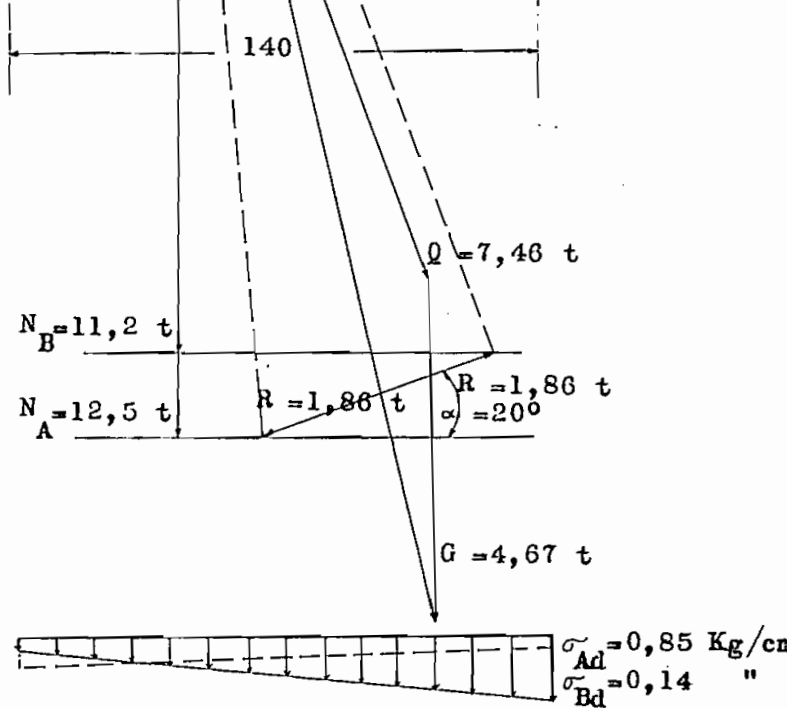
PRESION MAXIMA

El máximo esfuerzo se tiene para N_a y en el punto "i" $\sigma_i = 0,85 < 1,5 \text{ Kg/cm}^2$
ADMISIBLE



BLOQUE DE APOYO.-Esfuerzos para el tramo de menor inclinación.

- 1 = Centro de gravedad
 - 2 = Punto a donde se traslada la - resultante.
- Dimensiones en centímetros.



$$\begin{aligned} \sigma_{Ai} &= 0,16 \text{ Kg/cm}^2 \\ \sigma_{Bi} &= 0,76 \text{ "} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Ad} &= 0,85 \text{ Kg/cm}^2 \\ \sigma_{Bd} &= 0,14 \text{ "} \end{aligned}$$

TESIS DE GRADO	
TUBERIA DE PRESION	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR	
Bloque de Apoyo "Standar" 1 ^{er} S.	
escala 1: 20	fecha: VII-65
esc.fuer1: 100%	IV/

DIAGRAMA DE ESFUERZOS

DISEÑO DE LOS BLOQUES DE APOYO

2) Comprobaciones para el tramo de mayor inclinación (con el mismo apoyo standard)

Peso de tubería y agua (6 metros) $P = 7,92 \text{ t.}$

Angulo de inclinación $\alpha = 35^\circ$

Peso del bloque de apoyo $G = 4,67 \text{ t.}$

CARGA EN EL APOYO

Normal al eje de la tubería $Q = P \cos \alpha = 6,5 \text{ t.}$

Paralela al eje de la tubería $R = P \cos \alpha f = 1,63 \text{ t.}$

PRESION SOBRE EL SUELO $\sigma = \frac{N}{a \times b}$

$$\sigma_A = \frac{N_A}{a \times b} = \frac{11,00}{1,5 \times 1,8} = 4,06 \text{ t/m}^2 = 0,406 \text{ Kgr/cm}^2$$

$$\sigma_B = \frac{9,1}{1,5 \times 1,8} = 3,38 \text{ t/m}^2 = 0,388 \text{ Kgr/cm}^2$$

PRESION EN LOS BORDES : 1 - d

a) Para N_A $\sigma_{1d} = \sigma_1 \left(1 + \frac{6 \times 20}{150} \right)$; $\sigma_d = 0,081 \text{ Kgr/cm}^2$
 $\sigma_1 = 0,73 \text{ Kgr/cm}^2$

b) Para N_B $\sigma_{1d} = \sigma_1 \left(1 - \frac{6 \times 16}{150} \right)$; $\sigma_d = 0,56 \text{ Kgr/cm}^2$
 $\sigma_1 = 0,122 \text{ Kgr/cm}^2$

PRESION MAXIMA

El mayor esfuerzo se tiene en el punto "1" y para N_A

$$\sigma_1 = 0,73 \text{ /cm}^2 < 1,5 \text{ Kgr/cm}^2$$

5.c.- BLOQUES DE ANCLAJE.- En una curva que une dos alineaciones de tubería de ángulo exterior α , se ejerce una fuerza resultante dirigida aproximadamente hacia la bisectriz y que tiende a cerrar el ángulo del codo y por tanto a separar la tubería de su asiento. Para contrarrestar esta resultante se dispone de los bloques de anclaje; en los codos cóncavos el terreno ayuda a la estabilidad mientras que en los convexos es el peso del anclaje, únicamente, el que actúa de estabilizante.

5.c.1. Esfuerzos que se producen en los codos (anclajes).- El establecer con exactitud las numerosas y diferentes fuerzas que actúan sobre un determinado anclaje es un tanto complicado y prácticamente innecesario, bastando para su diseño tomar en cuenta únicamente las más importantes.

Los principales esfuerzos que se presentan al considerar los puntos fijos de una tubería de presión son:

- 1) Presión del agua.
- 2) Fuerzas de temperatura.
- 3) Tensiones de disminución. (Se producen únicamente en tubos de concreto)
- 4) Fuerzas de rozamiento en las juntas de dilatación.
- 5) Fuerza en los empaques por presión del agua.
- 6) Fuerza de retracción transversal de las paredes del conducto, por acción de la presión interior.
- 7) Componente del peso propio.
- 8) Fricción entre el tubo y su base de apoyo.

- 9) Fuerzas centrífugas en dobladuras. Debido a que las velocidades se mantienen en límites moderados, pueden ser despreciadas las fuerzas centrífugas frente a las otras fuerzas.
- 10) Fuerzas de arrastramiento: en toda tubería se produce una pérdida de carga por rozamiento continuo de valor " h_v "; este rozamiento por consiguiente produce una fuerza de tracción sobre las paredes del tubo.

$$P_r = S h_v$$

$$P_r = \text{fuerza de arrastramiento.}$$

$$S = \text{área del corte transversal del tubo.}$$

Generalmente puede ser descuidada también esta fuerza en comparación con las otras.

- Tomando en cuenta que la presente tubería es no-rígida (con juntas de dilatación) los esfuerzos a intervenir en el diseño de sus bloques de anclaje son los siguientes:

P_1 .- Esfuerzo debido a la presión interna del agua:

$$P_1 = \frac{\pi D^2}{4} H_{E+D} + D \cdot J_{H_2O}$$

$$D = \text{diámetro interior del tubo}$$

$$H_{E+D} = \text{altura de presión estática más dinámica, en el sitio del anclaje.}$$

$$J_{H_2O} = \text{peso específico del agua}$$

P_2 .- Es un esfuerzo producido sobre el anillo del tubo que queda libre en presencia de la junta de expansión:

$$P_2 = \pi D_m \times e \times h_{E+D}$$

- D_m = diámetro medio
- e = espesor del tubo
- h = altura de carga estática más dinámica, en el sitio de la junta inmediatamente superior al anclaje considerado.

P_3 .- Se produce por roce de la junta de dilatación con la tubería; al variar la longitud de la tubería se tiene rozamiento en el empaque.

$$P_3 = \pi D_{ex} \times l \times u \times h_E$$

u = coeficiente de rugosidad, empaque contra tubería ($u = 0,3$)

h_E = altura de carga estática en el sitio de la junta.

l = longitud del empaque ($l \approx 15$ cm.)

D_{ex} = diámetro exterior.

Se toma en cuenta sólo la carga estática porque el fenómeno es lento.

P_4 .- Esfuerzo debido al peso de tubería en función del seno del ángulo que hace la tubería con la horizontal.

$$P_4 = \pi D_m \times e \times L \times j \times \text{sen } \alpha$$

L = longitud del tramo de tubería.

j = peso específico del acero.

Para ST-37, $j = 7,85 \text{ t/m}^3$

Para ST-45, $j \approx 8,00 \text{ t/m}^3$

P_5 .- Este esfuerzo se produce por el rozamiento de la tubería con su base de apoyo, interviene el peso de la tubería y del agua en función del coseno del ángulo de la tubería con la horizontal.

$$P_5 = (\pi D_m \times e \times L \times 7,85 + \frac{\pi D_1^2}{4} \times L) \cos \alpha \times \mu$$

μ = coeficiente de rozamiento entre el apoyo y la tubería. 5/

μ = 0,2 + 0,3 (para apoyos de hormigón y tubería de acero)

5.c.1.a) Dirección y sentido de los esfuerzos.- En la determinación

de los esfuerzos --

hay que considerar primeramente el tramo superior que descansa sobre el anclaje y luego el tramo que cuelga del mismo.

La dirección de los esfuerzos es correspondientemente la misma de los tramos de tubo consideradas.

El sentido de los 5 esfuerzos producidos por la parte superior es como sigue:

P_1 , P_2 y P_4 son siempre positivos (de arriba hacia abajo);

P_3 y P_5 , positivos o negativos, según se dilate o encoja la tubería.

De los 5 esfuerzos de la parte inferior: P_1' y P_2' siempre son negativos (de abajo hacia arriba); P_3' y P_5' negativos o positivos -- según se dilata o encoja el tubo, y P_4' siempre positivo.

5.c.1.b) Cálculos de los esfuerzos.- A continuación y a manera de --

ejemplo, se calculan los es --

fuerzos para el primer anclaje:

Anclaje N° 1 (Ver Plano N° VII)

1) Esfuerzos del tramo superior:

5/ Hormigón. Copiados de clase.

Datos:

$$\begin{aligned}
 D &= 0,9 \text{ m.} & e &= 0,0008 \text{ m.} \\
 H_E+D &= 136 \text{ m.} & \alpha &= 35^\circ \\
 h_E+D &= 16,8 \text{ m.} & L &= 176 \text{ m.} \\
 h_E &= 14 \text{ m.} & l &= 0,15 \text{ m.} \\
 P_1 &= \frac{\pi \times 0,9^2}{4} \times 136 \times 1 \\
 &= 86,8 \text{ t.} \\
 P_2 &= \pi \times 0,907 \times 0,007 \times 16,8 \\
 &= 0,336 \text{ t.} \\
 P_3 &= \pi \times 0,914 \times 0,15 \times 0,3 \times 14 \\
 &= 3,62 \text{ t.} \\
 P_4 &= \pi \times 0,908 \times 0,008 \times 176 \times 7,85 \times \text{sen } 35^\circ \\
 &= 18 \text{ t.} \\
 P_5 &= (\pi \times 0,908 \times 0,008 \times 176 \times 7,85 + \frac{\pi \times 0,9^2}{4} \times \\
 &\quad \times 176) \cos 35^\circ \times 0,25 \\
 &= 29,4 \text{ t.}
 \end{aligned}$$

2) Esfuerzos del tramo inferior:

Datos:

$$\begin{aligned}
 D &= 0,9 \text{ m.} & e &= 0,011 \text{ m.} \\
 H_E+D &= 136 \text{ m.} & \alpha &= 29^\circ \\
 h_E+D &= 151 \text{ m.} & L &= 24 \text{ m.} \\
 h_E &= 126 \text{ m.} & l &= 0,15 \text{ m.} \\
 P_1' &= 86,8 \text{ t.} \\
 P_2' &= 4,76 \text{ t.} \\
 P_3' &= 16,50 \text{ t.}
 \end{aligned}$$

$$P_4' = 2,88 \text{ t.}$$

$$P_5' = 4,65 \text{ t.}$$

De modo semejante se ha calculado para todos los bloques y los resultados van tabulados junto al plano de diseño respectivo.

5.c.l.c) Resultantes parciales de los esfuerzos.- (También como ej).

Anclaje N° 1

1) Para aumento de temperatura:

a) Tramo superior:

$$\begin{aligned} R_A &= P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 \\ &= 86,6 + 0,336 + 1,81 + 18 + 29,4 \\ &= + 136,35 \text{ t. (de arriba hacia abajo)} \end{aligned}$$

b) Tramo inferior:

$$\begin{aligned} R_B &= - P_1' - P_2' - P_3' + P_4' - P_5' \\ &= - 86,8 - 4,76 - 16,5 + 2,88 - 4,65 \\ &= - 109,83 \text{ t. (de abajo hacia arriba)} \end{aligned}$$

2) Para disminución de temperatura:

a) Tramo superior:

$$\begin{aligned} R'_A &= P_1 + P_2 - P_3 + P_4 - P_5 \\ &= + 73,93 \text{ t.} \end{aligned}$$

b) Tramo inferior:

$$\begin{aligned} R'_B &= - P_1' - P_2' + P_3' + P_4' + P_5' \\ &= + 67,53 \text{ t.} \end{aligned}$$

5.c.l.d) Resultante total de los esfuerzos R.- Tanto para el ancla-

je N° 1, que ha ser

vido de ejemplo, como para los demás la resultante total se la obtie

ne gráficamente como se puede ver en los planos de diseño que van a continuación.

5.c.1.e) Diseño de los bloques.- Se los hace mediante el sistema de aproximaciones gráficas, dándoles la forma y dimensiones necesarias para que no puedan ni volcarse ni deslizarse, ni ejercer sobre el terreno una presión excesiva.

El Anclaje Final (N° 9) ofrece un caso especial por no tener junta de dilatación en el tramo horizontal que lo conecte con la turbina y los esfuerzos actúan en él, más o menos unilateralmente (de arriba hacia abajo) requiriendo enormes masas de hormigón. Por consiguiente debe ubicarse el punto final en un sitio tal que permita una transmisión de las importantes fuerzas hacia el subsuelo, o sea la tubería debe formar allí un ángulo cóncavo.

5.c.1.f) Observaciones.- Al diseñar los bloques se ha tratado al máximo de no darles formas complicadas.

Los bloques deben estar íntimamente ligados al suelo, debiéndose para ello, rellenarse previamente a la fundida del hormigón, la base y lados de la excavación con cemento.

En los codos convexos los anclajes llevarán ángulos alrededor de la tubería y pernos largos adheridos a la masa de hormigón inferior, a fin de que esta parte también contribuya a la estabilidad.

La superficie de estos hierros (pernos y argollas) se ha establecido de acuerdo al peso de la masa de hormigón que está bajo el tubo; calculada con una resistencia de $\sigma_{Fe} = 1.200 \text{ Kgr/cm}^2$.

Por otra parte, a fin de garantizar una mayor estabilidad de los anclajes contra el deslizamiento su base será inclinada y dentada (ver diseños).

A N C L A J E N° 1

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR :

El tramo sobre el anclaje El tramo bajo el anclaje

P ₁ .- Presión del agua	86,80 (t.)	86,80 (t.)
P ₂ .- Debido a la Junta de dilatación.	0,336 "	4,76 "
P ₃ .- Rozamiento del empaque de la Junta de expansión	1,81 "	16,50 "
P ₄ .- Componente del peso del tubo.	18,0 "	2,88 "
P ₅ .- Debido a la fricción entre el tubo y su apoyo.	29,4 "	4,65 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS.

(Valor absoluto)

Caso más desfavorable: R = 31 t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

P = 49,2 t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia.

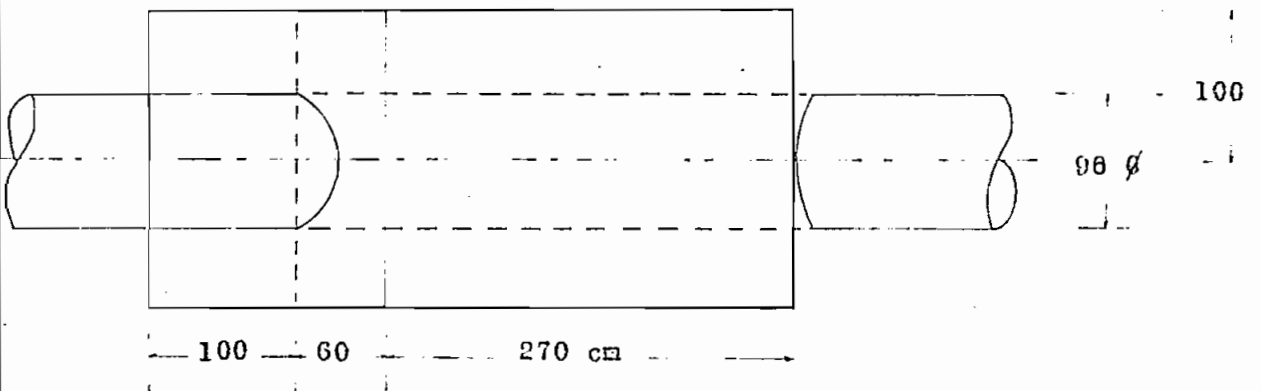
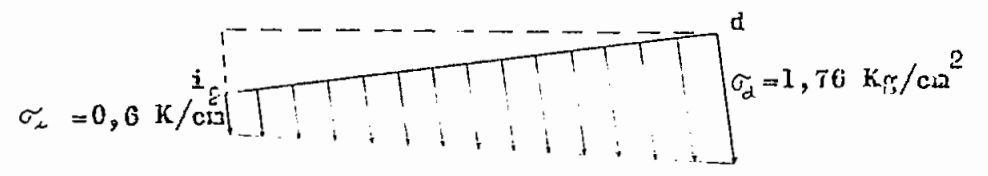
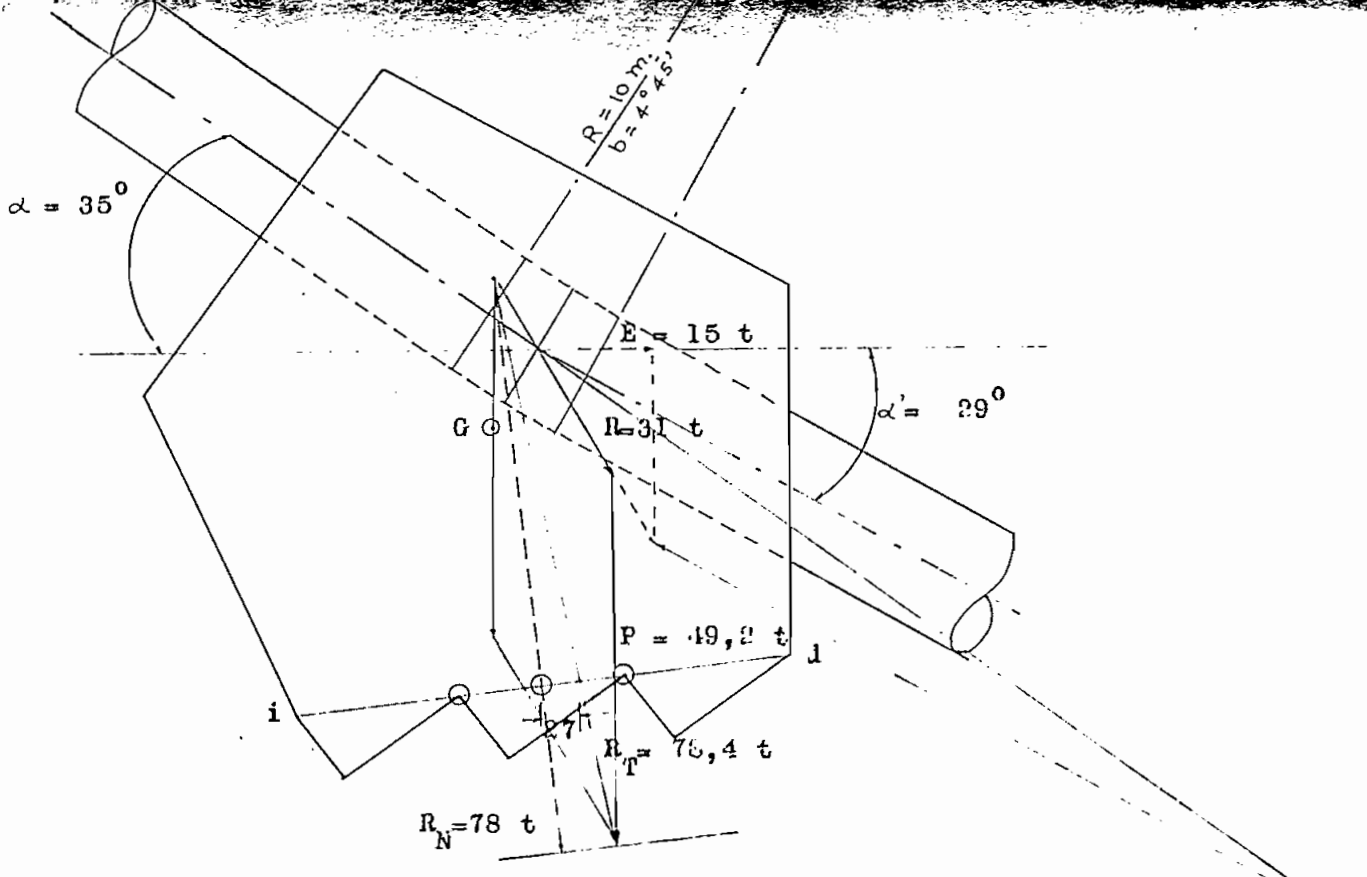
ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo: $\sigma = \frac{R \cdot N}{S} = 1,16 \text{ Kgr/cm}^2$
 Presión en los bordes: $\sigma_1 = 0,592 \text{ Kgr/cm}^2 < 2 \text{ Kgr/cm}^2$ admisible
 $\sigma_{id} = \left(1 + \frac{6 \cdot h}{b}\right) \sigma_d = 1.760 \text{ " } < 2 \text{ " "}$

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad : $m = \frac{f \cdot P}{R} = \frac{0,5 \times 49,2}{15} = 1,64$

Además la base es inclinada y dentada.



Dimensiones en centímetros

TESIS DE GRADO	
TUBERIA DE PRESION	
PROYECTO HIDROELECTRICO LONTUEAR	
Anclaje N° 1	
escala 1: 50	fecha VII-65
esc. fuerz. 1:1000	VI /

A N C L A J E N º 2

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR

	El tramo sobre el anclaje	El tramo bajo el anclaje
P ₁	156,00 (t)	156,00 (t)
P ₂	4,76 "	13,96 "
P ₃	16,50 "	28,30 "
P ₄	27,20 "	3,52 "
P ₅	36,60 "	5,64 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable : R = 55 t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

P = 78,9 t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo: $\sigma = 1,424 \text{ Kgr/cm}^2 < 2 \text{ Kgr/cm}^2$ admisible

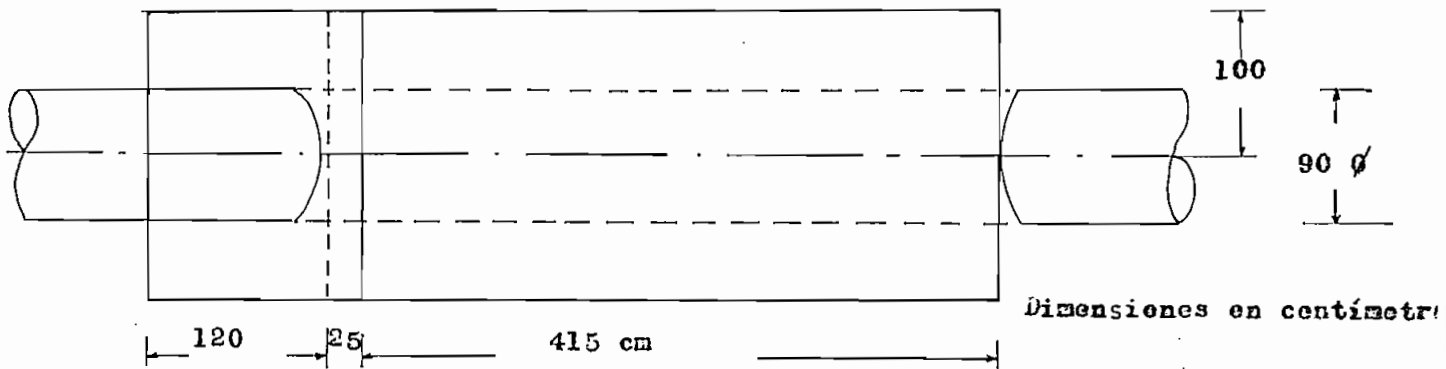
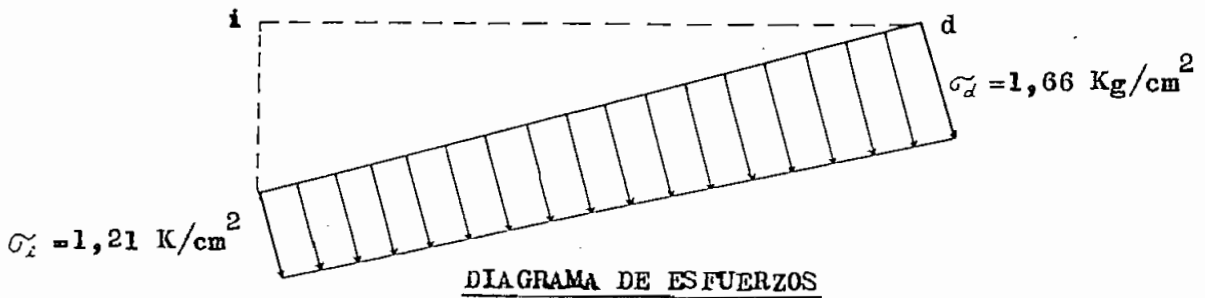
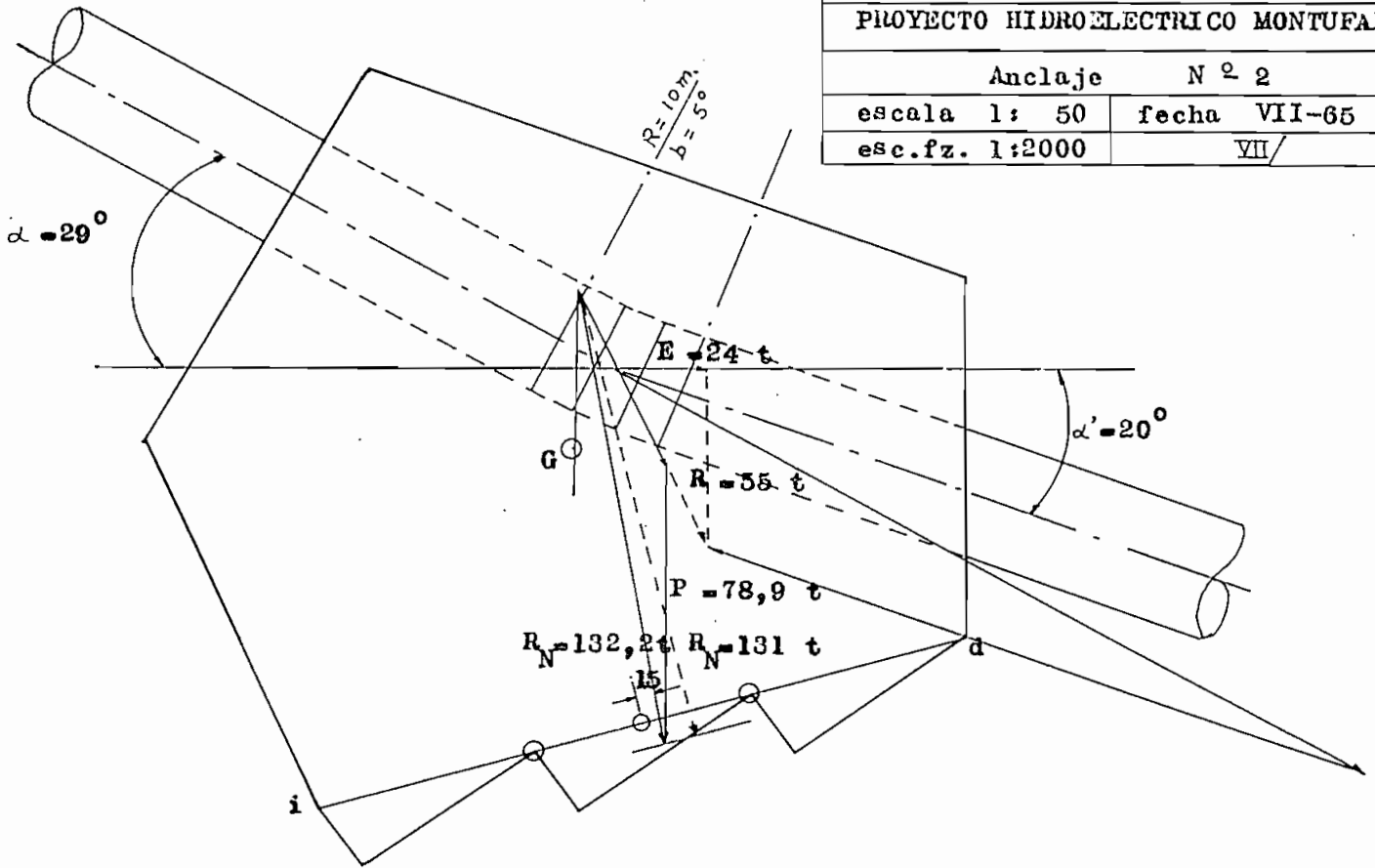
Presión en los bordes: $\sigma_i = 1,21$ " < 2 " "

$\sigma_d = 1,66$ " < 2 " "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{0,5 \times 78,9}{24} = 1,64$

Además la base es inclinada y dentada.



ANCLAJE N° 3

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR

El tramo sobre el anclaje El tramo bajo el anclaje

P ₁	172,00 (t)	172,00 (t)
P ₂	13,96 "	18,00 "
P ₃	28,30 "	32,70 "
P ₄	12,40 "	3,82 "
P ₅	19,60 "	7,76 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS

(Valor absoluto)

Caso más desfavorable

R = 40 t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

P = 55,1 t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_r) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo $\sigma = 1,14 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$ admisible

Presión en los bordes: $\sigma_1 = 0,96 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

$\sigma_d = 1,34 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{0,5 \times 55,1}{12} = 2,3$

Además la base es ligeramente inclinada y dentada.

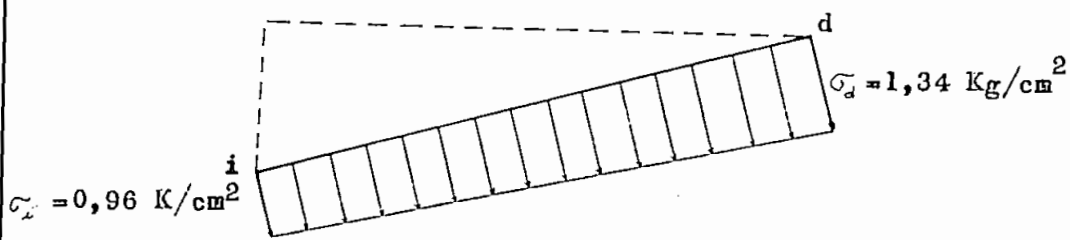
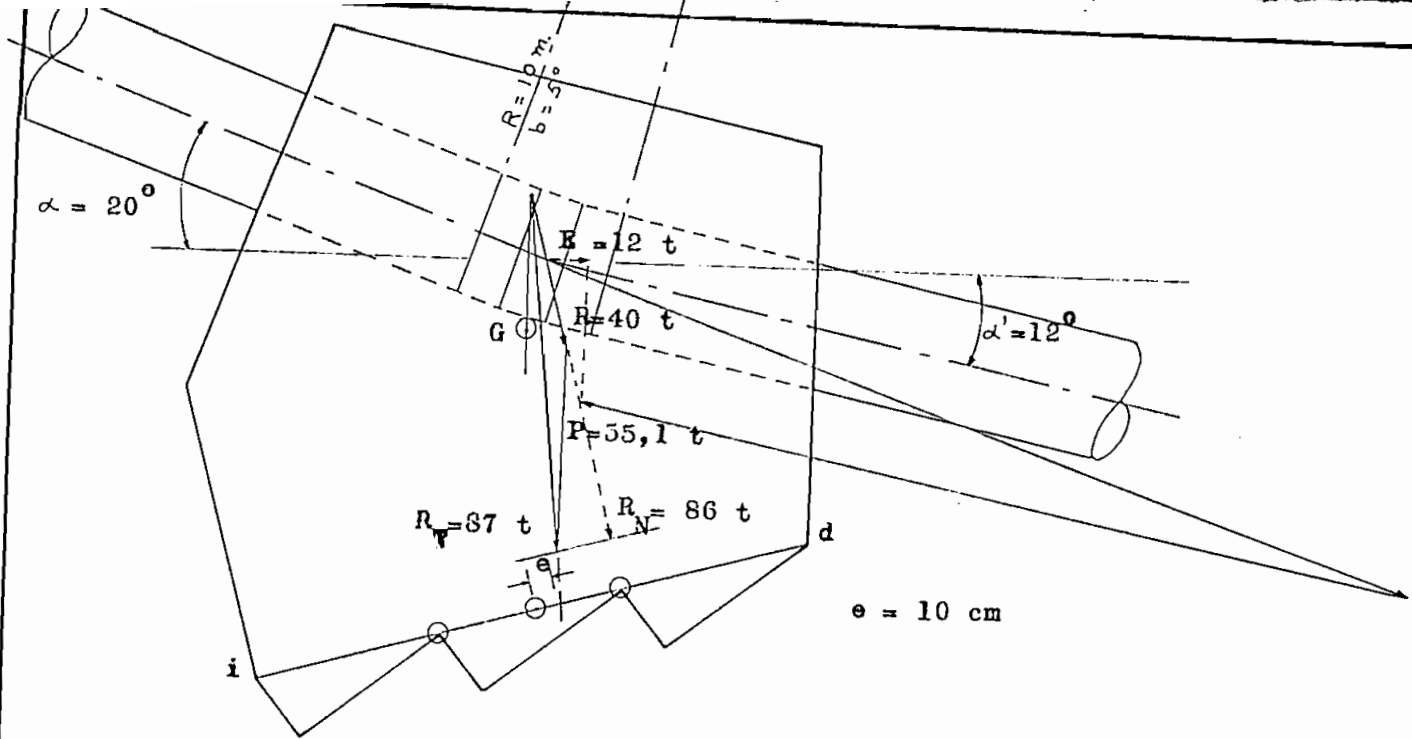
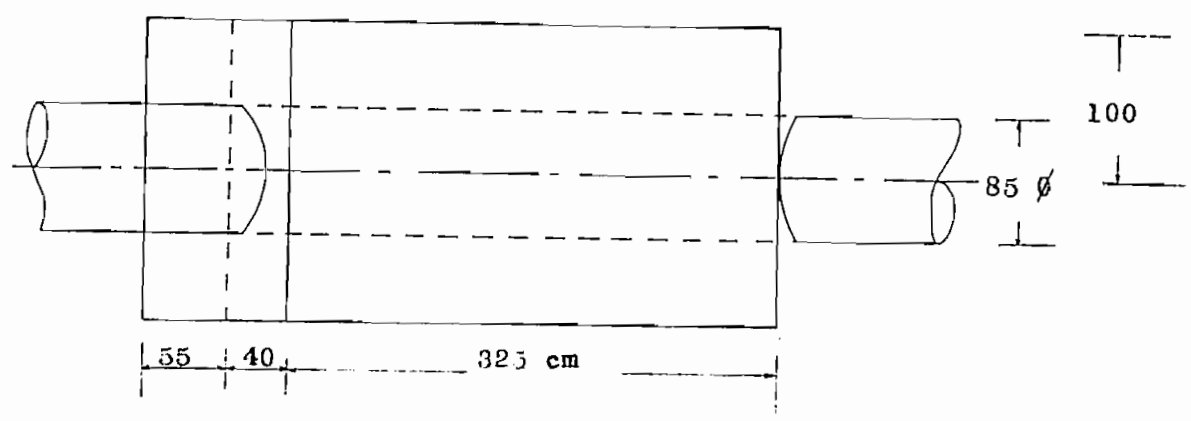


DIAGRAMA DE ESFUERZOS



Dimensiones en centímetros

TESIS DE GRADO	
TUBERIA DE PRESION	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR	
Anclaje	Nº 3
escala:	1: 50 fecha VII-65
enc.fuerz.	1:2000 VIII

ANCLAJE N° 4

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

El tramo sobre el anclaje El tramo bajo el anclaje

P ₁	198,00 (t)	198,00 (t)
P ₂	18,00 "	25,00 "
P ₃	32,70 "	38,60 "
P ₄	17,10 "	6,15 "
P ₅	42,70 "	5,72 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable: R = 87,5 t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

P = 202,3 t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo $\sigma = 0,97 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$ admisible

$\sigma_1 = 0,41 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

$\sigma_d = 1,54 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: n = $\frac{0,5 \times 202,3}{72}$ = 1,41

Además la base es inclinada y dentada.

ANCLAJE N° 5

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

	El tramo sobre el anclaje	El tramo bajo el anclaje
P_1	250,00 (t)	250,0(t)
P_2	25,00 "	38,30 "
P_3	38,60 "	47,80 "
P_4	47,30 "	9,46 "
P_5	40,00 "	5,40 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable: $R = 60$ t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

$P = 155,53$ t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_p) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo $\sigma = 1,04 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$ admisible
 $\sigma_1 = 0,48$ " < 2 "
 $\sigma_d = 1,65$ " < 2 "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{0,5 \times 155,5}{55} = 1,42$

Además la base es inclinada y dentada.

Angulos de 2" x 1/2" x 1/4"

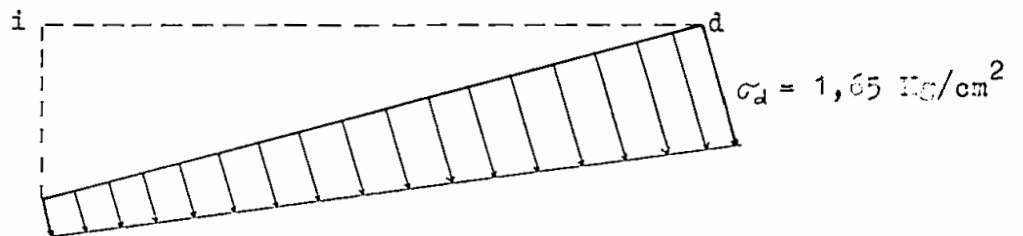
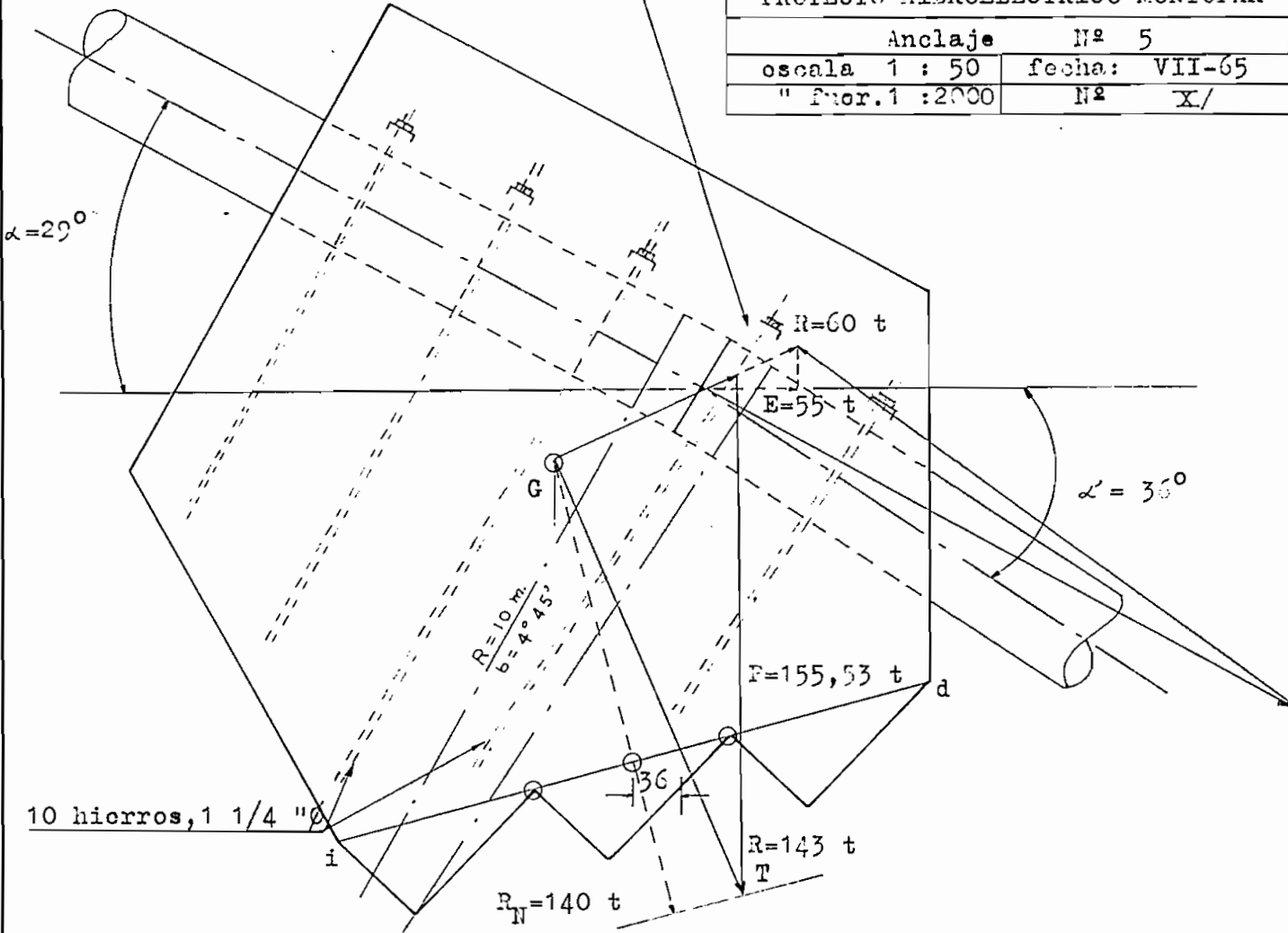
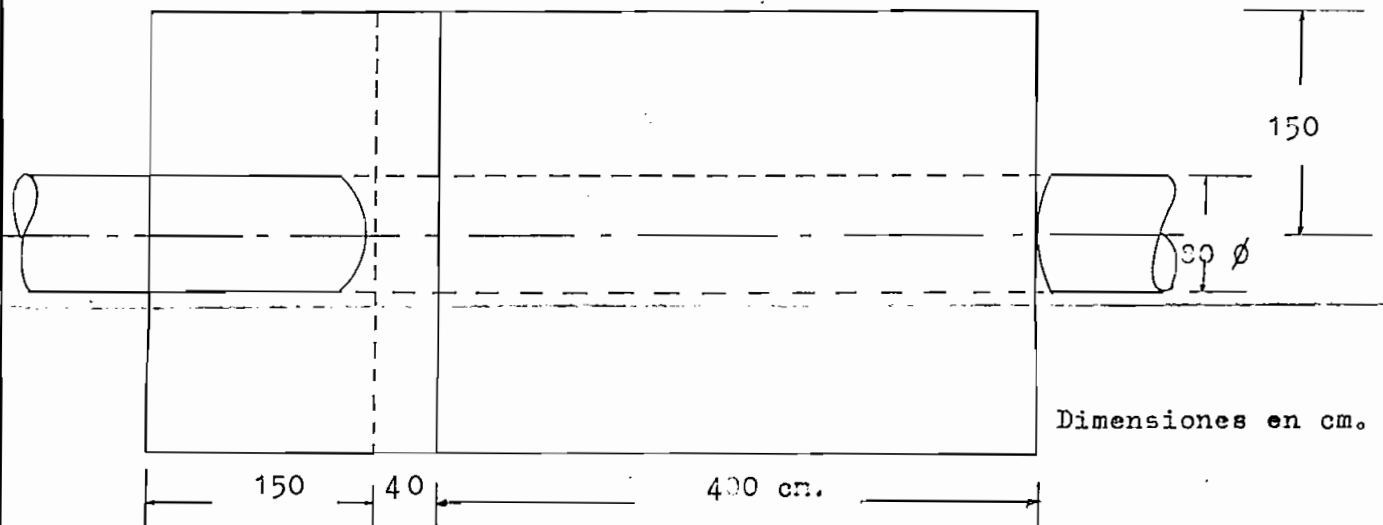


DIAGRAMA DE ESFUERZOS



ANCLAJE N° 6

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

El tramo sobre el anclaje El tramo bajo el anclaje

P_1	292,00 (t)	292,00 (t)
P_2	38,30 "	61,00 "
P_3	47,80 "	62,80 "
P_4	75,70 "	9,15 "
P_5	40,70 "	6,75 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable: $R = 95 \text{ t.}$

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

$P = 116,0 \text{ t.}$

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo $\sigma = 1,7 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$ admisible

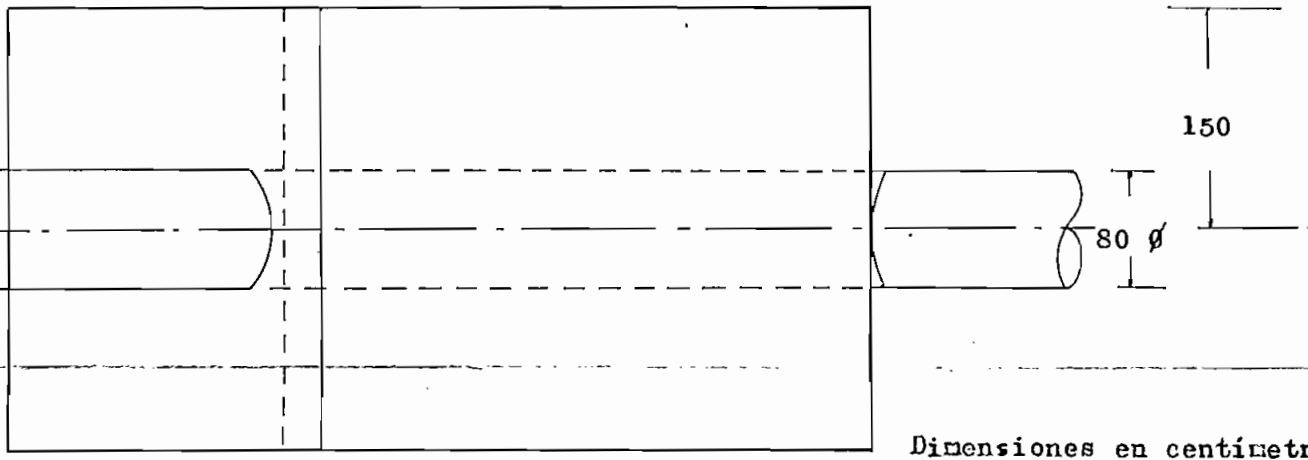
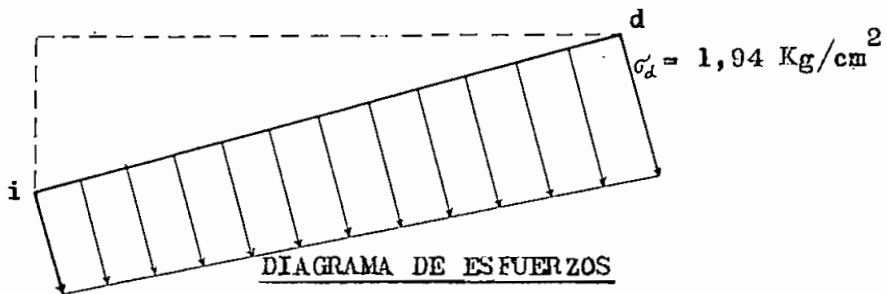
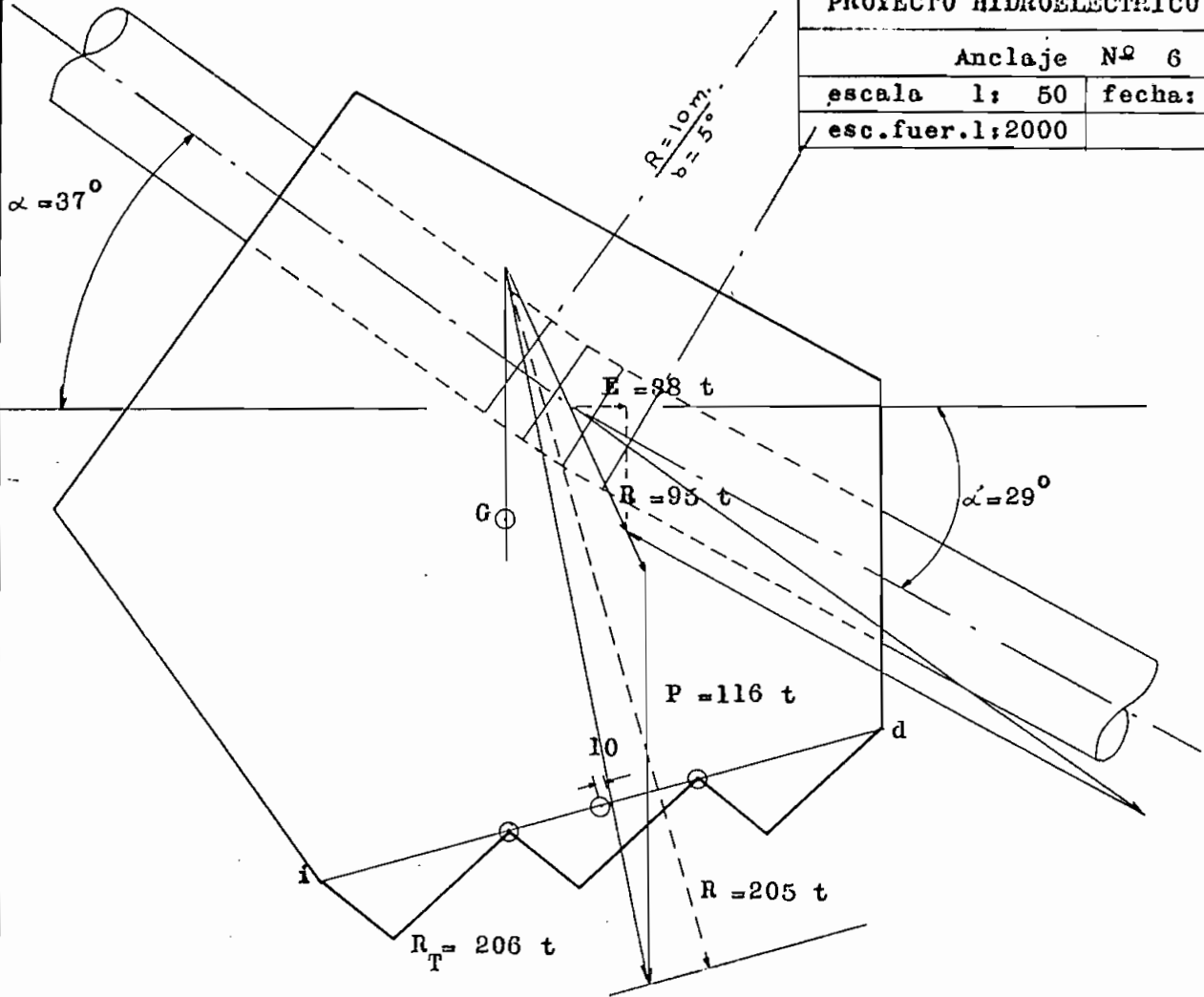
Presión en los bordes: $\sigma_i = 1,44 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

$\sigma_d = 1,94 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{f \cdot P}{E} = \frac{0,5 \times 116}{38} = 1,53$

Además la base es inclinada y dentada.



Dimensiones en centímetros

185 25 365

ANCLAJE N° 7

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

	El tramo superior del anclaje	El tramo bajo el anclaje
P ₁	320,00 (t)	320,00 (t)
P ₂	61,00 "	61,50 "
P ₃	62,80 "	71,00 "
P ₄	63,00 "	5,60 "
P ₅	47,60 "	6,42 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable: R = 124 t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

P = 187,2 t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo $\sigma = 1,65 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$ admisible

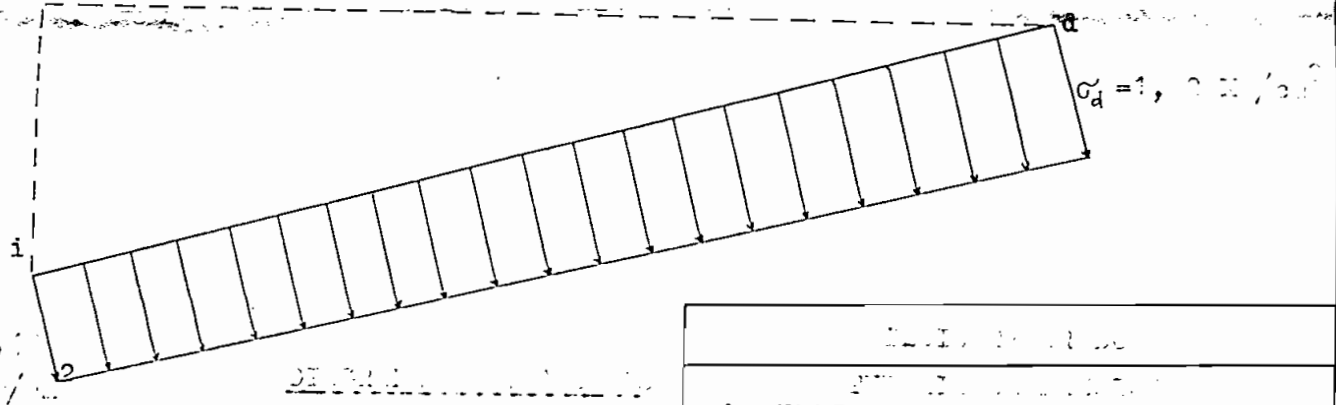
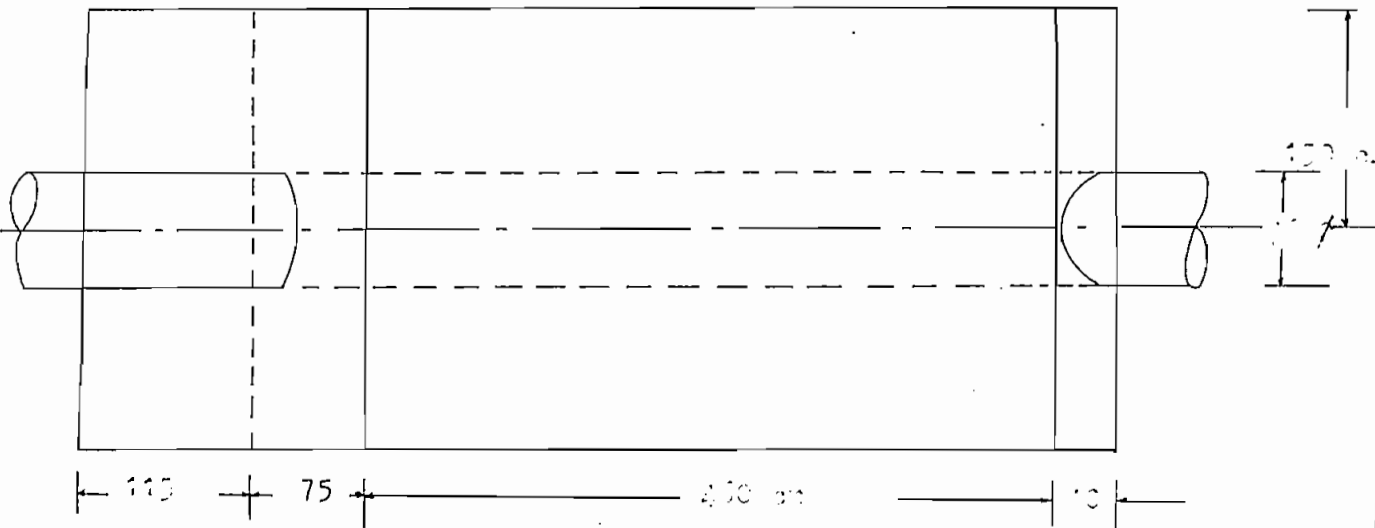
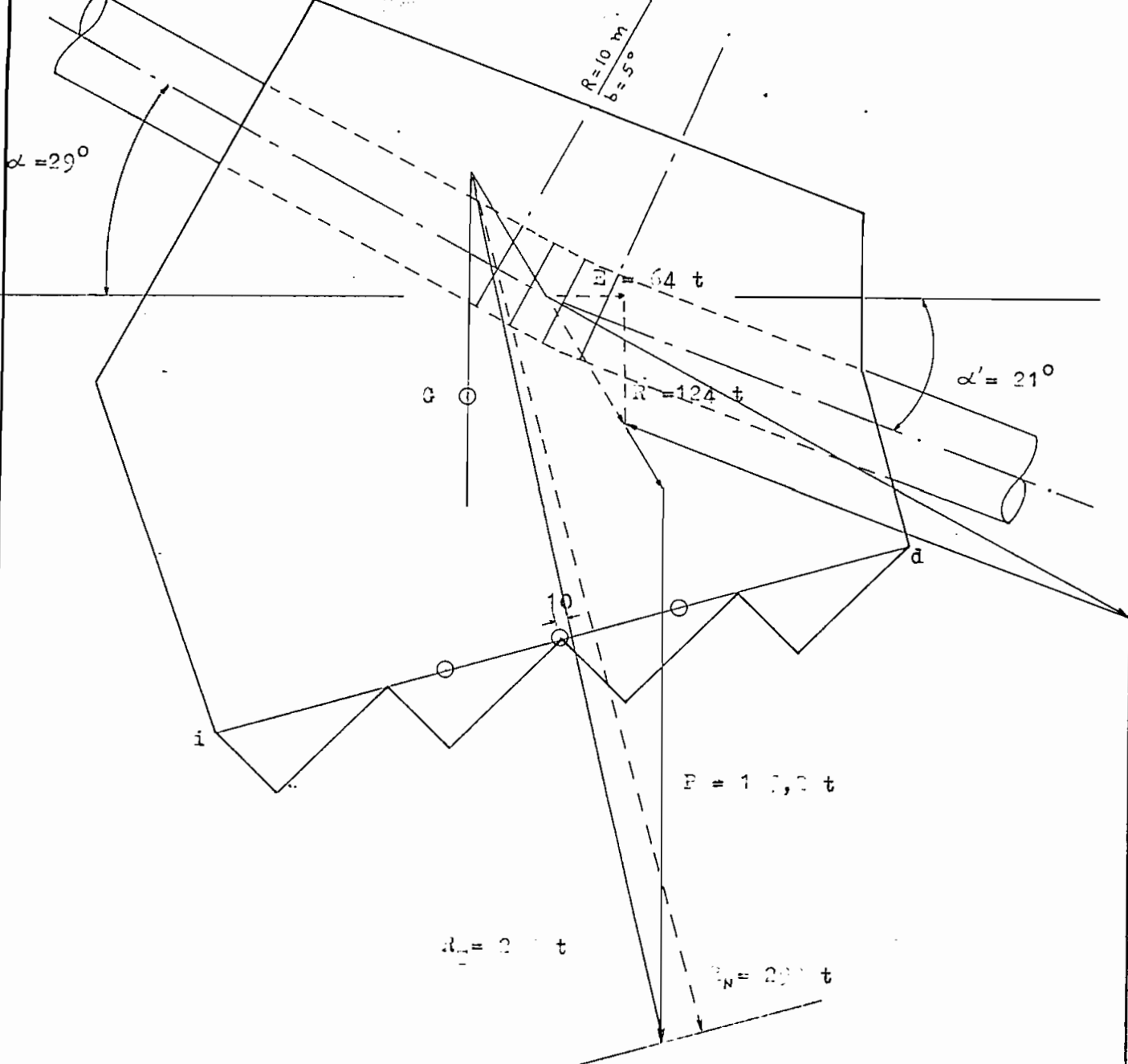
Presión en los bordes: $\sigma_i = 1,49$ " < 2 " "

$\sigma_d = 1,82$ " < 2 " "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad n = 1,45

Además la base es inclinada y dentada.



Dimensiones en cm.

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA DEPARTAMENTO DE INVESTIGACIONES Y DESARROLLO	
Anclaje N° 7	
escala: 1 : 50	fecha: VII-55
No. de proyecto: 1 : 2000	No. XII/

ANCLAJE N° 8

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

	El tramo sobre el anclaje	El tramo bajo el anclaje
P ₁	367,00 (t)	367,00 (t)
P ₂	61,50 "	74,00 "
P ₃	71,00 "	78,20 "
P ₄	37,80 "	6,20 "
P ₅	42,50 "	6,74 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable: R = 60,1 t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

P = 177,60 t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

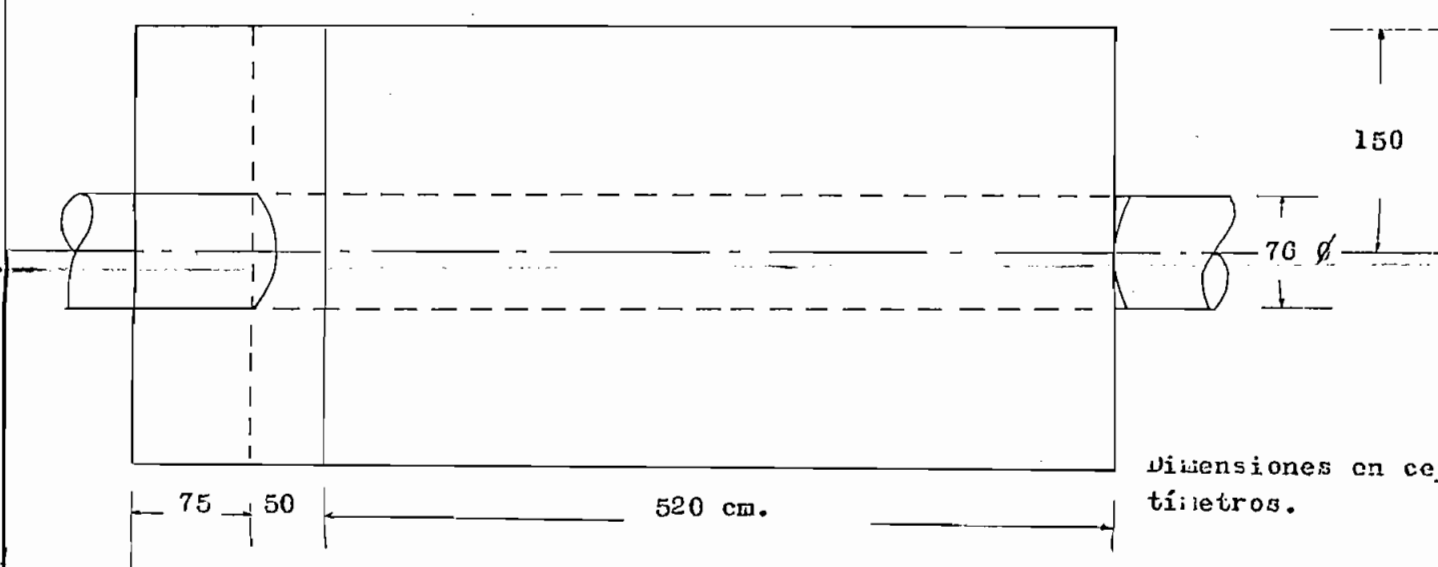
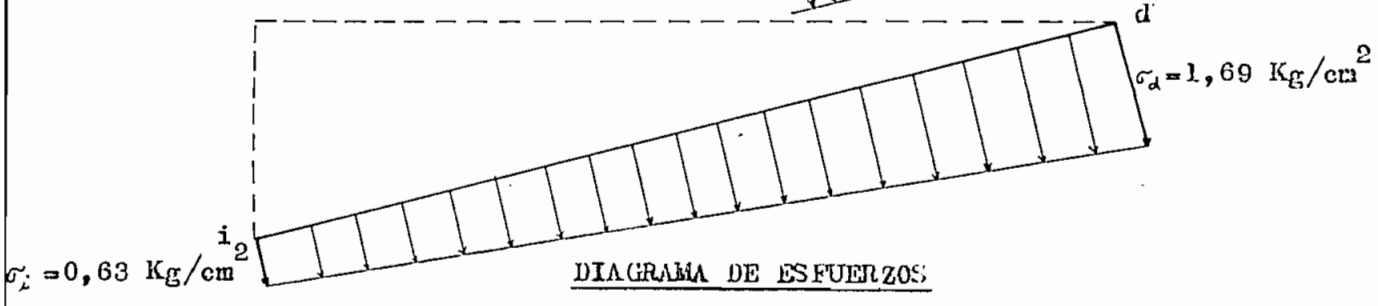
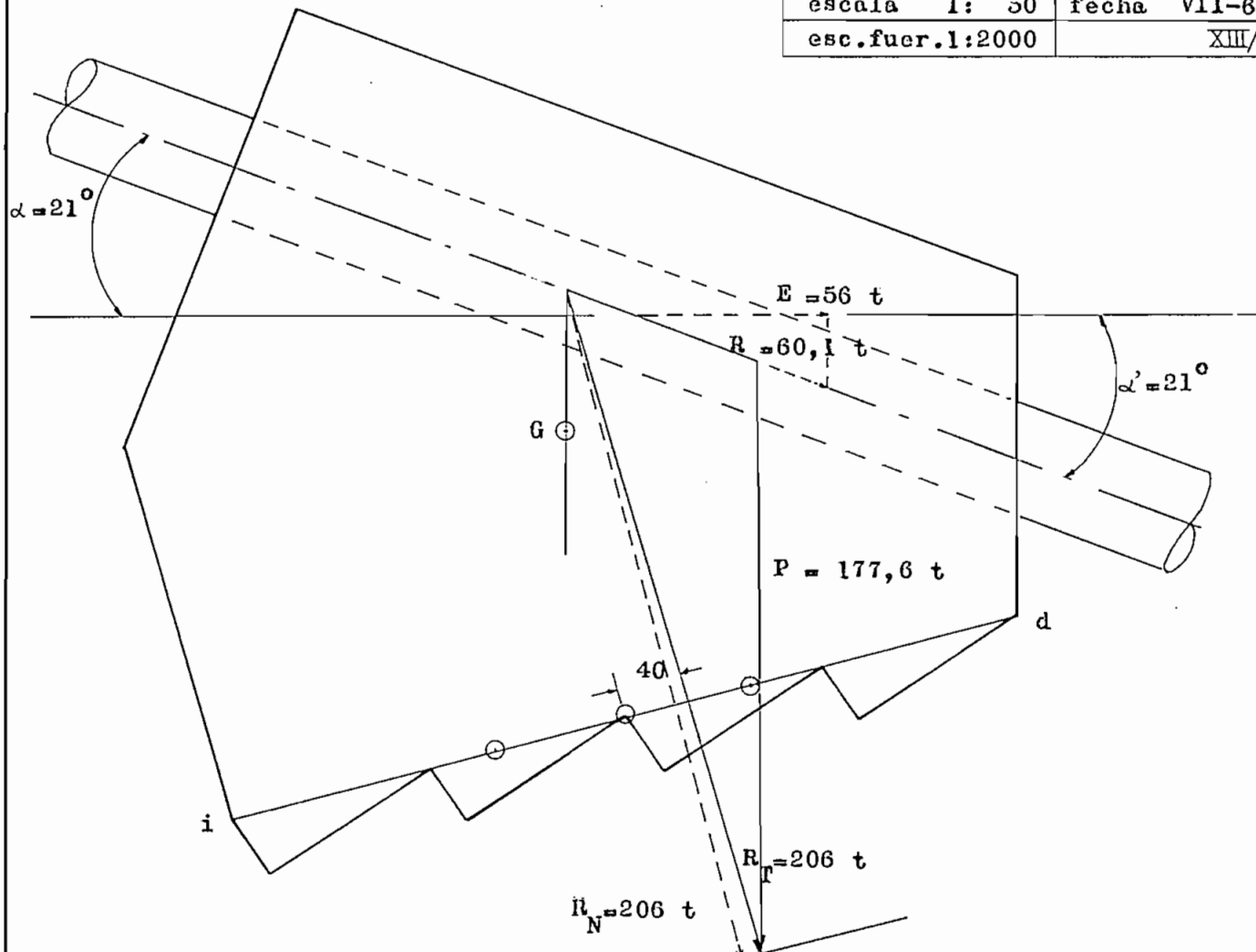
Presión media sobre el suelo $\sigma = 1,16 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$ Admisible
Presión en los bordes: $\sigma_1 = 0,63 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "
 $\sigma_2 = 1,69 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{0,5 \times 177,6}{56} = 1,6$

Además la base es inclinada y dentada.

TESIS DE GRADO	
TUBERIA DE PRESION PROYECTO HIDROELECTRICO LONTUFAL	
Anclaje N° 8	
escala 1: 50	fecha VII-65
esc.fuer.1:2000	XIII/



ANCLAJE N° 9 (Final)

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

El tramo sobre el anclaje El tramo bajo el anclaje

P_1	374,00 (t)	--	
P_2	74,00 "	--	
P_3	78,20 "	--	
P_4	23,70 "	--	
P_5	26,20 "	12,6 (t)	

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Para dilatación $R = 563,5$
(caso más desfavorable)

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

$P = 482 \text{ t.}$

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_m) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo $\sigma = 1,70 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$ Admisible
Presión en los bordes: $\sigma_1 = 1,74 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "
 $\sigma_d = 1,76 \text{ " } < 2 \text{ "}$ "

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{0,5 \times 482}{520} = 0,462$

Dado el gran peligro de deslizamiento de este último bloque, a más de disponer de una base dentada e inclinada; se ha previsto, a provechando el perfil saliente del terreno en este sitio, construir el bloque enterrado, garantizándose así su estabilidad total.

5.d.- PIEZAS ESPECIALES

5.d.1. Conos o abocinamientos.- Los conos que se colocan en los cambios de sección, sufren un empuje dirigido según el eje de la pieza y en el sentido del mayor al menor diámetro de un valor.

$$P = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p \cdot E + D$$

D = diámetro mayor del tubo

d = diámetro menor del tubo

$p \cdot E + D$ = presión específica estática más dinámica en el centro de la pieza de abocinamiento.

En general el rozamiento del terreno y la reacción de los tubos antes y después del cono son suficientes para absorber este esfuerzo y sólo en grandes diámetros y en cambios muy bruscos de sección hay que disponer de macisas para contrarrestarlos. A fin de no tener mayores pérdidas de carga, desde el punto de vista hidráulico, la longitud de la pieza cónica debe ser:

Longitud del cono = 10 incremento del diámetro

$$= 10 \times 0,05 = 0,5 \text{ m.}$$

Si se dispone de piezas cónicas de 2 m. de largo, las pérdidas son despreciables.

En resumen como los cambios de sección son de valores mínimos,

el espesor de la chapa de acero de los conos será el mismo que el de la tubería correspondiente y no se necesitará anclarlos.

5.d.2. Codos.- Los cambios de dirección de la tubería tanto en planta como en perfil, se consiguen con el empleo de codos, a los que se procura dar el mayor radio dentro de la conveniencia de hacer cortas estas piezas especiales. Siendo el material de la actual tubería palastro de acero se puede con radios suficientemente amplios de curvatura, hacer los codos uniendo con soldadura varios troncos de cilindro que en conjunto den la forma del codo. Además para que los codos así formados queden bien empotrados en los masticos de anclaje de hormigón se soldarán en su exterior varios hierros en ángulo.

5.d.3. Bridas.- Las uniones de los tubos se las hará con bridas de tipo sueltas (locas) para facilidad de montaje.

Tanto en las bridas normales como en las de las juntas de dilatación, la superficie total de corte de los pernos de unión debe ser tal que soporte la presión interior, con un coeficiente de trabajo al corte de 1.050 Kgr/cm^2 , o sea que aproximadamente la suma de las áreas de corte de los pernos debe ser igual a la superficie del anillo del tubo correspondiente.

El espesor de la brida será por lo menos, el mismo del tubo y su altura la necesaria para dejar los suficientes márgenes y pasos en los dos sentidos. Para los remaches no se descuidará de poner los empaques necesarios.

5.d.4 Bifurcaciones.- Por razones de seguridad en el servicio (desde el punto de vista de turbina y alternador) y -

para cuando sea necesario (baja carga) poder hacer trabajar sólo la una unidad, se ha dispuesto de una bifurcación de una a dos tuberías, evitándose así los bajos rendimientos y peligros de aumento de velocidad, que se tienen cuando una turbina, trabaja con poca carga.

Esta división se combinará y complementará con las dos turbinas a instalarse en la segunda caída, lográndose así una mayor elasticidad del sistema.

Conviene que los diámetros después de la bifurcación sean tales que se aumente ligeramente la velocidad con respecto a la que existía antes.

Si se quisiera mantener la misma velocidad de 4,409 m/seg. se tendría:

$$S_1 = \frac{Q_1}{V}$$

$$S_2 = \frac{Q_2}{V}$$

Por condición:

$$Q_2 = \frac{Q_1}{2}$$

Luego:

$$\frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{Q_1}{V}$$

$$\frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{Q_1/2}{V}$$

Relacionando:

$$\frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{1}{2}$$

$$D_2^2 = \frac{1}{2} D_1^2$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot 0,76^2} = 0,54 \text{ m.}$$

Se tiene:

D = 0,50 m. se aumenta la velocidad a,

V = 4,44 m/seg. > 4,409 m/seg. aceptable.

5.d.5. Válvulas.- En la actualidad no es frecuente poner cierres intermedios, en las tuberías forzadas, sino más bien instalar una compuerta en el origen de la tubería y una válvula de cierre antes de cada turbina, de la que a veces se prescinde en saltos cortos que tienen una tubería por turbina.

En el caso presente se ha dispuesto ya a la entrada a la tubería de una compuerta de cierre, dejando para evitar posibles depresiones en el tubo, una entrada posterior de aire.

Por otra parte antes de cada turbina se instalarán válvulas esféricas del tipo perfeccionado, para evitar inconvenientes de cavitación y reducir el par hidráulico necesario; la misma válvula tiene un dispositivo que hace de Bay Pass o sea que iguala las presiones de antes y después de la válvula para facilidad de apertura.

La presión total sobre cada una de éstas válvulas es:

$$P = \rho \frac{\pi D^2}{4}; \quad \rho = 84,1 \text{ Kgr/cm}^2 \text{ (E + D)}$$

$$P = 84,1 \frac{\pi \times 50^2}{4} = 165,130 \text{ Kgs.}$$

$$P = 165,13 \text{ Tn}$$

Como es claro las válvulas serán para un diámetro interior del tubo de:

$$\phi = 0,50 \text{ m.}$$

C A P I T U L O S E X T O

6 .- POTENCIA EFECTIVA DE LA TURBINA Y DEL ALTERNADOR

6.a. PERDIDAS DE CARGA.- La energía potencial de una masa de agua -- nunca puede aprovecharse por completo. En la conducción y desagüe se originan pérdidas cuya suma debe descontarse de la energía potencial teórica para obtener la realmente aprovechable.

Las pérdidas de carga que se producen en una conducción forzada son las siguientes:

- 1.- Pérdidas en las rejillas.
- 2.- Pérdida debida a la entrada.
- 3.- Pérdida debida al rozamiento continuo del flujo de agua con las paredes internas del tubo.
- 4.- Pérdidas por cambio de dirección en los codos.
- 5.- Pérdidas debidas a los cambios de sección de la tubería.
- 6.- Pérdidas por presencia de válvulas de control.
- 7.- Pérdidas debidas a las bifurcaciones.
- 8.- Pérdidas debidas a la creación de la velocidad necesaria para el desagüe.

6.a.1. Pérdidas de carga en las rejillas.- Esta pérdida se produce -- por disminución de sección y fué calculada ya en 1.a.7.a, siendo su valor el siguiente:

$$h_1 = 1,62 \text{ cm.}$$

6.a.2. Pérdidas debidas a la entrada.- Son producidas por dos causas:

- a) Por la creación de la velocidad necesaria para la circulación del agua en la tubería o sea por la transformación de energía de posición a energía de velocidad. Como la turbina Pelton aprovecha exclusivamente la energía de velocidad, propiamente no se tiene, en este caso, pérdida por creación de velocidad y si la hay es en un mínimo porcentaje.
- b) Por roce de los filetes líquidos y contracción de la vena líquida, y vale:

$$h_2 = c \frac{v^2}{2g}$$

$$c = 0,06 \frac{10}{\text{ (Forma redondeada)}}$$

$$v = 2,10 \text{ m/seg. (velocidad del agua al entrar en la tubería de } 1,13 \text{ m } \phi)$$

$$h_2 = 0,015 \text{ m.} = 1,5 \text{ cm.}$$

6.a.3. Pérdida por rozamiento continuo. - Es la pérdida más importante y en muchos casos la única que se tiene en cuenta. El problema de la determinación de la pérdida de carga en un tramo recto de tubería no está totalmente resuelto más que para el caso de régimen laminar, el que en la práctica industrial se presenta con menos frecuencia. En cambio para el caso de régimen turbulento, los métodos de cálculo de las pérdidas han venido sufriendo una revolución a través del tiempo.

Antes de entrar al cálculo mismo se establecerá a continuación el régimen de circulación existente en la tubería a base del número

de Reynolds (N_R) y el factor de rozamiento (f).

$$N_R = \frac{\rho d V}{\mu} = \frac{d V}{\nu}$$

ρ = densidad del fluido.

d = diámetro interior del tubo (0,9 m ϕ)

V = velocidad del flujo (3,144 m/seg)

μ = viscosidad del fluido

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ = viscosidad cinemática.

Para agua a 15,6 °C (60 °F); $\mu = 0,0001152$

Kilogramos Ge y un peso específico de 999 Kg/m³ se tiene una
m x seg

$$\nu = 0,00001131 \text{ m}^2/\text{seg.}$$

Por tanto:

$$N_R = \frac{0,9 \times 3,144}{1,131 \times 10^{-6}} = 2,50185 \times 10^6$$

$$N_R \approx 2,502 \times 10^6$$

Además:

$$f = \frac{h_f}{\frac{L V^2}{D 2g}}$$

Tomando el primer tramo de tubería (los demás son similares) -

que según lo calculado anteriormente tiene:

$$h_f = 4,2037 \text{ m (pérdida total)}$$

$$L = 331 \text{ m. (longitud de tubería)}$$

$$d = 0,9 \text{ m. (diámetro del tubo)}$$

$$V = 3,144 \text{ m/seg. (velocidad de flujo)}$$

$$f = \frac{4,2037}{\frac{331 \times 3,144^2}{0,9 \times 19,62}} = 0,023$$

$$f = 0,023$$

Para el N_R y f dados y según la fig. 86, pág 166 del Manual de Hidráulica de King, se tiene el caso de turbulencia completamente establecida, donde las curvas de "f" se vuelven horizontales, demostrándose así que el coeficiente de fricción situado en dicha zona sólo depende de la rugosidad relativa ($\frac{\epsilon}{d}$); siendo:

ϵ = rugosidad absoluta y

d = diámetro interior del tubo.

Para el acero soldado $\epsilon = 0,009 \div 0,0009$

Para el presente caso específico $\frac{\epsilon}{d} = 0,002$.

Hechas estas consideraciones debe decirse que para el cálculo práctico de las pérdidas de carga por fricción se ha usado la fórmula de Hazen Williams por estar basada en muchísimas experiencias y dar resultados más económicos.

Para un coeficiente de fricción $C = 100$ (Hazen Williams) se han calculado ya en el capítulo cuarto las pérdidas por fricción para cada tramo de tubería y son las siguientes:

1er Tramo de 0,90 m ϕ	4,2037
2° " de 0,85 m ϕ	8,4672
3er " de 0,80 m ϕ	7,0691
4° " de 0,76 m ϕ	<u>13,8040</u>

Pérdida en toda la tubería = $h_f = 33,5440$ m.

6.a.4. Pérdidas de carga en los codos. - Un cambio de dirección en el movimiento del agua produce una alternación de circulación que se traduce en una pérdida de carga. Los filetes líquidos, por una parte, tienden a continuar la di -

rección que llevaban antes del codo originando zonas de remolino. -- Por otra parte, dado que la velocidad real de las partículas del líquido es diferente; la fuerza centrífuga ocasionada con la curva, -- tiene también valores distintos en las diferentes partículas líquidas. Estos dos fenómenos ocasionan una pérdida de carga, cuya magnitud ha sido estudiada por varios investigadores, existiendo bastante discordancia en sus resultados, así Kanf f man propone la fórmula:

$$h = 0,2 \frac{1}{\rho} \sqrt{\frac{d}{\rho} \frac{v^2}{2g}}$$

Y Weishach da la siguiente:

$$h = \xi \frac{v^2}{2g} \frac{b^2}{90^\circ}$$

b = ángulo en el centro del tubo.

ξ es una constante cuyo valor está dado por una fórmula larga y complicada, existiendo para facilidad tablas que dan su valor en función de la relación:

$$\frac{r}{\rho} = \frac{\text{radio del tubo}}{\text{radio de curvatura}} \quad 4/$$

Tomando los ξ por exceso y de acuerdo con los datos constantes en los gráficos de diseño de los anclajes, se ha realizado el cálculo de las pérdidas, codo por codo, obteniéndose los siguientes valores:

- $h_a = 0,0036$ (primer codo superior)
- $h_b = 0,0045$
- $h_c = 0,0045$
- $h_d = 0,0079$
- $h_e = 0,0052$

$$\begin{aligned}h_f &= 0,0052 \\h_g &= 0,0072 \\h_h &= 0,0000 \\h_i &= \underline{0,0165} \\h_4 &= 0,0547 \text{ m.}\end{aligned}$$

6.a.5. Pérdidas de carga por cambios de sección.- Los cambios de sección ocasionan una alteración en la velocidad del flujo que motiva una pérdida de carga, la cual depende entre otras cosas de la longitud del abocinamiento y de la magnitud del cambio de sección.

En la actual tubería se tienen sólo reducciones de sección las que han sido proyectadas de suerte de tener las mínimas pérdidas, -- por seguridad se las calculan con la siguiente fórmula de Creager:

$$h = n \frac{v^2}{2g}$$

n = coeficiente práctico en función de $\frac{A_2}{A_1}$
 v = velocidad
 A_2 = sección reducida.
 A_1 = sección anterior normal.

a) Abocinamiento de entrada

$$h_a = 0,17 \frac{3,144^2}{19,62} = 0,085 \text{ m.}$$

b) abocinamiento de 0,9 ϕ a 0,85 ϕ

$$h_b = 0,044 \times 0,63 = 0,028 \text{ m.}$$

c) Abocinamiento de 0,85 ϕ a 0,8 ϕ

$$h_c = 0,044 \times 0,8 = 0,035 \text{ m.}$$

d) Abocinamiento de 0,80 ϕ a 0,76 ϕ

$$h_d = 0,040 \times 0,99 = 0,039 \text{ m.}$$

Pérdida total por abocinamiento:

$$h_s = 0,187 \text{ m.}$$

6.a.6. Pérdidas de carga en las válvulas. - 4/ Las pérdidas de carga en las válvulas dependen

del grado de cierre y están dadas por:

$$h = K \frac{v^2}{2g}$$

considerando un ángulo de giro $\theta = 10^\circ$, para válvulas cilíndricas, - se tiene:

$$h_6 = 0,29 \times \frac{4.409^2}{19,62} = 0,288 \text{ m.}$$

6.a.7. Pérdidas debidas a bifurcación. -

$$h = K \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

v_1 = velocidad del agua antes de la bifurcación.

v_2 = velocidad después de la bifurcación.

$K \frac{10}{}$ = constante en función de $\frac{Q_a}{Q}$, θ y $\frac{D_a}{D}$

Q_a = caudal después de la bifurcación.

Q = caudal antes de la bifurcación.

D_a = diámetro después de la bifurcación

D = diámetro antes de la bifurcación

θ = ángulo de la bifurcación

4/ Saltos de agua, Gómez Navarro, pág. 718.

10/ Carril Carvajal, pág. 104.

$$\frac{Q_a}{Q} = 0,5 ; \quad \frac{D_a}{D} = 0,725 ; \quad \theta = 45^\circ$$

$$v_1 = 4,409 \text{ m/seg.}$$

$$v_2 = 4,444 \text{ m/seg.}$$

$$h_7 = 0,32 \times \frac{4,409^2}{19,62} + \frac{4,44^2 - 4,409^2}{1,962}$$

$$h_7 = 0,32 \times 0,985 + 0,013$$

$$h_7 = 0,3153 \text{ m.}$$

6.a.8. Pérdidas debidas a la creación de la velocidad necesaria para

el desagüe. - Como se verá posteriormente, desde el eje del in

yector hasta el nivel máximo de aguas en el re -

servorio a construirse antes de la 2^{da} caída, hay el desnivel neces

ario para dar salida o desfogue al agua. Como ya se ha previsto esto

antes de establecer la cota en que debe ir el inyector, no hace fal

ta descontar esta pérdida nuevamente.

Se ha tratado de evitar, en las turbinas Pelton, el inconvenien

te que supone perder este desnivel existente entre el rodete y el ni

vel de aguas abajo; pero parece que no se ha llegado a resultados --

prácticos (además en grandes caídas, esto carece de importancia).

6.b.- DETERMINACION DE LA CAIDA NETA. - Es igual a la altura topográ

fica descontada la suma total

de las pérdidas de carga.

$$H_T = 701 \text{ m.}$$

$$h_p = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7$$

$$h_p = 34,4202 \text{ m.}$$

$$H_n = 701 - 34,4202 = 666,5798 \text{ m.}$$

$$H_n = 666,60 \text{ m.}$$

6.c.- CALCULOS RELATIVOS A LA TURBINA.- Dadas las características de caudal y altura del salto, - como ya se ha dicho anteriormente y como se comprueba de inmediato, se trata de una turbina Pelton y además llevará deflector de chorro.

6.c.1. Velocidad específica de la turbina.- Para su cálculo se han - hecho varias tentativas, llegándose a la conclusión de que la más conveniente es la expuesta. Se dispondrá de dos turbinas con un inyector cada una; esto se ha hecho no propiamente por exigirlo el n_s ; sino tratando de dar elasticidad al sistema de acuerdo a lo dicho en el capítulo anterior en 5.d.4

Por tanto:

$$Q = 1.000 \text{ l.p.s.}$$

$$H_n = 666,6 \text{ mts.}$$

$$L = 1.628,0 \text{ mts.}$$

$$n = 600 \text{ R.P.M.}$$

$$p = \frac{f \times 60}{n}; \quad f = 60 \text{ c/seg.}; \quad n = 600 \text{ R.P.M.}$$

$$p = \frac{60 \times 60}{600} = 6 \text{ pares de polos.}$$

$$n_s = n_1 \sqrt{\frac{Q_1}{100}}$$

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H_n}}$$

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H_n}}$$

$$n_1 = \frac{600}{\sqrt{666,6}} = \frac{600}{26} = 23,2$$

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H_n}} = \frac{1.000}{26} = 38,5$$

$$n_s = 2,32 \sqrt{38,5} = 2,32 \times 6,22 = 14,4$$

$$n_s = 14,4 \text{ R.P.M.} \quad \text{Se trata de una turbina Pelton, tipo normal. Siendo para esta turbina, el rendimiento aproximado:}$$

de: $\eta^{3/} = 0,882$ para caudal máximo.

6.o.2. Ligera exposición de lo que es una turbina Pelton.- Una turbi

na es un

motor hidráulico o sea transforma la energía hidráulica en energía mecánica. La turbina Pelton transforma la energía cinética del agua en movimiento de un eje; o sea este tipo de turbina utiliza exclusivamente la velocidad de salida del agua.

El agua después de una gran altura es acelerada a través de una boquilla convergente a la atmósfera y contra una rueda de aletas que gira accionada por la energía de velocidad que posee dicha agua. El chorro tiene una alta velocidad.

El control de la salida de agua se logra variando la sección libre de la boquilla de descarga, por medio de una aguja que penetra en el inyector; además se puede combinar esta aguja con deflectores de chorro o boquillas auxiliares dispuestas para evitar un funcionamiento sin carga de la turbina (que se ambale), así como para eliminar la necesidad de una desaceleración rápida del flujo (cierre) en la tubería, lo que traería como resultado las sobrepresiones destructivas del golpe de Ariste.

La aguja y el deflector de chorro se operan automáticamente me-

dianse servomotores.

Debido a que no existe tubo de succión el agua que sale de la rueda cae libremente al conducto de salida; la altura de caída de este desfogue depende de la tolerancia necesaria para prevenir la sumergencia de la rueda en caso de que se eleve el nivel de salida y constituye una parte no utilizada de la altura disponible en el sitio; lo que carece de importancia si la altura es grande.

6.c.3. Velocidad de salida del agua.- C_1

$$C_1 = \varphi \sqrt{2 g H_n}$$

φ , es un coeficiente de velocidad (pérdida). Por la forma de la aguja este coeficiente se puede elevar hasta 0,95

$$C_1 = 0,95 \sqrt{19,62 \times 666,6} = 109 \text{ m/seg.}$$

6.c.4. Diámetro del chorro.- d_o

$$s = \frac{Q_{\text{máx}}}{C_1}$$

$$\frac{\pi d_o^2}{4} = \frac{1}{109}$$

$$d_o = \sqrt{\frac{1 \times 4}{109 \times \pi}} = \sqrt{0,0117} = 0,108 \text{ m.}$$

$$d_o = 108 \text{ mm.} > 55 \text{ mm.}$$

6.c.5. Velocidad periférica del rodete.- U_1 . La velocidad periférica del rodete es equivalente a la mitad de la velocidad de salida del agua.

$$U_1 = \frac{C_1}{2} = \frac{109}{2} = 54,5 \text{ m/seg.}$$

Con esta velocidad se puede establecer las siguientes dimensio-

nes aproximadas:

6.c.6. Diámetro medio del rodete. - D_m

$$U_1 = \frac{\pi n D_m}{60}$$

$$D_m = \frac{60 U_1}{\pi n} = \frac{60 \times 54,5}{\pi \times 600} = 1,74 \text{ m.}$$

$$D_m = 1,74 \text{ m.}$$

6.c.7. Diámetro del inyector. - d Para determinarlo hay que tomar en cuenta la contracción de la ve na líquida:

$$d \approx 1,1 d_o = 1,1 \times 108 = 119$$

$$d \approx 120 \text{ mm.}$$

6.c.8. Potencia real de la turbina. - N_T

$$N_T = 13,3 Q H_n \eta_h$$

$$Q = \text{caudal (m}^3/\text{seg.)}$$

$$H_n = \text{altura neta de la caída.}$$

$$\eta_h = \text{rendimiento de la turbina.}$$

$$N_T = 13,33 \times 1 \times 666,6 \times 0,882 = 7.837,26 \text{ Kw.}$$

$$N_T \approx 7.835 \text{ C.V. (cada unidad)}$$

$$\eta_h = 0,882 \text{ Se lo ha obtenido de acuerdo al } H_s \text{ y}$$

al diámetro del chorro y para el caudal máximo. (Para un cierto caudal ligeramente menor que el máximo, aumenta el rendimiento)

Para la regulación se usará como ya se estableció al tratar el golpe de Ariete, un regulador de servomotor para turbina Felton (agua y deflector de chorro).

La potencia total, por tratarse de 2 unidades es:

$$N_T = 15.670 \text{ C.V.}$$

6.c.9. Dimensiones aproximadas de la cuchara.- +

$$\text{Longitud} = 2,35 d_o = 2,35 \times 0,108 = 0,254 \text{ m.}$$

$$\text{Ancho} = 2,75 d_o = 2,75 \times 0,108 = 0,297 \text{ m.}$$

$$\text{Ondo} = 0,95 d_o = 0,95 \times 0,108 = 0,103 \text{ m.}$$

6.d.- ALTERNADORES QUE SE ACOPLARAN A LAS TURBINAS.- Se dispondrá de

2 alternadores

trifásicos de iguales características para poder trabajar sincronizados.

6.d.1. Potencia de cada alternador.-

$$N_g = N_T \times 0,736 \eta_g ; \eta_g = 0,95$$

$$N_g = 7.837,26 \times 0,736 \times 0,95$$

$$N_g = 5.479,81 \text{ Kw.}$$

En la práctica la potencia nominal de los alternadores será de

6.875 KVA (5.500 Kw)

Como son 2 alternadores la potencia total obtenida es:

$$N_{gt} = 10.959,62 \text{ Kw (totales)}$$

6.d.2. Tensión en los alternadores.- Para la potencia y característi

cas presentes la tensión más --

conveniente de generación es la de 4.160 V. La transmisión puede hacerse a 44 K V.

6.d.3. Velocidad (frecuencia).- El acoplamiento turbina-alternador

será directo y elástico o sea se --

+ Nota.- Para las dimensiones precisas de las Turbinas y alternadores hace falta recurrir a las casas fabricantes de dicho equipo.

mentará la misma velocidad de 600 r.p.m. que con 6 pares de polos en el generador da una frecuencia de 60 c/seg. (standard en Ecuador).

6.d.4. Factor de potencia.- El factor de potencia nominal de un generador tiene que adaptarse a las necesidades de la red, tomando en cuenta, no sólo las condiciones de la máxima carga; sino también las menores cargas con las cuales se pueda tener una intensidad devatada (reactiva) tal que pueda constituir un factor limitativo de funcionamiento. Normalmente no es ventajoso -- construir los generadores para un factor de potencia menor que 80 %, luego:

$$\cos \varphi = 0,8$$

6.d.5. Excitación.- Se los construye de diversos tipos con miras a asegurar la máxima continuidad del servicio. Serán excitatrices individuales, directamente acopladas al generador principal.

Además se dispondrá de volantes, sincronoscopios, reguladores automáticos de tensión, reelevadores de protección, aparatos de medida, etc.

6.e.- CASA DE MAQUINAS.

6.e.1. Ubicación dimensiones y cotas.- Se ha localizado la casa de máquinas de suerte que la tubería no apunte directamente contra aquellas o sea va lateralmente a la tubería.

La disposición de los diversos elementos en una central difieren de un caso a otro; sin ser posible establecer reglas fijas, que permitan elegir, en definitiva, el tipo de construcción más conve --

niente. Influyen para ello la potencia, el carácter de la central, - clase y magnitud de la carga, impotencia y calidad del servicio, seguridad del personal y de los equipos, etc. Considerando los 2 grupos turbina-alternador, sala para tableros de control, bodegas y oficinas se estima que las dimensiones aproximadas de la sala de máquinas son de 20 x 15 metros.

De acuerdo a la cota del inyector y a las dimensiones aproximadas de los elementos principales de la turbina la cota apropiada del piso de la casa de máquinas resulta de 1.972,30 m. S.N.M.

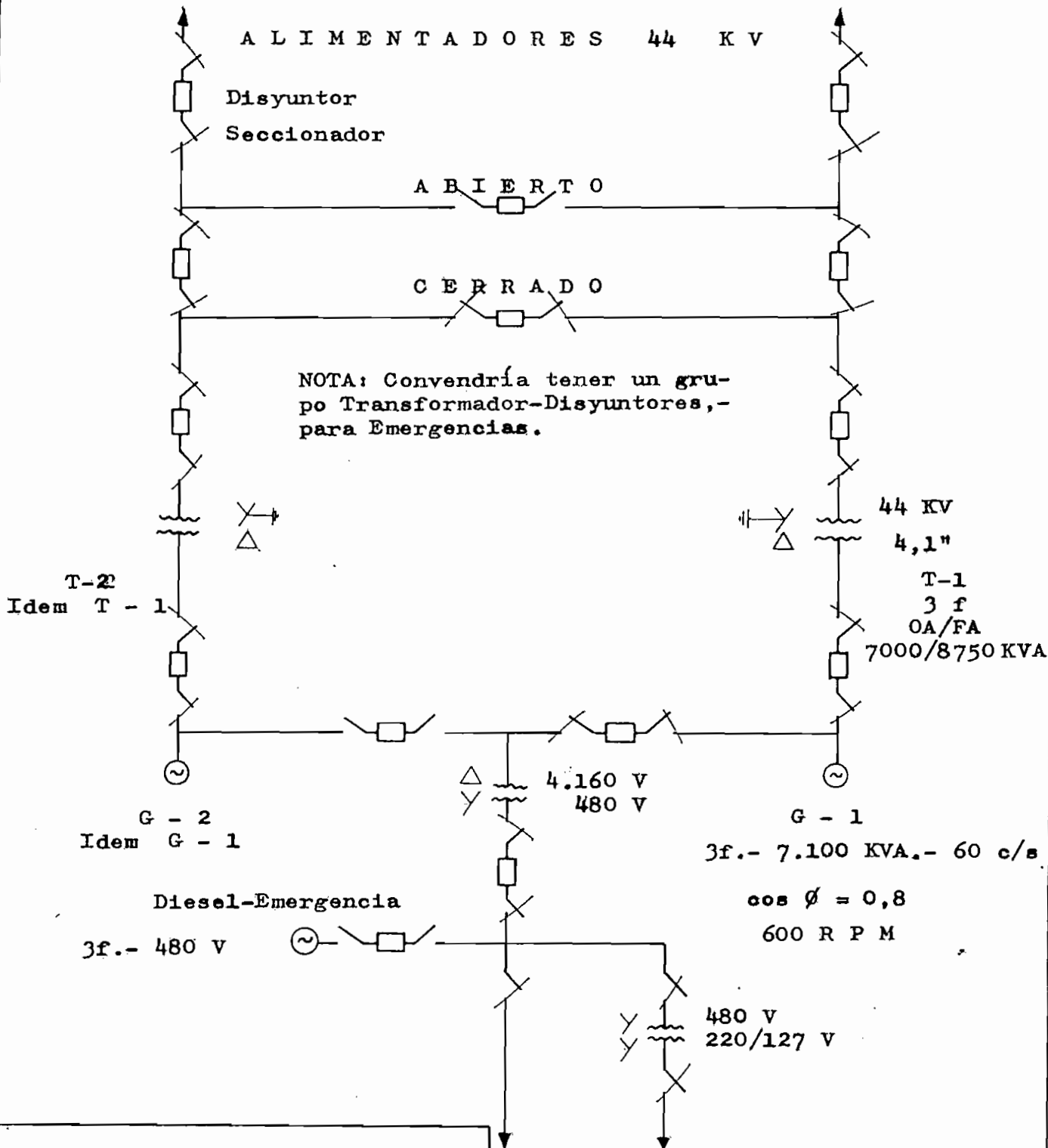
6.e.2. Esquema eléctrico de la central.- ^{19/} A continuación va un - esquema general unificador donde se indican solamente los aparatos principales, barras, transformadores e interruptores que son recorridos por la corriente. Comprende tanto el circuito de alimentación como el de los servicios propios de la central en funcionamiento normal.

6.e.3. Alimentación para el motor de la compuerta de entrada a la tubería.- El circuito para operación de los motores de la válvulas esféricas anteriores a las turbinas conviene diseñarlo en conjunto con él de todos los servicios auxiliares de la central; en cambio se puede establecer, por separado, el circuito y conductores del motor que operará la compuerta en el tanque de presión.

Como se trata de una turbina Felton, con deflector de chorro -- basta disponer de un control manual, ubicado en el tablero de la con

^{19/} Giuseppe Castelfranchi, Instalaciones Eléctricas, traducción de G. Zoppetti, pág 35 y siguientes.

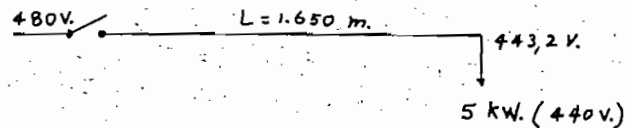
6.e.2.- Esquema Eléctrico Simplificado Unifilar de la Central



TESIS DE GRADO	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR	
Esquema - Eléctrico	
	fecha: VII/65
	Nº XV

Servicios de la Planta

tral. La potencia del motor en mención es de 2 K W, según lo calcula de anteriormente; tomando en cuenta la sobrecorriente de arranque y dejando un margen de potencia para alumbrado en el tanque de presión se puede diseñar las líneas para una carga trifásica de 5 K W, así:



- Caída de tensión:

$$\epsilon = \frac{L \times P}{K \times S \times E_s}$$

Con N° 8 A.W.G.

$$\epsilon = \frac{1.650 \times 5.000}{56 \times 8,37 \times 480} = 36,8 \text{ V.}$$

$$E_o = E_s - \epsilon = 480 - 36,8 = 443,2 \text{ Voltios.}$$

El motor puede ser de:

$$P = 5 \text{ KW. (doble sentido de giro)}$$

$$\cos \varphi = 0,8$$

3 /

$$440 \text{ V.}$$

$$60 \text{ r/seg.}$$

Para el alumbrado podría disponerse de autotransformadores a fin de tener 220/127 Voltios.

6.f.- RAPIDA Y CANAL DE DESFOGUE POSTERIOR A LA TURBINA.

6.f.1. Necesidad de construir la rápida.- Además de tratarse de una utilización combinada de -

producción de energía y riego; se tienen 2 caídas interesando por -- tanto no perder el agua de excesos del primer tanque de presión; sino conducirla hacia el otro tanque del 2° salto y después los excesos -- de éste al canal de Riego. Para ello dada la gran pendiente del te -- rreno hay que construir una rápida o sea un canal de gran pendiente con rugosidad artificial a fin de disminuir la velocidad del líquido evitándose así erosiones peligrosas.

La rápida se construirá lateralmente a la tubería y más o menos paralela (Ver Esquema N° XVI) resultando su perfil semejante al de -- la tubería, con tramos de las siguientes pendientes predominantes:

- a) $i = 73 \%$ (36°)
- b) $i = 55,4 \%$ (29°)
- c) $i = 36,3 \%$ (20°)
- d) $i = 21,3 \%$ (12°)

Aún cuando muy raras veces circulará por el desfogue el caudal máximo, hay que diseñar la rápida para dicho régimen; normalmente sólo el agua de excesos es la circula por este canal; esto hace que se puedan admitir en él mayores velocidades que en canales ordina -- rias.

6.f.2. Diseño de la rápida +

6.f.2.a) Considerando el caso de mayor pendiente.-

$$i = 73 \%$$
 (36°)

$$Q = 2 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Desde el punto de vista práctico la velocidad máxima admisible

+ Consulta personal al Ing. Alejandro Cárdenas, Director de la Tesis.

es de unos 6 m/seg., para este caso.

Luego:

$$S = \frac{Q}{V} = \frac{2}{6} = 0,33 \text{ m}^2$$

Con un canal rectangular de: 1 x 0,33 m.

$$S = 0,33 \text{ m}^2.$$

$$P = 1,66 \text{ m.}$$

$$R = \frac{0,33}{1,66} = 0,199$$

$$V = c \sqrt{R i}$$

$$c = \frac{V}{\sqrt{R i}} = \frac{6}{\sqrt{0,199 \times 0,73}}$$

$$c = 15,8$$

Por otra parte:

$$c = \frac{87}{1 + \frac{j}{\sqrt{R}}}$$

$$j = \frac{87 \sqrt{R}}{c} - \sqrt{R}$$

$$j = \frac{87 \times 0,445}{15,8} - 0,445$$

$$j = 1,015$$

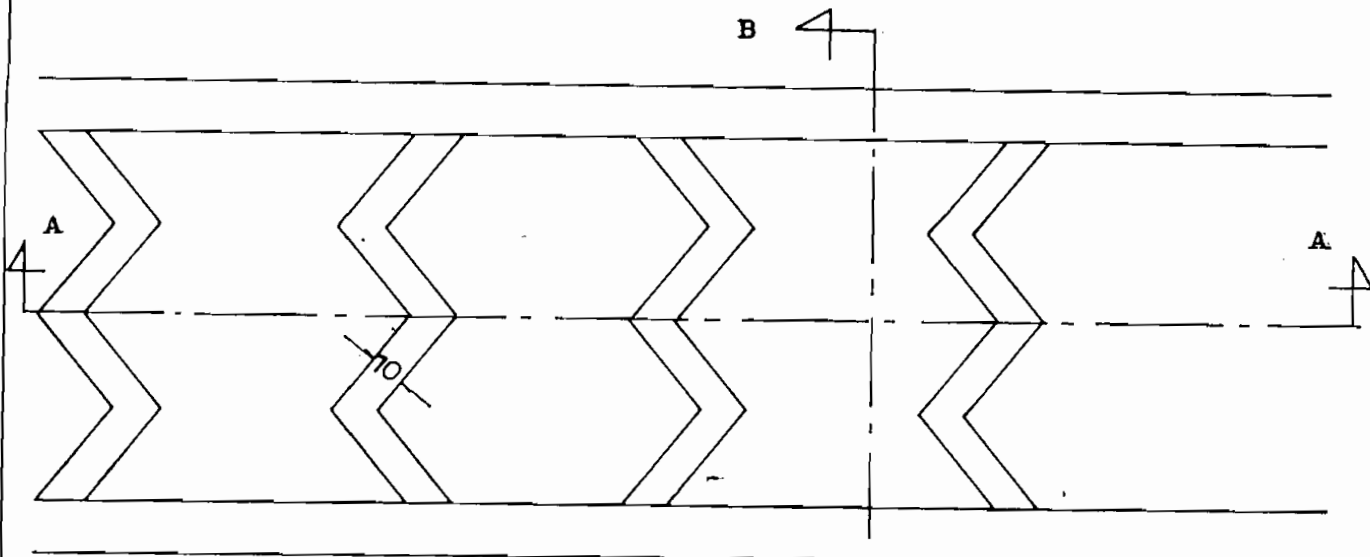
Para un canal revestido de hormigón o mampostería:

$$j = 0,46$$

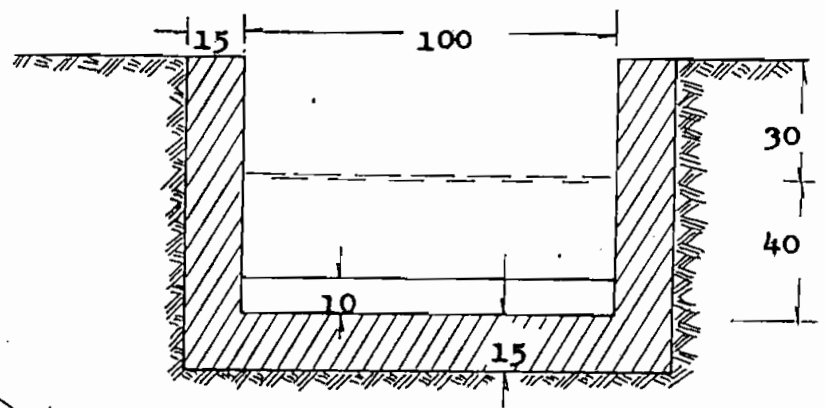
El valor $j = 1,015$ puede lograrse haciendo la solera del canal con un especie de dientes de 10 cm. espaciados y dispuestos como se indica en la figura respectiva. Con esto puede llegarse hasta un:

$$c \geq 15$$

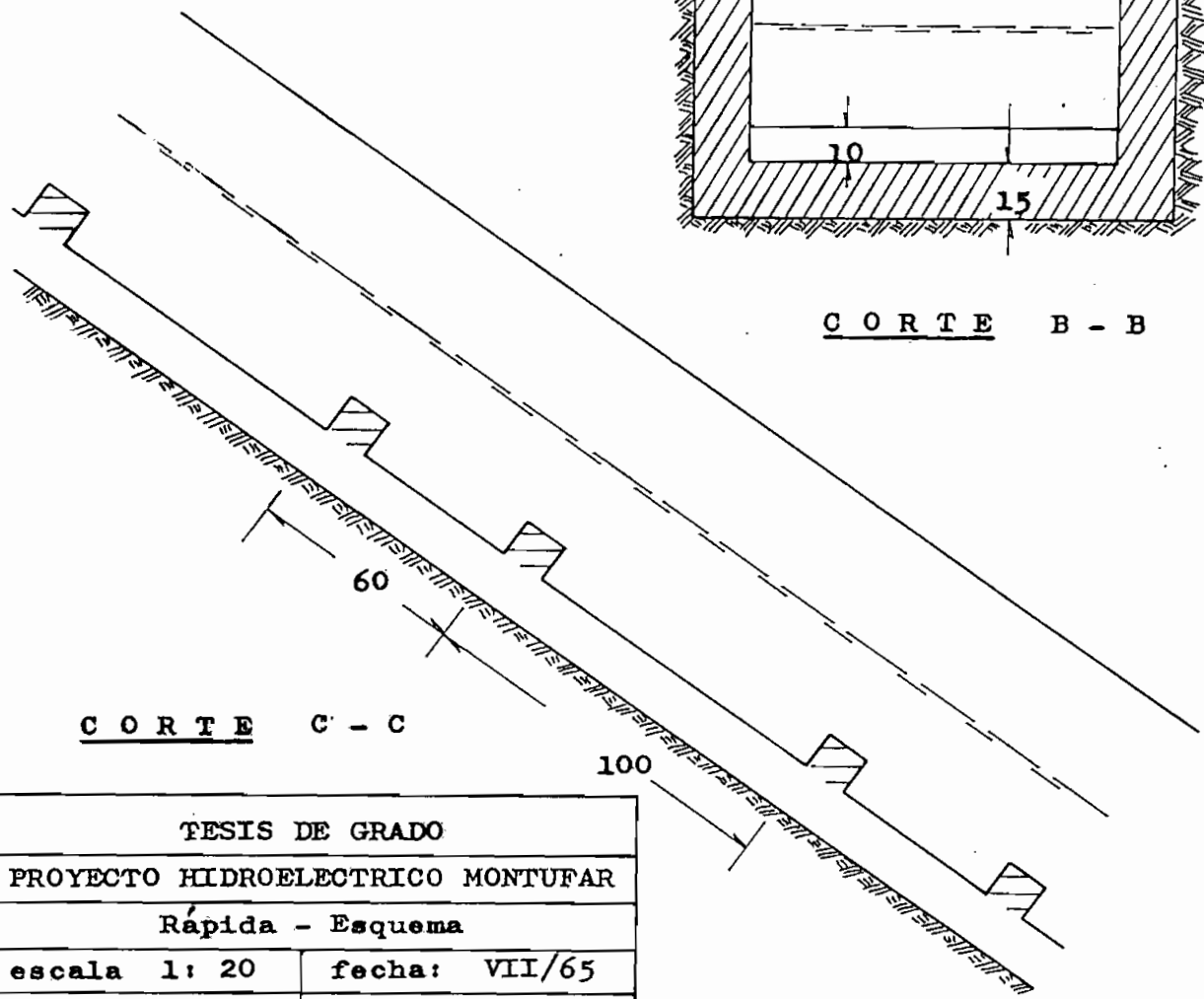
6.f.2.b) Para $i = 55,4 (29^\circ)$. - Con el mismo canal el valor de c -
aumenta:



PLANTA



CORTE B - B



CORTE C - C

TESIS DE GRADO	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR	
Rápida - Esquema	
escala 1: 20	fecha: VII/65
	Nº XVI

$$c = \frac{6}{\sqrt{0,119 \times 55,4}} = 18,1$$

18,1 > 15. — La rugosidad necesaria en este caso es menor que la anterior.

6.f.2.c) Para $i = 36,3 \%$ (20°).—

$$c = \frac{6}{\sqrt{0,199 \times 36,3}} = 21,2$$

21,2 > 15 — condición más favorable.

6.f.2.d) Para $i = 21,3 \%$ (12°).—

$$c = \frac{6}{\sqrt{0,199 \times 21,3}} = 29$$

29 > 15 — condición más favorable.

Se observa que con el mismo canal en los últimos 3 casos se necesita menos rugosidad o sea se tiene una condición más favorable.

6.f.3. Canal de desfogue posterior a la turbina.— Este canal en este caso devuelve el agua no a un río sino a un depósito de regulación que se construirá antes de la segunda etapa de la central. Luego de los correspondientes cálculos se ha llegado a las siguientes dimensiones:

$$Q = 2 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$b = 1,2 \text{ m.}$$

$$h = 0,4 \text{ m.}$$

$$f = 0,4 \text{ m.}$$

$$i = 4 \%$$

$$L \approx 30 \text{ m.}$$

SEGUNDO SALTO

Caudal - 3 m³/seg

Altura de caída - 293 m.

Potencia - 6.825 Kw

Por ser innecesario y a fin de evitar un trabajo inútilmente -- muy voluminoso, los cálculos relativos a la segunda etapa no se expondrán detalladamente; sino resumidos y a grandes rasgos, limitándose en muchos casos solo al dibujo de los planos. Los criterios que sirven de base al trabajo son correspondientemente los mismos anotados al desarrollar la primera etapa.

C A P I T U L O S E P T I M O

7.- TUBERIA DE PRESION DEL SEGUNDO SALTO.

7.a.- DEPOSITO DE ALMACENAMIENTO Y TANQUE DE CABEZA.- Antes del segundo salto y dada la disponibilidad de un lugar plano, se construirá un reservorio que acumule el agua no utilizada en las horas de baja carga como reserva para usarse en las de pico, pudiéndose así obtenerse una mayor potencia en la central o sea tener una mejor utilización del potencial hidráulico disponible.

7.a.1. Volumen del almacenamiento.- Será para regulación diaria, interesando por tanto, para la determinación de su capacidad, conocer el diagrama de carga de la central en un día característico; pero como es imposible disponer de él antes del funcionamiento de aquella, conviene analizar los diagramas de carga de los principales Sistemas Eléctricos existentes en la zona.

Tomando los días más representativos se tienen los siguientes factores de carga:

San Gabriel, Sistema Hidroeléctrico de propiedad municipal

(300 Kw)
 $f_c = 0,52$ (diario)

Tulcán, Sistema Hidroeléctrico de propiedad municipal

(1.320 Kw)
 $f_c = 0,50$

Otavaló, Sistema Hidroeléctrico de propiedad municipal

(821,6 Kw)
 $f_c = 0,42$

Ibarra, Sistema Hidro-térmico de la E.E. Ibarra S.A. (916 Kw)

$f_c = 0,595$

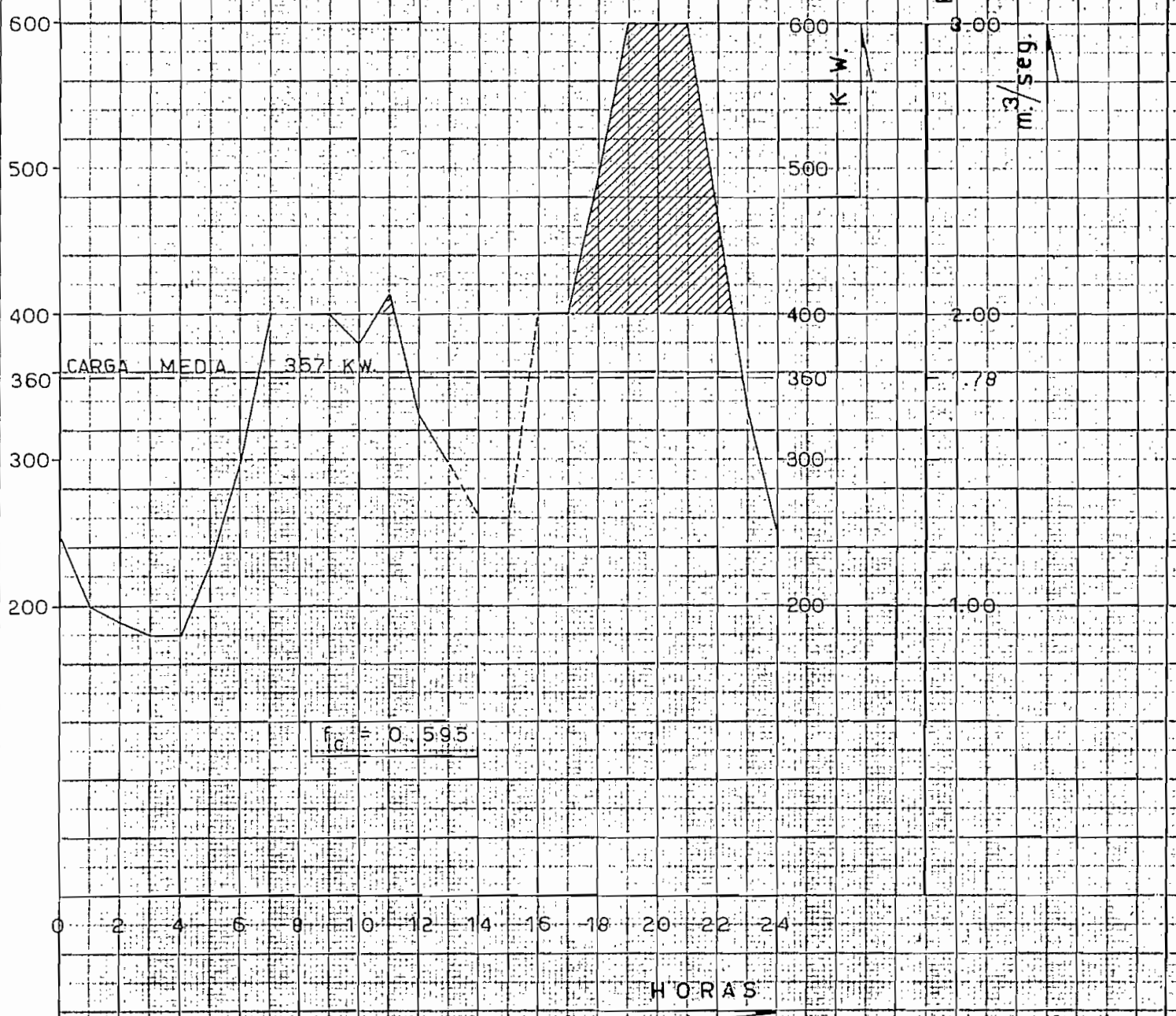
Este último factor es alto lo que significa un mejor aprovechamiento de la central y este hecho es precisamente el que ha llevado a utilizar el diagrama de carga de la central de Ibarra como guía para establecer el volumen de almacenamiento.

En el diagrama N° XVI - A haciendo similitud con la nueva central de Montúfar (distintas potencias) y siendo la altura de caída - prácticamente constante, se puede poner los caudales como ordenadas y entonces las superficies bajo la curva son volúmenes de agua utilizados, mientras las superiores se desperdician.

Del gráfico de cargas se concluye que se puede diseñar la central para $3 \text{ m}^3/\text{seg.}$, aún cuando se dispone de solo $2 \text{ m}^3/\text{seg.}$, si se almacena el agua sobrante de las horas de poca carga. Este volumen - debe ser por lo menos igual al equivalente a la superficie de la curva sobre la línea de los $2 \text{ m}^3/\text{seg.}$ y al máximo igual al volumen de - aguas desperdiciadas, dado en el diagrama por las superficies libres comprendidas bajo los $2 \text{ m}^3/\text{seg.}$ hasta la curva.

E. E. "IBARRA"

DIAGRAMA DE CARGA DEL día viernes 28-XII-62 (Invierno)



NOTA han servido de base los datos del censo de electrificación

DIAG. No XVI-A

$$V_{\text{mínimo}} = 13.680 \text{ m}^3$$
$$V_{\text{máximo}} \approx 30.000 \text{ m}^3$$

Dadas las limitaciones topográficas del terreno (evitar mucha excavación) un almacenamiento diario conveniente es el de 16.000 m^3 además con él se admite un cierto mejoramiento del factor de carga.

7.a.2. Diseño del Tanque de Presión. - El mismo depósito de almacenamiento sirve de tanque de presión y en suma debe decirse que las condiciones vistas en "1.a." también se cumplen en este caso, debiéndose mencionar las siguientes variantes:

7.a.2.a) Dimensiones y diseño del tanque. (Ver plano N° 8/9)

7. a.2.b) Canal de desfogue directo:

Resumen de dimensiones:

$$b = 1,20 \text{ m.}$$
$$h = 0,65 \text{ m.}$$
$$i = 1 \%$$
$$f = 0,40 \text{ m.}$$

7.a.2.c) Rejillas de entrada a la tubería:

Resumen de dimensiones:

Pletinas de $2" \times 1/4"$ (3 paquetes de 0,8 c/u)

$$Q = 3 \text{ m}^3/\text{seg.}$$
$$v = 0,7 \text{ m/seg. (en la reja)}$$
$$s = 0,02 \text{ m. (espacio libre entre rejillas)}$$
$$n = 90 \text{ (número de rejillas)}$$
$$a_r = 0,57 \text{ m. (ancho ocupado por rejillas)}$$

- $a_v = 1,82 \text{ m.}$ (ancho en vacío)
- $a_t = 2,40 \text{ m.}$ (ancho total)
- $h = 3,00 \text{ m.}$ (altura de agua en la reja)
- $l_{\text{real}} = 3,60 \text{ m.}$ (longitud de reja, inclinada a 75°)

7.a.2.d) Pérdida de carga en la rejilla:

$$h_r = 1,62 \text{ cm.}$$

7.a.2.e) Compuerta de entrada a la tubería.- También será de madera y operada por el sistema de cremallera y piñón, sus características son:

- $b = 2,40 \text{ m.}$
- $h = 3,30 \text{ m.}$ (11 tablonces de 30 cm. c/u)
- $e = 14 \text{ cm.}$

Pletinas de sujeción de $2'' \times \frac{3}{4}''$ con pernos de $\frac{3}{4}''$

- $P = 1,0 \text{ t.}$ (peso de la compuerta)
- $E = 14,0 \text{ t.}$ (empuje del agua)
- $F = 14,4 \text{ t.}$ (fuerza necesaria para levantar la compuerta con un exceso de 20 % por seguridad)
- $N_m = 5,2 \text{ H.P.} \approx 5 \text{ Kw.}$ (potencia del motor para operación de subida en 2 minutos)

Si se procediera como en el caso "1.a.8." a dividir para facilidad de operación la compuerta en dos partes iguales el motor podría ser de solo 3 Kw.

7.a.2.f) Altura de agua sobre la embocadura:

- $h = 1,84 \text{ m.}$ (fórmula teórica)
- $h = 0,50 \text{ m.}$ (fórmula práctica de Varlet)

A fin de tener mayor altura sobre el abocinamiento se le da la

forma indicada en el plano N° 8/9 logrando así tener, aún en las peores condiciones de circulación, la altura de 1,8 m. de agua sobre el borde superior de la tubería.

7.a.2.g) Diámetro y longitud del abocinamiento de entrada a la tubería:

- D = 1,44 m. (diámetro mayor del cono)
- d = 1,15 m. (diámetro de la tubería)
- L = 3,00 m. (longitud del cono)

7.b.- PERFIL MAS CONVENIENTE Y NUMERO DE TUBERIAS.- Para la elección del perfil han servido las mismas consideraciones hechas en "2.a" (primer salto). - Se necesitan 5 anclajes además de la estructura de entrada a la tubería.

7.b.1. Determinación de la caída bruta.- Tomando en cuenta la altura perdida en el franco, calado y pendiente del canal de desfogue posterior a la turbina, se tiene

Cota del nivel de aguas normales en el tanque de presión	= 1.969,8 m.
Cota del eje del inyector	= 1.687,8 m.
DIFERENCIA DE ELEVACION	= 293,0 m.

7.b.2. Potencia bruta teórica:

$$N = \frac{Q H}{75}$$
$$N = 11.720 \text{ C.V.}$$

7.b.3. Longitud de la tubería obtenida gráficamente:

- $l_1 = 148 \text{ m.}$
- $l_2 = 172 \text{ m.}$

$$\begin{aligned}l_3 &= 168 \text{ m.} \\l_4 &= 150 \text{ m.} \\l_5 &= 104 \text{ m.} \\l_6 &= \underline{42 \text{ m.}} \\L &= 864 \text{ m.}\end{aligned}$$

7.b.4. Número de tuberías.- De acuerdo a lo dicho en "2.b" se instalará una sola tubería.

7.c.- GOLPE DE ARIETE.

7.c.1. Tiempo de cierre y diámetros más económicos de la tubería.- -

Se calculará el Ariete con un tiempo de cierre de 10 seg., además los diámetros usados para este cálculo serán los prácticos más económicos encontrados posteriormente por un proceso comparativo y - que son:

$$\begin{aligned}d_1 &= 1,15 \text{ m.} ; v_1 = 2,887 \text{ m/seg.} \\d_2 &= 1,05 \text{ m.} ; v_2 = 3,464 \text{ m/seg.} \\d_3 &= 1,00 \text{ m.} ; v_3 = 3,822 \text{ m/seg.}\end{aligned}$$

7.c.2. Velocidad equivalente del agua:

$$v = 3,35 \text{ m/seg.}$$

7.c.3. Velocidad equivalente de la onda de sobrepresión:

$$a = 1,100 \text{ m/seg.}$$

7.c.4. Tiempo crítico:

$$t_s = \frac{2 \times 864}{1.100} = 1,57 \text{ seg.}$$

$$10 > 1,57 \text{ seg.}$$

7.c.5. Cálculo definitivo del Golpe de Ariete (según el gráfico de Allievi).

7.c.5.a) Sobrepresión ($T_g = 10 \text{ seg.}$)

$$\begin{aligned} \rho &= 0,642 \\ T &= 6,380 \\ \xi^2 &= 1,12 \\ h_d &= 35,16 \text{ m.} \\ \% h_d &= 12,5 \% \end{aligned}$$

7.c.5.b) Depresión ($T_g = 10 \text{ seg.}$)

$$\begin{aligned} \xi &= 0,81 \\ h_d &= 49,81 \text{ m.} \\ \% h_d &= 17 \% \end{aligned}$$

7.c.5.c) Cambio de presión en un corte transversal cualquiera de la tubería.

1) Sobrepresión:

$$\begin{aligned} \text{i) Para } T_g &= 1 \text{ seg.} \\ h' &= 367 \text{ m. (125 \%)} \\ l' &= 550 \text{ m.} \\ L - l' &= 314 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\text{ii) Para } T = 0 \text{ seg.}$$

La sobrepresión de 367 m. se mantiene constante.

2) Depresión.

$$\begin{aligned} \text{i) Para } T_g &= 1 \text{ seg.} \\ h'' &= 205 \text{ m.} \\ l'' &= 550 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\text{ii) Para } T_g = 0 \text{ seg.}$$

Aproximadamente también en este caso se puede considerar cons -

tante la depresión de 205 m. (70 %)

7.c.6. Factor de seguridad para el Ariete.- Por razones de seguridad se aplicará, al Ariete calculado, un factor de 1,1 propio para el caso, obteniéndose así un porcentaje de sobrepresión dinámica de 18,7 %; si al dimensionar la tubería se trabaja con un 20 % se está garantizando aún más la estabilidad de la tubería.

7.d.- DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA.- Será de las mismas características que la del primer salto, solo que ahora será exclusivamente de acero ST-37.

7.d.1. Diámetro más económico del tubo.- Se lo ha calculado por el método comparativo, utilizando para las pérdidas de carga las fórmulas de Maning y Hazen-Williams a continuación van los cuadros y diagramas correspondientes.

Los diámetros más económicos de la tubería resultan los siguientes:

- 1 er tramo (H = 0 97 m.) ϕ = 1,15 m.
- 2 ° tramo (H = 97 194 m.) ϕ = 1,05 m.
- 3 er tramo (H = 194 291 m.) ϕ = 1,00 m.

7.d.2. Espesores de la tubería.- Los espesores de la tubería se pueden apreciar en el diagrama N° 9/9 que ha sido elaborado con los siguientes datos:

- Espesor mínimo: = 7 mm.
- Altura que puede soportar este espesor mínimo = 70,5 m. ($H_E + D$)
- Espesor al final del tramo de 1,15 ϕ = 10,9 mm.
- Espesor al final del tramo de 1,05 ϕ = 19,1 mm.

Espesor al final del tramo de 1,00 ϕ = 26,8 mm. - 188 -

Altura correspondiente a 1 mm de espes. para ϕ = 1,15 m = 11,7 m.

Altura correspondiente a 1 mm de espes. para ϕ = 1,05 m = 12,82 m.

Altura correspondiente a 1 mm de espes. para ϕ = 1,00 m = 13,50 m.

7.d.3. Especificación de número de tubos, espesores y diámetros de la tubería a instalarse (sin tener en cuenta conos, codos, y juntas de expansión).

Ver diagrama N° 9/9

7.e.- ESTRUCTURAS COMPLEMENTARIAS Y PIEZAS ESPECIALES DE LA TUBERÍA.

7.e.1. Juntas de dilatación.- Idem. " 5.a.-"

7.e.2. Bloques de apoyo.- La tubería será instalada al descubierto - y sobre bloques de apoyo colocados cada 6 metros de distancia.- A continuación se diseña un apoyo standard con siderando el caso más desfavorable; la comprobación de los esfuerzos se ha hecho para este caso y como es lógico en los otros casos estos esfuerzos serán menores. Estos apoyos llevarán juntas constructivas, semejante a la vista en "5.b.2."

7.e.3. Bloques de anclaje.- Ver diseños.

DISEÑO DE LOS BLOQUES DE APOYO

Comprobaciones para el tramo de menor inclinación

Peso de la tubería y agua P = 9,82 t. (más desfavorable)

Angulo de inclinación $\alpha = 16^\circ$

Peso del bloque de apoyo Q = 6,2 t.

CARGA EN EL APOYO

Normal al eje de la tubería Q = P cos 16° = 9,4 t.

Paralela al eje de la tubería R = \pm P cos 16° x f = \pm 2,36 t.

f = 0,25

PRESION SOBRE EL SUELO

$$\sigma = \frac{N}{a \times b}$$

$$\sigma_A = \frac{N_A}{a \times b} = 4,05 \text{ t/m}^2 = 0,45 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_B = \frac{N_B}{a \times b} = 3,9 \text{ t/m}^2 = 0,39 \text{ Kg/cm}^2$$

PRESION EN LOS BORDES: i - d

a) Para N_A

$$\sigma_{id} = \sigma_A \left(1 \pm \frac{6e}{b} \right) \quad e = 20 \text{ cm.}$$

$$\sigma_i = 0,74 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_d = 0,105 \text{ Kg/cm}^2$$

b) Para N_B

$$\sigma_{id} = \sigma_B \left(1 \pm \frac{6e}{b} \right) \quad e = 16 \text{ cm.}$$

$$\sigma_i = 0,156 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_d = 0,625 \text{ Kg/cm}^2$$

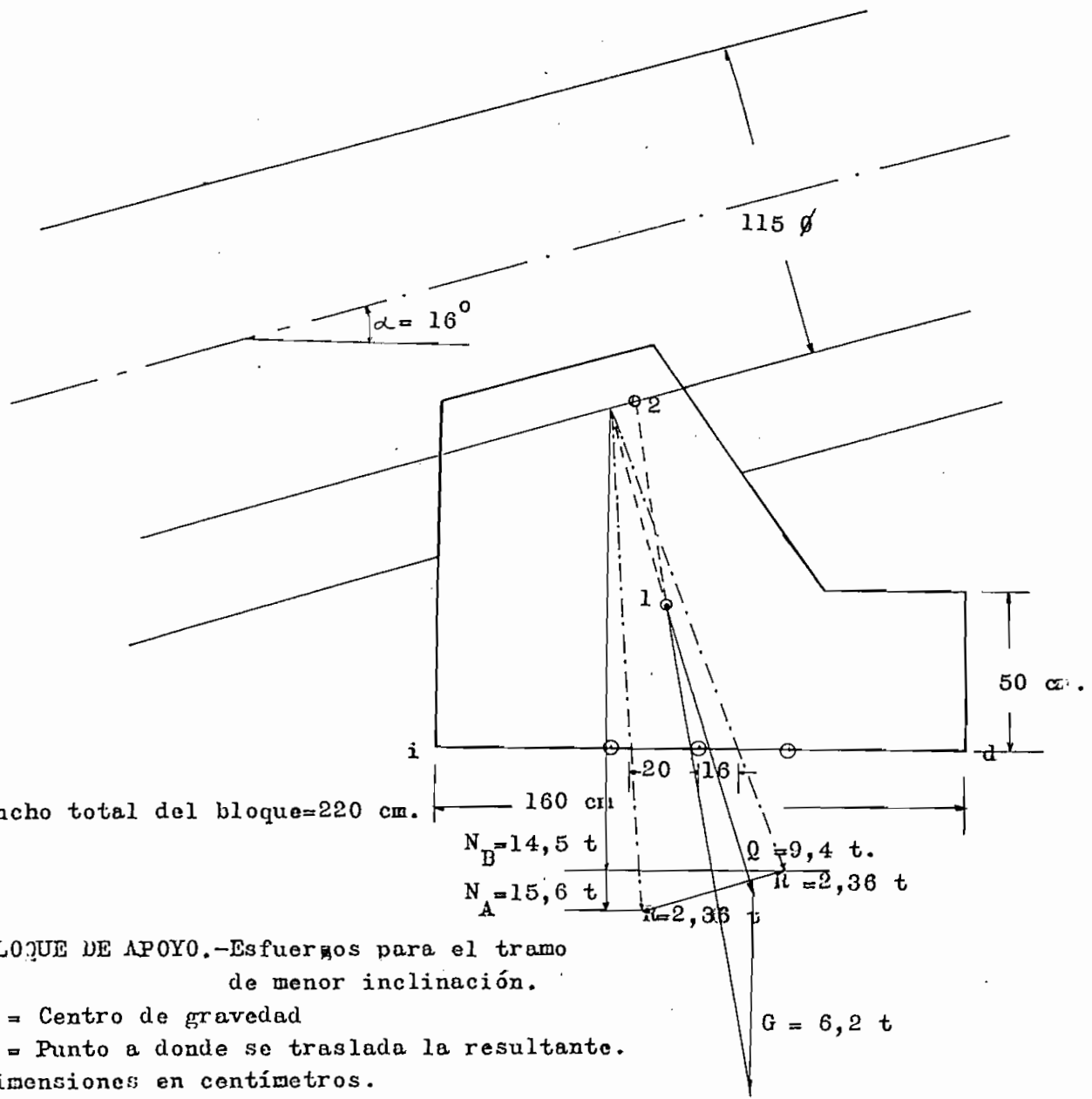
PRESION MAXIMA

El mayor esfuerzo se tiene para N_A

$$\sigma_i = 0,74 \text{ Kg/cm}^2 < 1,5 \text{ Kg/cm}^2$$

y en el punto "i"

ADMISIBLE



Ancho total del bloque=220 cm.

$N_B = 14,5 \text{ t}$
 $N_A = 15,6 \text{ t}$
 $Q = 9,4 \text{ t}$
 $R = 2,36 \text{ t}$
 $G = 6,2 \text{ t}$

BLOQUE DE APOYO.-Esfuerzos para el tramo de menor inclinación.

1 = Centro de gravedad
 2 = Punto a donde se traslada la resultante.
 Dimensiones en centímetros.

$\sigma_{Ai} = 0,74$
 $\sigma_{Bi} = 0,156_2$
 Kg/cm²

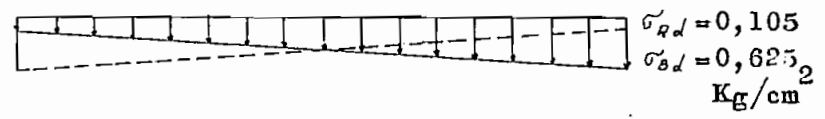


DIAGRAMA DE ESFUERZOS

TESIS DE GRADO	
PROYECTO HIDROELECT. MONTUFAR	
TUBERIA DE PRESION	
Bloque de apoyo "Standar" 2 ^{do} S.	
escala 1 : 20	fecha: VII-65
" fuer. 1:200	XVII

ANCLAJE N° 10

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

	El tramo sobre el anclaje	El tramo bajo el anclaje
P ₁	75 (t)	75 (t)
P ₂	0,25 "	2,34 "
P ₃	1,32 "	11,20 "
P ₄	11,80 "	1,52 "
P ₅	35,6 "	7,34 "

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable:

$$R = 35 \text{ t.}$$

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

$$P = 71 \text{ t.}$$

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo $\sigma = 1,1 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$

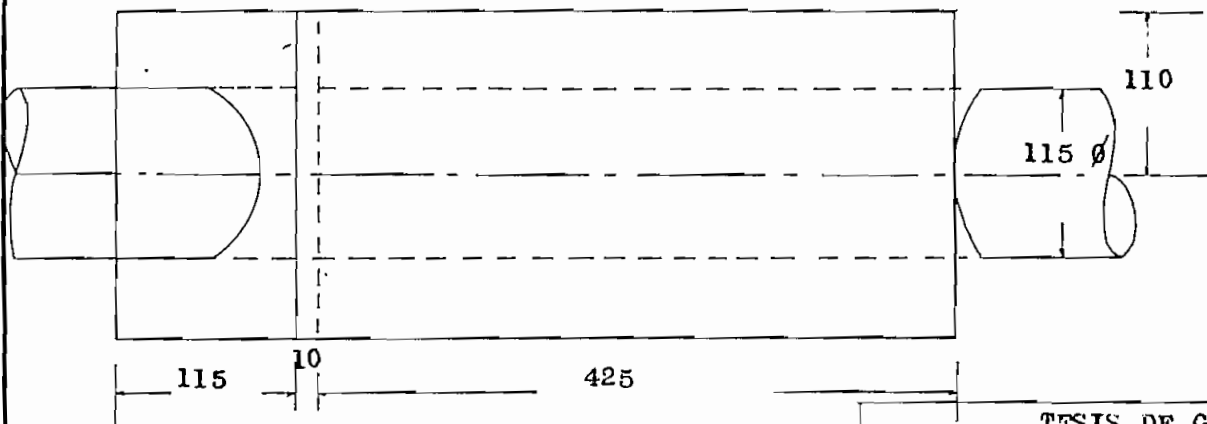
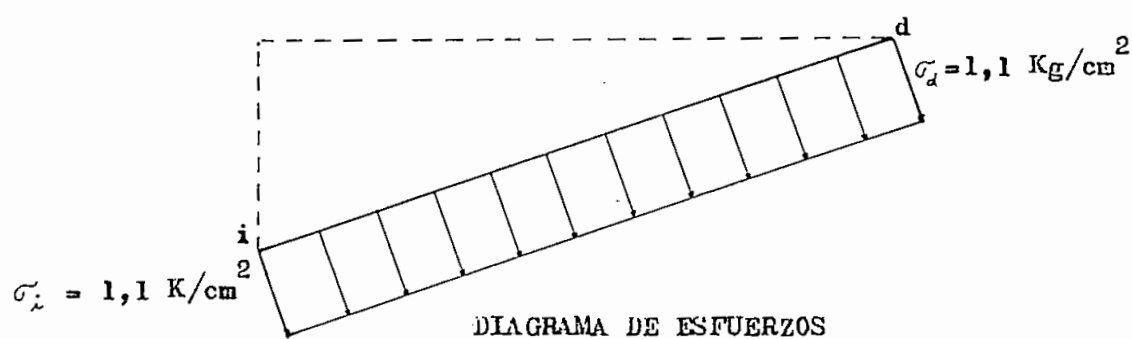
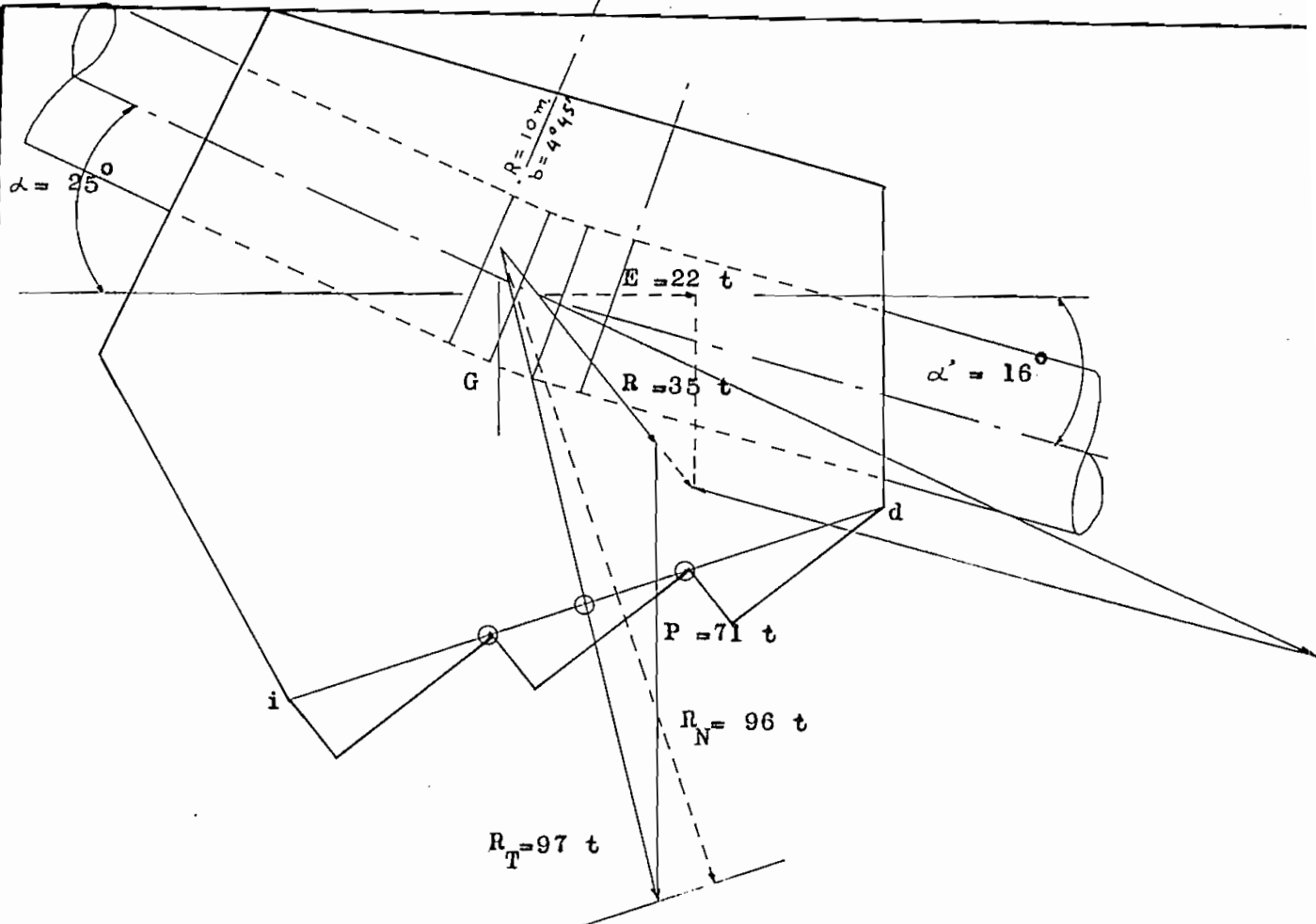
Presión en los bordes: $\sigma_i = 1,1 \text{ " } < 2 \text{ "}$

$\sigma_d = 1,1 \text{ " } < 2 \text{ "}$

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{0,5 \times 71}{22} = 1,61$

Además la base es inclinada y dentada.



Dimensiones en centímetros

TESIS DE GRADO	
TUBERIA DE PRESION	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR	
Anclaje N° 10	
escala 1: 50	fecha VII-65
esc.fuerz:l:1000	XVIII

ANCLAJE N° 11

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR:

	El tramo sobre el anclaje		El tramo bajo el anclaje	
P_1	110	(t)	110	(t)
P_2	3,47	"	5,8	"
P_3	10,20	"	16,9	"
P_4	13,80	"	2,58	"
P_5	45,70	"	8,0	"

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable: $R = 46,85$ t.

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

$P = 129$ t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLCAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo: $\sigma = 1,15 \text{ Kg/cm}^2 < 2 \text{ Kg/cm}^2$

Presión en los bordes: $\sigma_i = 1,00 \text{ " } < 2 \text{ "}$

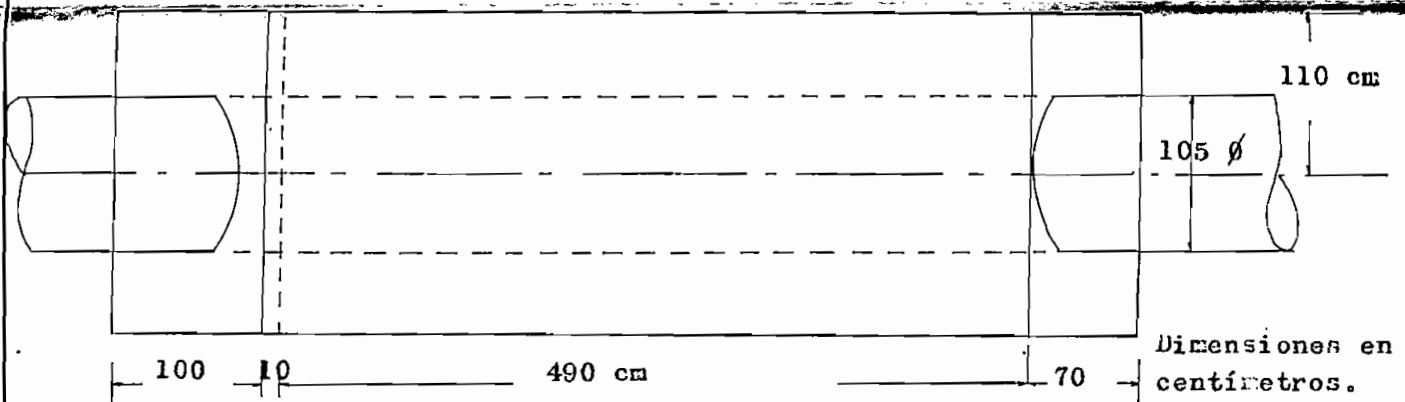
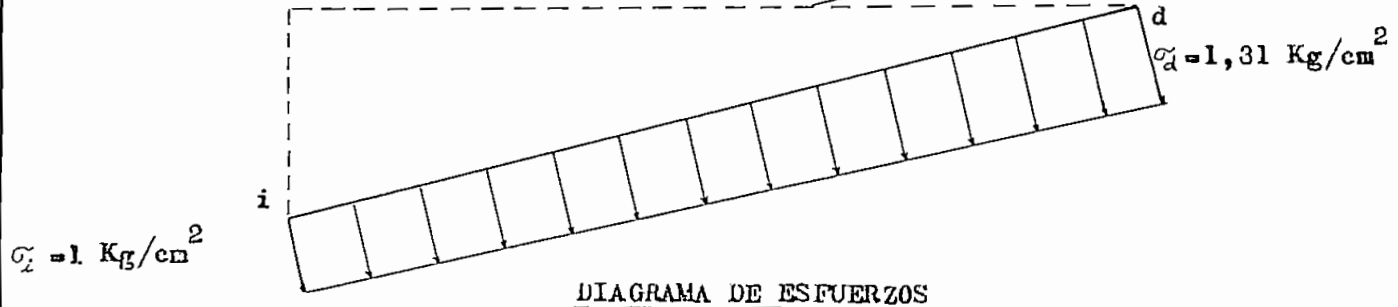
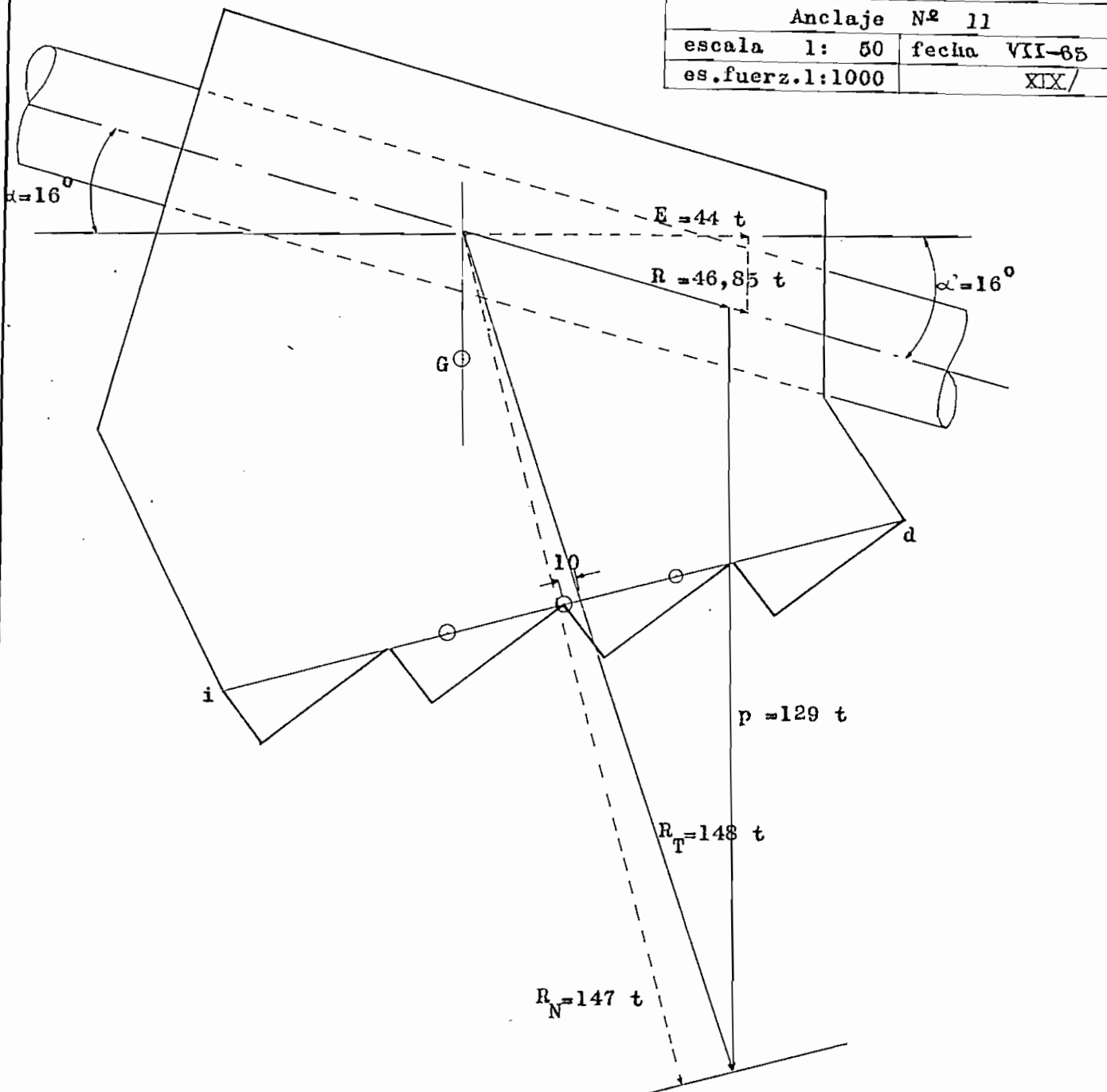
$\sigma_d = 1,31 \text{ " } < 2 \text{ "}$

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Factor de seguridad: $n = \frac{0,5 \times 129}{44} = 1,48$

Además la base es inclinada y dentada.

TESIS DE GRADO	
TUBERIA DE PRESION	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUFAR	
Anclaje N° 11	
escala 1: 50	fecha VII-65
es.fuerz.1:1000	XIX/



XX/	escala F.1:2000
escala VI-63	escala 1: 50 fecha
Anclaje Nº 12	
PROYECTO HIDROELECTRICO MONTUR	
TUBERIA DE PRESION	
TESIS DE GRADO	

Dimensiones en centímetros

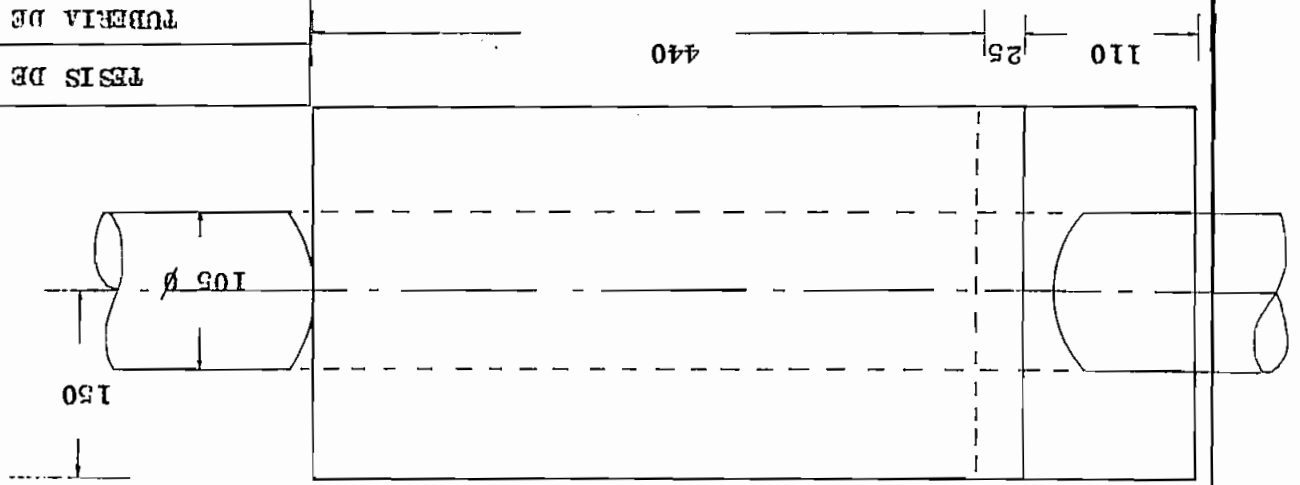
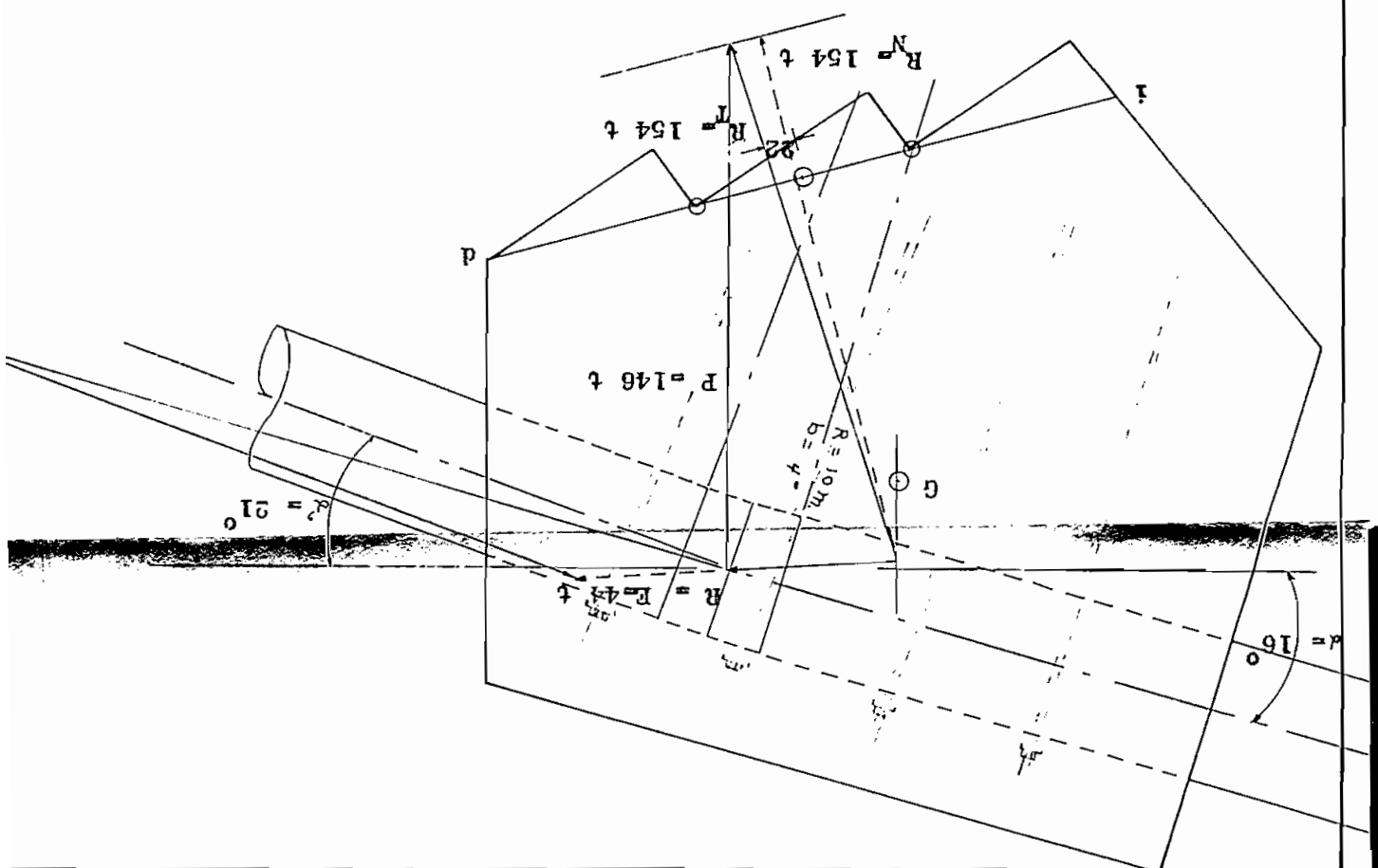
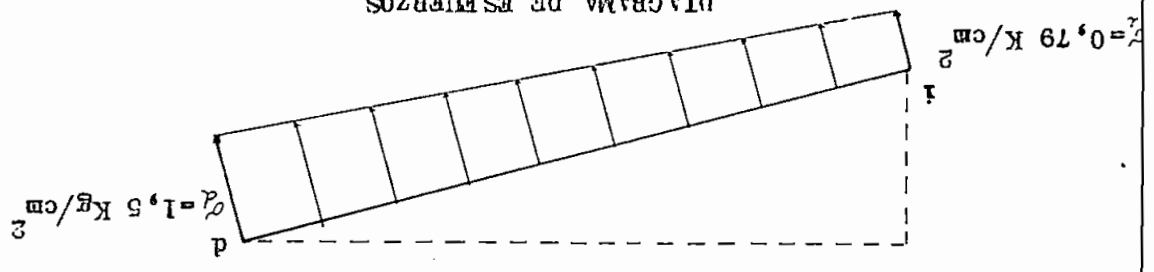


DIAGRAMA DE ESFUERZOS



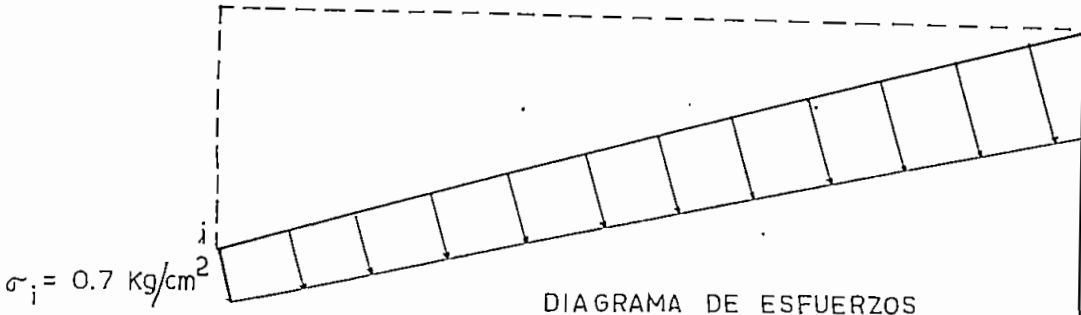
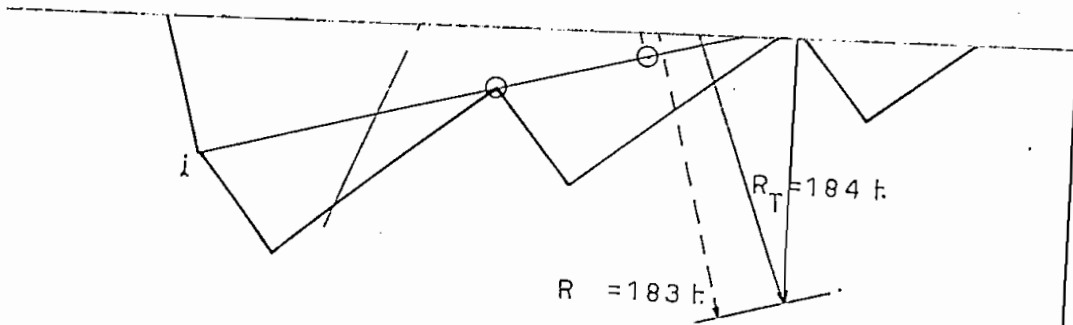
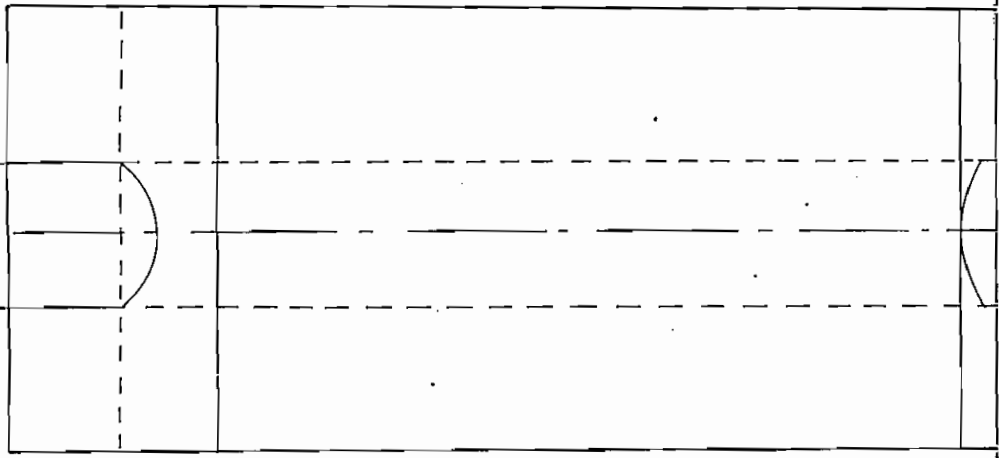


DIAGRAMA DE ESFUERZOS



70 70 490 30

ANCLAJE N° 14

ESFUERZOS PRODUCIDOS POR

El tramo sobre el anclaje El tramo bajo el anclaje

P ₁	270,0 (t)	—
P ₂	15,0 "	—
P ₃	30,2 "	—
P ₄	46,2 "	8,8 (t)
P ₅	45,8 "	—

RESULTANTE DE LOS ESFUERZOS
(Valor absoluto)

Caso más desfavorable:

R = 407,2

PESO DEL BLOQUE DE ANCLAJE

P = 399,6 t.

ESTABILIDAD CONTRA EL VOLGAMIENTO

La resultante total (R_T) pasa por el núcleo central. de inercia.

ESTABILIDAD CONTRA LA TRITURACION

Presión media sobre el suelo: $\sigma \approx 2 \text{ Kg/cm}^2$

Presión en los bordes $\sigma_1 \approx 2 \text{ "}$

$\sigma_d \approx 2 \text{ "}$

ESTABILIDAD CONTRA EL DESLIZAMIENTO

Dado el gran peligro de deslizamiento de este bloque, a más de tener una base dentada se vio colocado el anclaje totalmente enterrado, con una porción de tierra delante tal que garantice la completa estabilidad del

7.e.4. Piezas especiales.-

7.e.4.a) Conos, codos y bridas.- Serán semejantes a los vistos en -
" 5.d.-"

7.e.4.b) Bifurcaciones.- Al final la tubería se dividirá en 2; sien-
do conveniente después de la bifurcación -
aumentar ligeramente la velocidad del agua.

$$D = 1,00 \text{ m.} \quad ; \quad V = 3,822 \text{ m/seg. (1 sola tubería)}$$

$$d = 0,68 \text{ m. c/u; } v = 4,10 \text{ m/seg. (2 tuberías después de}$$

la bifurcación)

7.e.4.c) Válvulas anteriores a las turbinas.- Serán para un diáme -
tro de tubería de 0,68
m.; y una presión de 128,2 t.

7.f.- POTENCIA EFECTIVA DE LA TURBINA Y DEL ALTERNADOR.

7.f.1. Pérdidas de carga.-

7.f.1.a) Pérdidas de carga en las rojillas.-

$$h_1 = 1,62 \text{ cm.} = 0,0162 \text{ m.}$$

7.f.1.b) Pérdidas de carga a la entrada a la tubería.-

$$h_2 = 0,012 \text{ m.}$$

7.f.1.c) Pérdidas por rozamiento continuo.

$$\text{Primer tramo de } 1,15 \phi = 2,653 \text{ m.}$$

$$\text{Segundo tramo de } 1,05 \phi = 4,738 \text{ m.}$$

$$\text{Tercer tramo de } 1,00 \phi = \underline{4,232 \text{ m.}}$$

$$h_3 \dots \dots \dots = 11,623 \text{ m.}$$

7.f.1.d) Pérdidas de carga en los codos.

$$h_4 \approx 0,05 \text{ m.}$$

7.f.1.e) Pérdidas de carga por cambio de sección.

$$h_5 \approx 0,16 \text{ m.}$$

7.f.1.f) Pérdidas de carga en las válvulas.

$$h_6 \approx 0,25 \text{ m.}$$

7.f.1.g) Pérdidas de carga en la bifurcación.

$$h_7 \approx 0,30 \text{ m.}$$

7.f.2. Determinación de la caída neta.

$$H_n = H - h_p = 293 - 12,4112 = 280,58 \text{ m.}$$

7.f.3. Tipo y potencia de la turbina.- Se usarán 2 turbinas con un -
inyector cada una y:

$$Q = 1.500 \text{ l.p.s.}$$

$$H_n = 280,58 \text{ m.}$$

$$n = 450 \text{ R.P.M.}$$

7.f.3.a) Velocidad específica.

$$P = 8 \text{ pares de polos}$$

$$n_s = 25,2 \text{ R.P.M. (para } Q = 1,5 \text{ m}^3/\text{seg. horas de pico)}$$

$$n_s = 20,8 \text{ R.P.M. (para } Q = 1 \text{ m}^3/\text{seg., funcionamiento normal)}$$

Para este caso un rendimiento bastante aproximado es el de

$$\eta_T = 0,87$$

La turbina en este caso se acerca más a Pelton rápida.

7.f.3.b) Velocidad de salida del agua.- C_1

$$C_1 = \varphi \sqrt{2 g H_n}$$

$$C_1 = 71,4 \text{ m/seg.}$$

7.f.3.c) Diámetro del chorro.- d_o

$$d_o = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi C_1}}$$

$$d_o = 163 \text{ mm.} > 55 \text{ mm.}$$

7.f.3.d) Velocidad periférica del rodete.

$$U_1 = \frac{C_1}{2} = 35,7 \text{ m/seg.}$$

7.f.3.c) Diámetro medio del rodete.- D_m

$$D_m = 1,52 \text{ m.}$$

7.f.3.f) Diámetro del inyector.- d

$$d = 1,1 d_o = 180 \text{ mm.}$$

7.f.3.g) Dimensiones aproximadas de la cuchara.

$$\text{Longitud} = 0,383 \text{ m.}$$

$$\text{Ancho} = 0,447 \text{ m.}$$

$$\text{Ondo} = 0,155 \text{ m.}$$

7.f.3.h) Potencia efectiva de la turbina.

$$N_T = 13,33 Q H_n \eta_T \quad \eta_T = 0,87$$

$$N_{T'} = 4.880,87 \text{ C.V. (Máxima, para } 1,5 \text{ m}^3/\text{seg.)}$$

$$N_T^i = 3.253,91 \text{ C.V. (Normal, para } 1,0 \text{ m}^3/\text{seg.)}$$

Potencia máxima total = 9.761,74 C.V. (Las 2 turbinas)

7.f.4. Alternadores.

7.f.4.a) Potencia de los alternadores.

$$N_g = N_T \times 0,736 \times \eta_g \quad \eta_g = 0,95$$
$$= 3.412,70 \text{ Kw. c/unidad (4.265 K.V.A.)}$$

Como son 2 se tiene una potencia total de 6.825 KW.

7.f.4.b) Otras características de los alternadores.

3 fases

V = 4.160 Voltios

60 c/seg.

$\cos \varphi = 0,8$

Excitación directamente acoplada.

BIBLIOGRAFIA

DE ACUERDO A LAS CITACIONES USADAS EN EL TEXTO .

- 1/- Junta N. de Planificación e INECEL
PLAN NACIONAL DE ELECTRIFICACION
Año de 1.968
- 2/- Horace Williams King (traducción de Rafael García Díaz)
MANUAL DE HIDRAULICA
Primera edición en español - 1.962
- 3/- Ing. Dimitri Kakabadse
PROYECTOS DE CENTRALES
Apuntes de clase - 1.960-1.961;1.961-1.962.
- 4/- J. Luis Gomez Navarro
SALTOS DE AGUA Y PRESAS DE EMBALCE
Tercera edición- 1.958
- 5/- Ing. Hans Bushman
HORMIGON
Apuntes de clase, 1.960-1.961;1.961-1.962.
- 6/- Fred B. Seely (traducción de Santiago Alonso)
RESISTENCIA DE MATERIALES
Año de 1.954
- 7/- Ing. Monecye
RESISTENCIA DE MATERIALES
Apuntes de clase,1.960-1.961;1.961-1.962.
- 8/- Ing. Alejandro Cárdenas Tinajero
PROYECTOS HIDRAULICOS
Apuntes de clase,1.960-1.961;1.961-1.962.
- 9/- Baumeister y Marks (traducción de Santiago Alonso)
MANUAL DEL INGENIERO MECANICO
Traducción de la 6^a edición en inglés,1^a edición en español,1.960
- 10/- Carlos Carril Carvajal
FORMULARIO PARA EL USO DE TUBERIAS DE HORMIGON EN CONDUCCIONES DE AGUA
Ediciones Palestra, Barcelona 1.958

- 11/.- General Ing. Marcos Gándara Enriquez
HIDRAULICA TEORICA Y APLICADA
Apuntes de clase, 1.959-1.960; 1.960-1.961; 1.961-1.962.
- 12/.- Calvin Victor Davis (traducción dirigida per I. Lano Sarrate)
TRATADO DE HIDRAULICA APLICADA
Traducción de la segunda edición norteamericana, 1.956
- 13/.- Archer E. Knewlton (traducción dirigida per Manuel Gabarró)
MANUAL "STANDARD" DEL INGENIERO ELECTRICISTA
Traducción de la octava edición norteamericana, 1.962
- 14/.- MATHEMATICAL TABLES (Tablas)
Décima edición.
- 15/.- Ing.^a Vicente Jácome
TRANSMISION
Apuntes de clase, 1.961-1.962
- 16/.- Ing. Felix Dundschn (traducción per el Ing. Ernesto Centag)
BASES PARA LA CONSTRUCCION DE TUBERIAS PARA PLANTAS HIDROELECTRICAS
Traducción en octubre de 1.958
- 17/.- Francisco Javier Dominguez
HIDRALICA
Tercera edición, Chile 1.959
- 18/.- Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología
BOLETINES CLIMATOLOGICOS
Años de 1.963 y 1.964
- 19/.- Giuseppe Castel Franchi (traducción de G. Zeppetti)
INSTALACIONES ELECTRICAS
Editorial Gustavo Gili S.A. 1.961.

FUENTES DE DATOS E INFORMACIONES

Caja Nacional de Riego
Junta Nacional de Planificación
INECEL
Dirección de Recursos Energéticos.