

SEGUNDA ETAPA

LATA CUNGA

PROYECTO HIDROELECTRICO

TESIS DE GRADO

PREVIA LA OBTENCION DEL TITULO
DE INGENIERO ELECTRICISTA

EN LA

ESCUELA POLITECNICA
NACIONAL

Francisco R. Coronel S.

ESCUELA POLITECNICA
NACIONAL

OCTUBRE - 1.958

C A P I T U L O I

SUMARIO .-

CARACTERISTICAS DE LA ACTUAL CENTRAL :

Potencia instalada : 2.800 KW.

Carga máxima en Junio de 1.958 : 1240 KW.

A base de los registros de carga tomados hora por hora en la Central de Latacunga se han elaborado curvas de carga diaria, semanal, mensual, etc. que nos han servido para determinar el factor de carga diaria, el incremento, y futuro crecimiento de la demanda.

Para que la Central funcione normalmente con un valor máximo (peak) de 2.800 Kw. el cual se produce entre las 6 $\frac{1}{2}$ y 7 $\frac{1}{2}$ de la noche, se requiere de un caudal permanente de 686 litros/seg.

Para el año de 1.961 es probable que se haya alcanzado dicha carga, según las curvas de crecimiento elaboradas.

Se ha previsto oportunamente un incremento de 1.400 KW. que estará ya en servicio para el año de 1.961 .

Cuando se llegue a la carga máxima de 4.200 KW. que probablemente estará ubicada en el mismo intervalo de tiempo, de 6 $\frac{1}{2}$ a 7 $\frac{1}{2}$ P.M. , para su normal funcionamiento se requerirá de un caudal de 1.051 litros por segundo, explotando hasta el límite económico la posibilidad de ampliación del actual reservorio y considerando el factor de carga calculado del 54 % .

Como el caudal promedio de estiaje en los meses de Enero y Febrero es de aproximadamente de 350 litros por segundo, éste debe ser incrementado en 701 litros por segundo en este mismo período. Esta obra se halla en construcción.

CANAL DE ADUCCION . -

La segunda etapa que he proyectado utilizará el agua que se recoge en el actual canal de descarga, ya que es antieconómico un nuevo trazado. Este debe ser revestido en los sitios en los que el terreno no presenta buenas características, y se debe construir una plataforma de seguridad sobre el labio izquierdo con talud apropiado para evitar deslizamiento del terreno.

Además su sección, ahora muy irregular, debe ser normalizada en lo posible. Por último se debe construir algunas obras de defensa, tales como aliviaderos, compuertas de desagüe, cunetas de coronación, etc..

DESARENADOR . -

Como el agua ha sido previamente desarenada en su primera etapa, no se prevee un desarenador como órgano independiente. Sin embargo, como el canal atravieza una zona de fuerte gradiente transversal es probable que las aguas lluvias acarreen material sólido que ingresaría en el canal de aducción. Para evacuar tal material se ha previsto una forma adecuada del tanque de presión en el que se efectuará la desarenada.

TANQUE DE PRESION . -

Como se indica, tiene características de desarenador. En él se ha previsto una compuerta de limpia con su respectivo canal de descarga, un aliviadero, la rejilla fina y el llamado "tanque de cabeza" anterior a la tubería, con las respectivas seguridades para impedir la formación de conos de succión que permitirían ingresos de aire en la tubería. Por último con el abocinamiento de la entrada se disminuye las pérdidas de carga.

TUBERIA DE PRESION . -

A base de un estudio comparativo se deduce que lo más económico es montar una sola tubería de hierro de 666 m. de longitud, un diámetro de 0.90 m. y espesores escalonados desde 6 hasta 18.5 mm. que da un peso total de 169 toneladas. La pérdida total que se produce es de 2.84 % que equivale a 8 m. Restada de los 285 m. de altura bruta obtenemos 277 m. netos bajo carga completa.

Dada la topografía del terreno el primer tramo de 190 m. de longitud irá soterrado con la protección exigida para impedir la corrosión.

Se prevee 5 bloques de anclaje con junta de dilatación en cada cambio de dirección. Los bloques han sido calculados y comprobados de acuerdo al manual de los fabricantes de tuberías Mannesmann. Los apoyos irán ubicados bajo cada tramo parcial de tubería, esto es cada 6 m. de distancia.

POTENCIA APROVECHABLE . -

Se obtiene una potencia total de 5.682 C.V. para un caudal máximo de 1.810 litros por segundo, una caída neta de 277 m. y un rendimiento de las turbinas del 85 % a plena carga.

TIPO Y NUMERO DE UNIDADES . -

A base de un estudio detenido en este capítulo se ha llegado a la conclusión de montar tres unidades iguales de 1.894 C/V. cada una, una velocidad específica de 24.5 que corresponde al tipo Pelton con dos inyectores, para una caída de 277 m. , una velocidad de 900 R.P.M. y un caudal de 603 litros por segundo.

Debe ser de ejecución apropiada para funcionar a una altura de 3.000 m. sobre el nivel del mar, con acoplamiento completo para impulso del generador.

GENERADOR . -

La potencia total instalada es de 3.972 KW. y considerando un factor de potencia de 0.8 cada generador debe tener 1.655 KVA. Son generadores trifásicos para funcionar a 3.000_m de altura sobre el nivel del mar, de 2.400 voltios, 60 ciclos por segundo y 900 R.P.M. con aislamiento especial para trópicos. La excitatriz será acoplada directamente al generador con base común y los correspondientes pernos de anclaje.

REGULADOR AUTOMATICO DE VELOCIDAD . -

Cada unidad tendrá un regulador automático de velocidad a presión de aceite con bandas y poleas de accionamiento, acopladas al regulador de la turbina con dispositivo de graduación de velocidad desde el tablero de control del generador y las seguridades para el caso de caerse la banda de impulso. El tiempo de cierre se ha especificado en 30 segundos.

CONEXIONES FUNDAMENTALES . -

Se especifica la conexión en "bloque". Cada generador tendrá su respectivo transformador de 1.700 KVA. ; 2.400/22.000 voltios; trifásico ; 60 ciclos por segundo ; en baño de aceite ; apropiado para funcionar a 3.000 m. de altura sobre el nivel del mar, conexión estrella-triángulo y las seguridades exigidas.

Se instalarán todos los aparatos e instrumentos de operación y medida con las respectivas seguridades tales como relés, pararrayos, interruptores automáticos, etc.

COSTO DEL KW. INSTALADO . -

Considerando que se van a instalar 3972 KW. y que la obra costará aproximadamente \$ 6'560.000.00 el costo del KW. instalado sería de 1.650.00 sucres que para nuestro medio es un precio muy ventajoso.

CENTRAL HIDROELECTRICA DE LATACUNGA.- PRIMERA ETAPA .

La casa de máquinas de la actual Central de Latacunga se halla ubicada a 10 Km. de la ciudad a una altura de 3.354 m. sobre el nivel del mar. Actualmente están en funcionamiento tres turbinas tipo Pelton de las siguientes características :

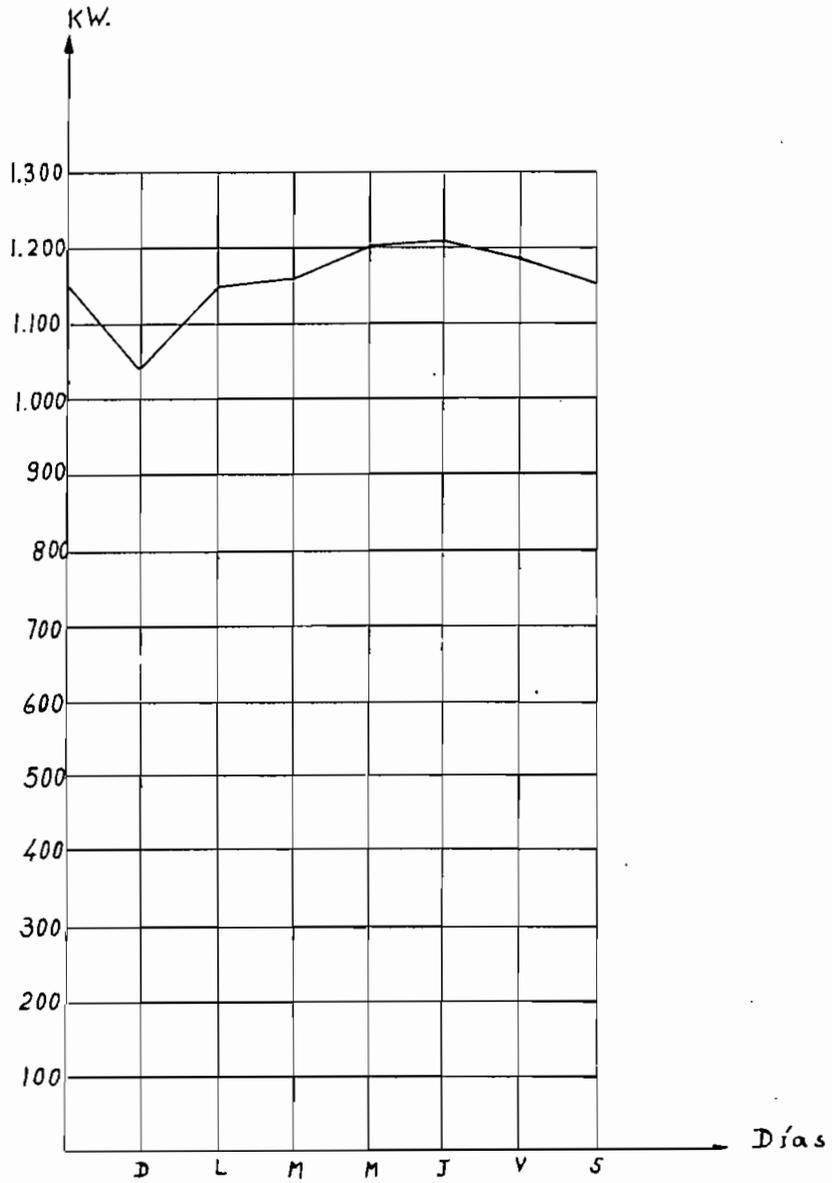
Turbina número	Potencia C.V.	Salto m.	Consumo de agua	Velocidad especific.	Velocid. R.P.M.	Velocid. embalam.	Rendimie. $\eta = \%$
1	1.000	290	305 $\frac{lt}{seg}$	21,1	1200	2.200	84,8
2	1000	290	305	21,1	1200	2.200	84,8
3	1.972	290	600	22,2	900	1.620	85,0

Los generadores tienen las características resumidas en el cuadro siguiente :

Generador número	Potencia KVA	Velocidad R.P.M.	Voltaje generado	frecuencia $\frac{c}{seg}$.	cos ϕ .	Amperaje	Potencia KW	Rendimien. $\eta = \%$
1	872	1200	2.400	60	0,8	210	700	95
2	872	1200	2.400	60	0,8	210	700	95
3	1750	900	2.400	60	0,8	420	1.400	96,46

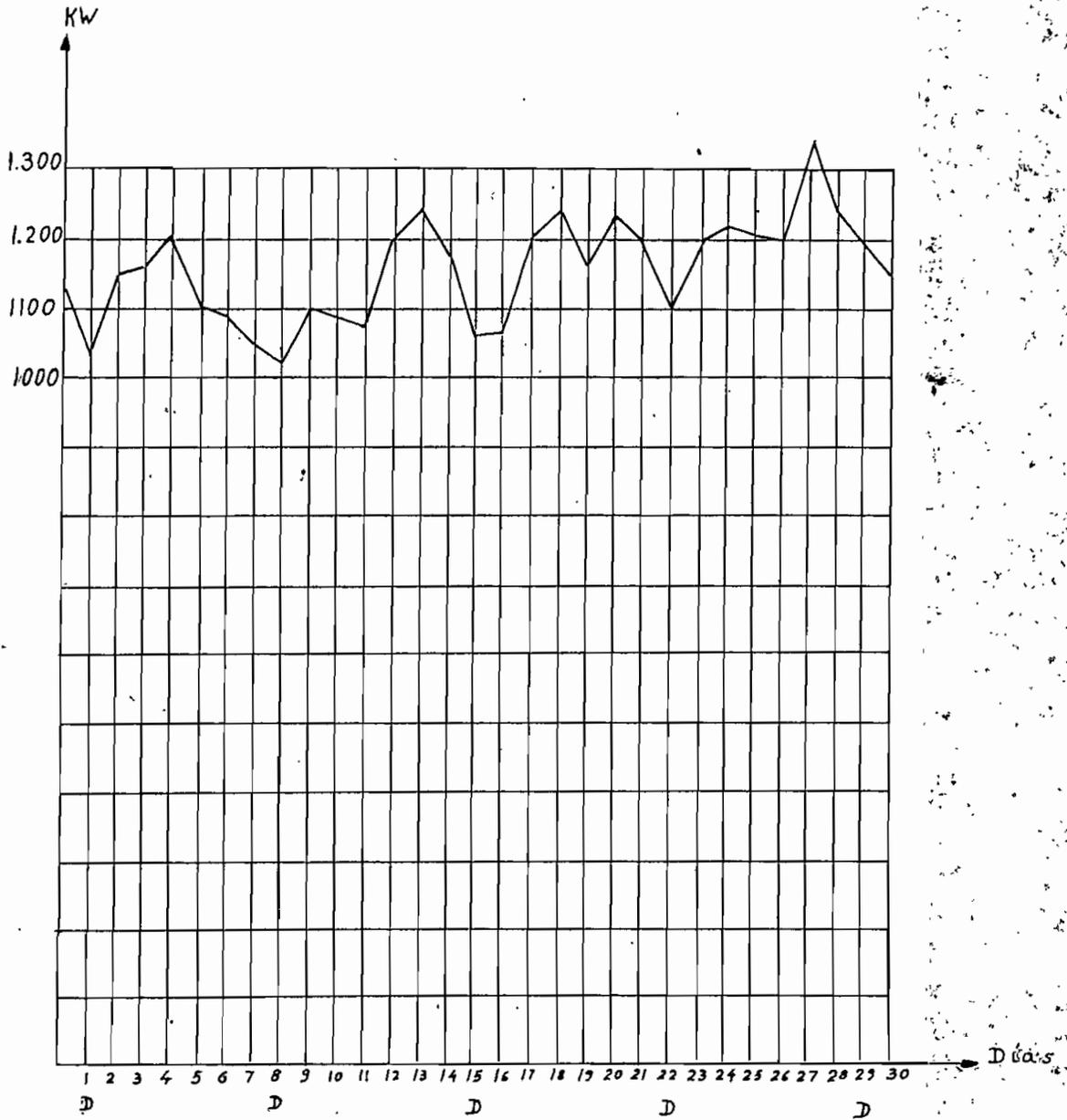
Potencia total instalada : 2.800 KW.

Caudal : 1.210 litros por segundo.



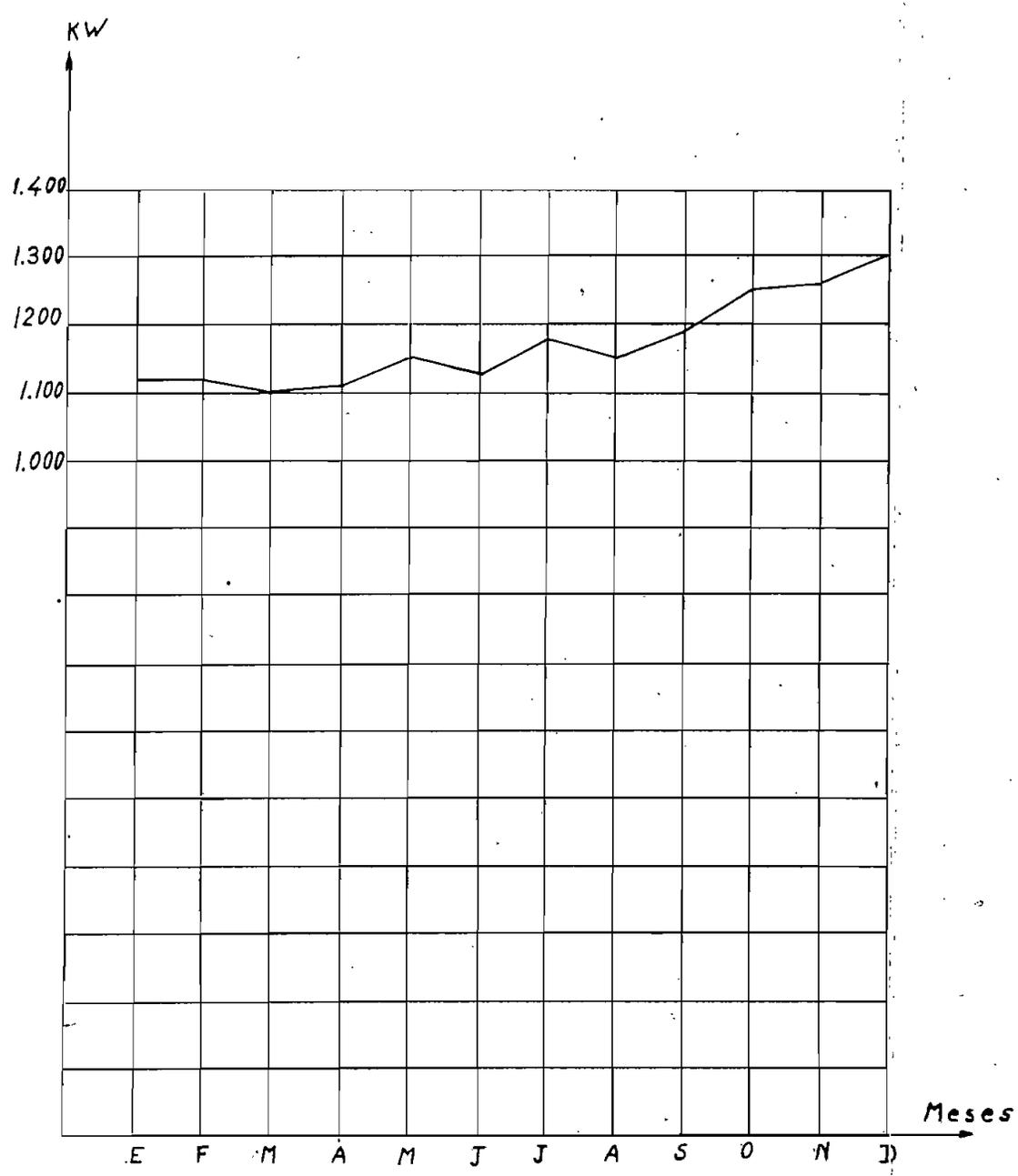
CURVA DE CARGA SEMANAL

FIGURA I



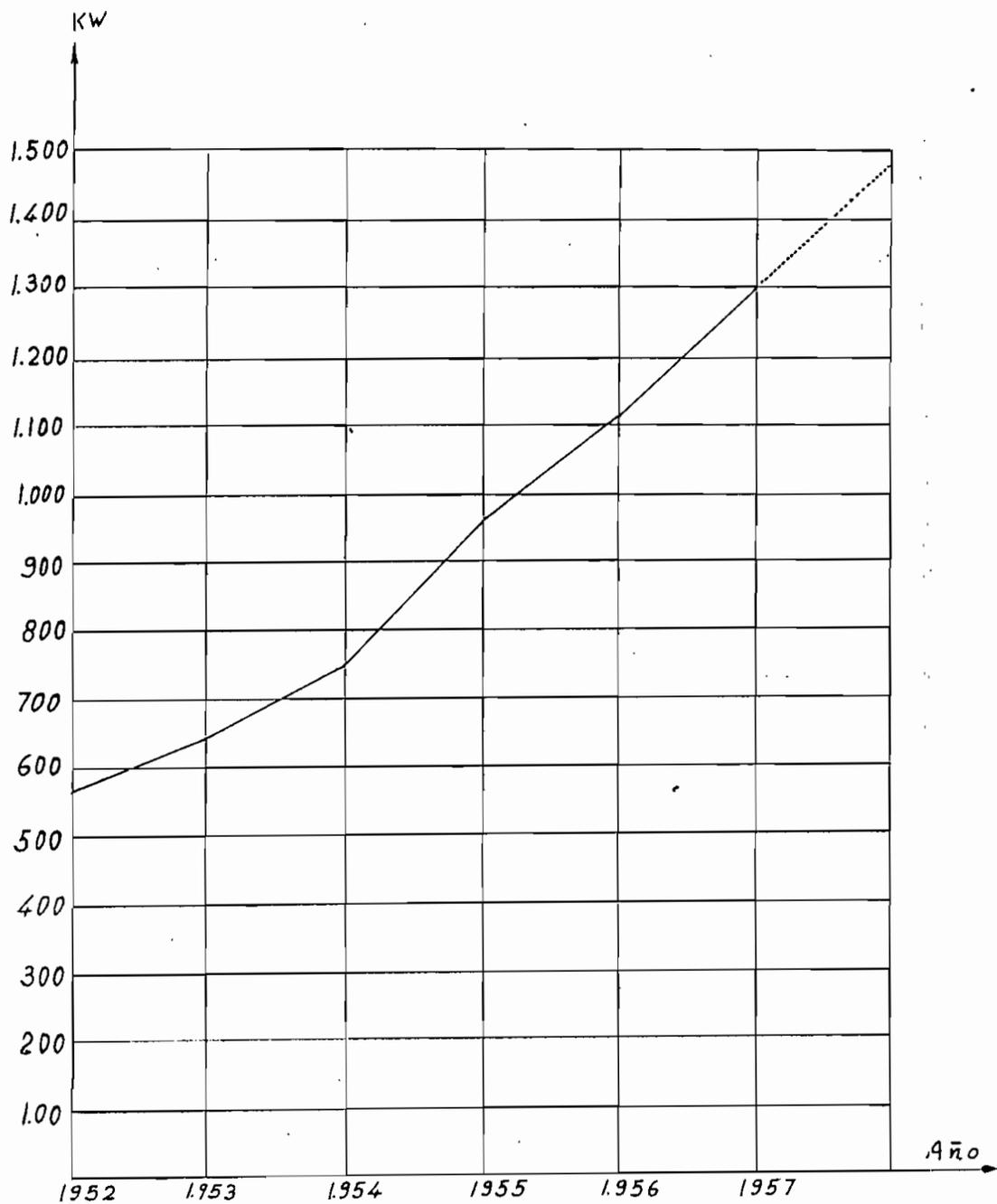
CURVA DE CARGA MENSUAL

FIGURA 2



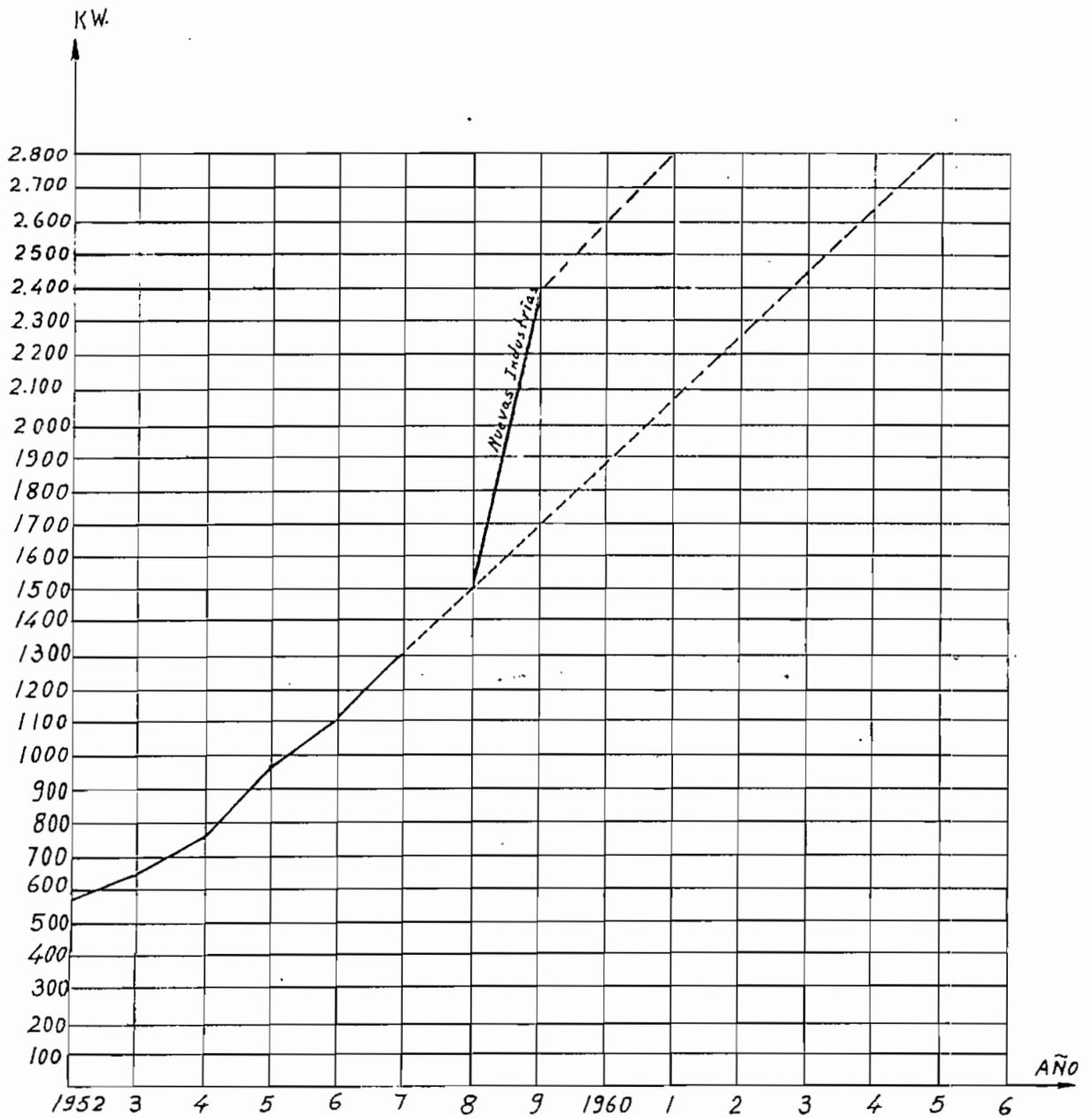
CURVA DE CARGA ANUAL

FIGURA 3



CURVA DE CRECIMIENTO DE LA CARGA

FIGURA 4



CRECIMIENTO DE LA CARGA EN LOS PROXIMOS
AÑOS

FIGURA 5

ESTUDIO DE LAS CURVAS DE CARGA . -

Por observación de las curvas de carga máximas dentro de una semana (fig. 1) se deduce que los días en los que se obtiene un valor peak más alto son el Miércoles y el jueves y un descenso apreciable el día Domingo. Dentro del mes, observando los valores correspondientes de la figura 2 , vemos valores peak cada vez mayores lo cual nos indica un progresivo crecimiento de la carga. Este crecimiento se lo puede interpretar como nuevos servicios que dan un consumo creciente y como más amplia utilización de la energía eléctrica por parte de la población. De aquí que, para el año de 1957 se tenga la curva de la figura 3 en la que se refleja el mencionado incremento.

Por ultimo, considerando los valores peak máximos registrados año tras año desde que entró en operación la Central, podemos concluir que la demanda de energía eléctrica en la ciudad de Latacunga se encuentra en un período de crecimiento rápido , característico de la etapa inicial.

Esto significa que hay que seguir explotando las posibilidades de incrementar la producción de energía eléctrica con la seguridad de que encontrará mercado.

En la curva correspondiente al crecimiento de la demanda en los próximos años (fig. 5) tomando como base la curva anterior de la figura 4, y considerando la carga instalada por nuevas industrias que entraran en funcionamiento desde el próximo año de 1.959, se deduce que para el año de 1.961 se llegará a un valor peak de 2.800 kW, osea el máximo actualmente instalado. Se debe pues proveer incremento de la potencia para que entre en funcionamiento a partir de dicho año.

FACTOR DE CARGA DIARIO . -

A base de los valores de la carga registrados en la Central en un día ordinario del mes de Junio de 1.958, y que lo he escogido como día tipo, por reflejar más fielmente la repartición de la carga en función del tiempo, se ha dibujado la curva de carga diaria (fig. 6) y a base de ésta he calculado el factor de carga, dividiendo el número de kWh. para el producto del valor máxi

mo (peak) por el número de horas en este período.

KWh en un día = 16.000

Valor máximo (peak) = 1.240 KW

Factor de carga = 53,8% \approx 54%

Si comparamos la curva de carga diaria de Latacunga con las de otras ciudades, se puede ver que coincide con aquellas curvas típicas en las que predomina el consumo doméstico y el alumbrado público.

FUNCIONAMIENTO ACTUAL A BASE DE RESERVORIO.-

Según la curva de carga diaria, teniendo un valor peak de 1.240 KW., como el factor de carga es 0,538 estos 1.240 KW. equivalen a 667,12 KW. funcionando a plena carga las 24 horas del día (fig 6).

Para producir 2.800 KW. se necesita un caudal de 1.210 lts/seg. Para producir tan sólo 667,12 KW. se necesitarán 288,29 lts/seg. permanentemente.

Según la misma curva de carga diaria se debe almacenar en un reservorio el volumen correspondiente a 2.000 KWh.

Con un caudal de 0,432 lts/seg. se produce un KW. Para obtener una energía de 1 KWh. se necesita un volumen de 0,432 lts/seg. por 3.600 seg. igual 1.550 lts. o sea 1,55 m³.

Y para producir 2.000 KWh. se necesitará de un volumen de 3.100 m³

Actualmente se dispone de un reservorio de 3.000m³, luego los 100m³ que no se puede almacenar, los debe suplir el canal con un caudal de 1,16 lts/seg.

Para que funcione la planta cubriendo la actual curva de carga se debe disponer de un caudal permanente de 290 lts/seg. Valor éste que está por debajo del caudal promedio de estiaje que es de 350 lts/seg.

CONDICION DE FUNCIONAMIENTO A PLENA CARGA.-

Para producir los 2.800 KW. que tienen instalados en la actualidad se necesita de un caudal de 1.210 lts/seg. (fig 7).

Con el mismo factor de carga de 0,538 los 2.800 KW. equivalen a 1.506,4 KW. funcionando a plena carga las 24 horas del día. Estos 1.506 KW. necesitan de un caudal permanente de 550,98 lts/seg.

Si para 1.240 KW. de valor peak se debía almacenar un volumen de 3.100m³, para un peak de 2.800 KW. se deben almacenar 7.000m³.

Como la posibilidad actual permite almacenar tan sólo 3.000 m³ - los 4.000 restantes los debe suplir el canal de aducción con un caudal

de 16,29 lts/seg. O sea que para cubrir una curva de carga similar a la existente y con un peak de 2.000 kw. se necesita que el canal conduzca un caudal de 697,28 lts/seg.

existe la posibilidad de ampliar el actual reservorio tan sólo a 1.000 m³ ya que para mayores volúmenes, por la topografía del terreno en que está ubicado, el costo sería exagerado.

A base de esta ampliación el canal debería suplir un caudal de 11,71 lts/seg.; obteniéndose un caudal permanente de 685,70 lts/seg.

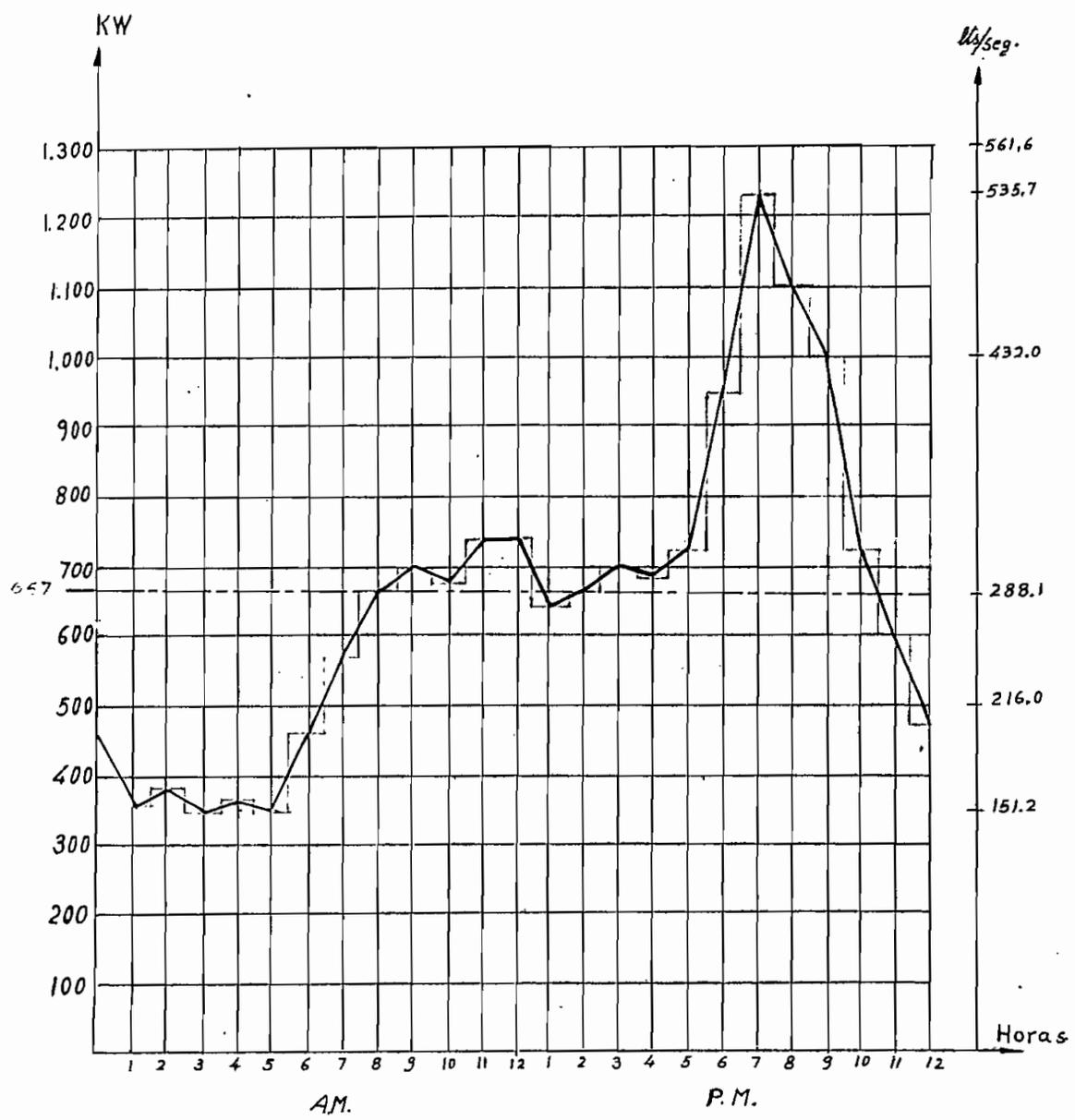
Como el caudal promedio de estiaje del río Illuchi es de 350 litros por segundo, éste habría que incrementar en 336 lts/seg. en el mismo período.

CONDICION DE FUNCIONAMIENTO CON EL INCREMENTO DE 1.000 KW.-

Se ha dejado la posibilidad de ampliar la potencia actual instalada de 2.000 kw., con un grupo igual al número 3 existente de 1.000 kilowatios a base de una ampliación del tanque de presión y montaje de otra tubería igual a la que alimenta el grupo 3. Así se obtendría una potencia total instalada de 4.200 kw. con un caudal de 1.010 lts/seg. (fig 8). Considerando el factor de carga de 0,938, los 4.200 kw. equivaldrían a 2.259,60 kw. con un caudal permanente de 976 lts/seg.

En tales condiciones se debería almacenar un volumen de agua de 10.500 m³.

Con la ampliación de 1.000 m³ del actual reservorio, el caudal que deberá suplir el canal permanentemente es de 75,23 lts/seg. o sea que el canal debe conducir permanentemente 1.051,23 lts/seg. Como el caudal promedio de estiaje es de 350 lts/seg. este debe ser incrementado en 701 lts/seg. en el mismo período de estiaje correspondiente a los meses de Enero y Febrero.



CURVA DE CARGA DIARIA

FIGURA 6

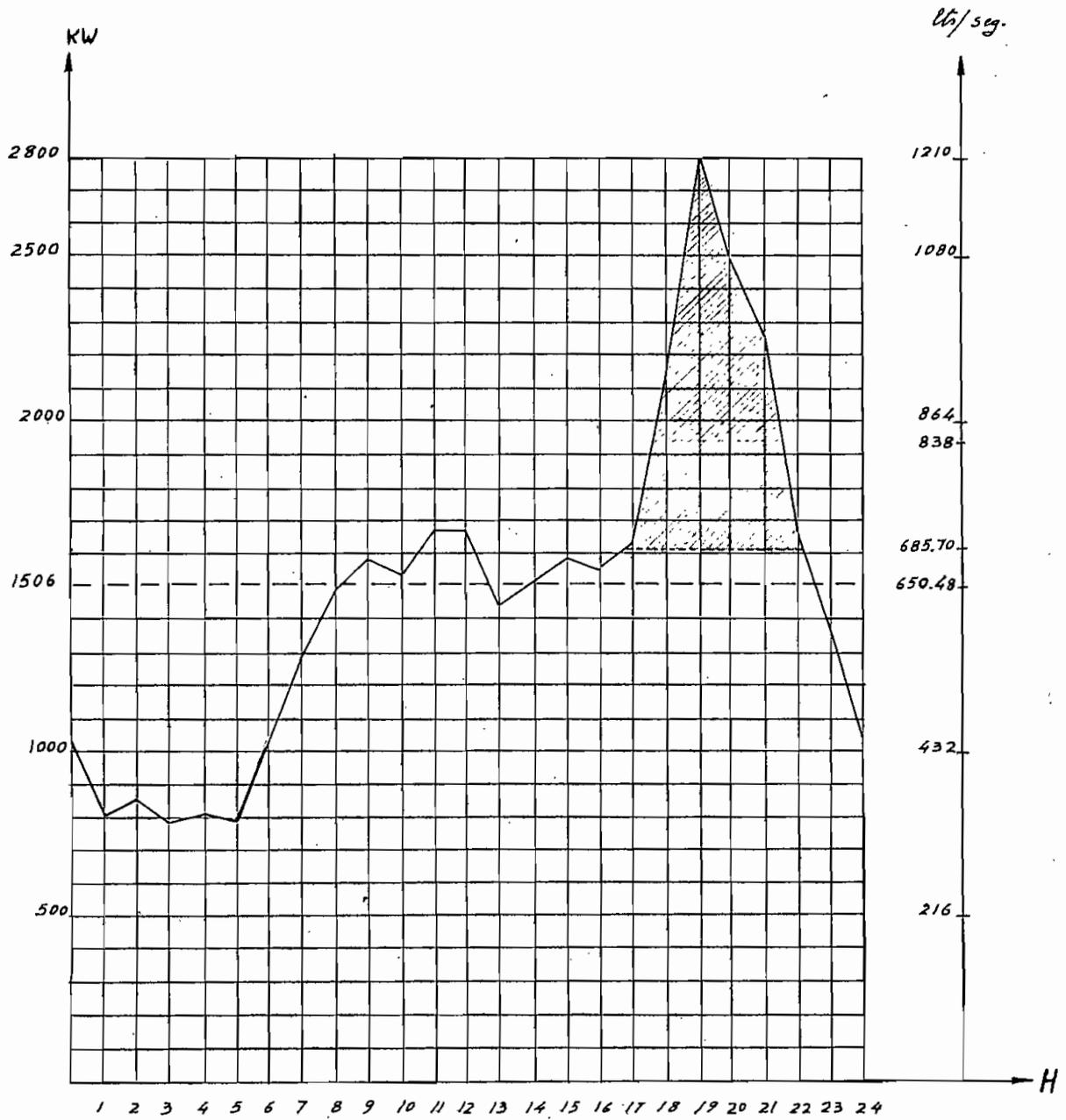


FIGURA 7

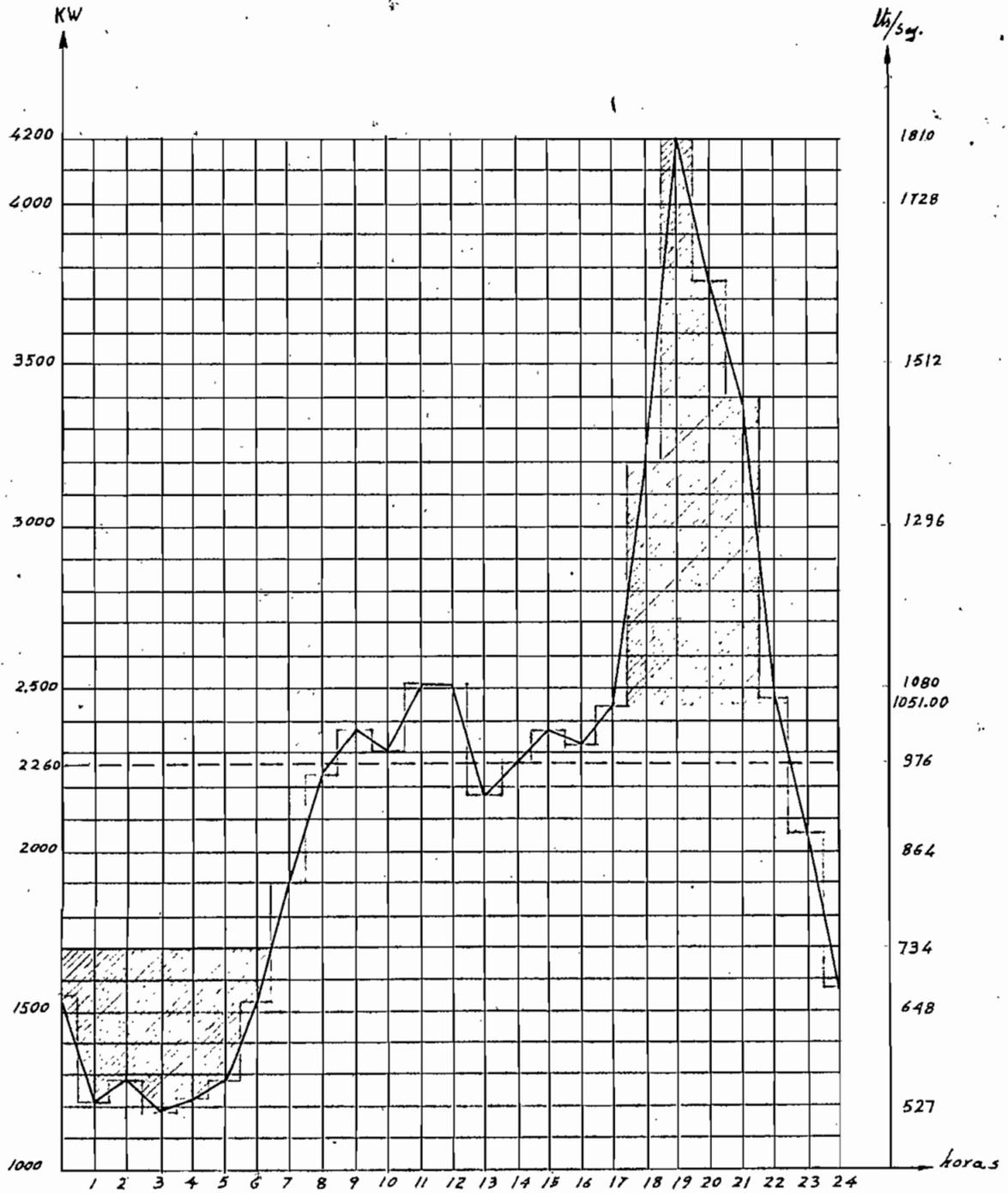


FIGURA 8

C A P I T U L O I I

CANAL - TANQUE DE PRESION . S E G U N D A E T A P A

CANAL DE ADUCCION.-

El canal de descarga de la Central de Latacunga se convertirá en canal de aducción de esta segunda etapa que proyecto.

Como ha sido construido con miras tan sólo de utilización inmediata, éste no posee los requerimientos hidráulicos ni mecánicos para constituirse en canal de aducción de una segunda etapa, tales como estabilidad, pendiente y sección apropiadas.

Dada la ubicación del canal y considerando que sería antieconómico el cambiar su primitivo trazado, conviene servirnos de éste mismo como canal de aducción con las mejoras y rectificaciones que al final de este capítulo se aconseja.

Sus características son las siguientes:

Tiene una longitud de 1.200 m y una pendiente del fondo del tres por mil. No tiene ningún revestimiento por la calidad rocosa del terreno. Al lado derecho del canal tiene una plataforma de aproximadamente 2 m de ancho para circulación y al lado izquierdo únicamente el talud natural del terreno (fig 9). La velocidad del agua es de aproximadamente un metro por segundo y se la puede calcular de la siguiente manera, - por medio de la fórmula de Manning :

$$V = \frac{R^{2/3} \cdot I^{1/2}}{n}$$

V = Velocidad del agua

R = Radio hidráulico

I = Pendiente (0,003)

n = Coeficiente (0,035)

Radio hidráulico =

$$\frac{\text{sección}}{\text{perímetro mojado}}$$

$$\text{Sección} = (b + 0,25 h) h = 1,75 \text{ m}^2$$

$$\text{Perímetro mojado} = 2 \text{ sen} \alpha + b = 3,56 \text{ m}$$

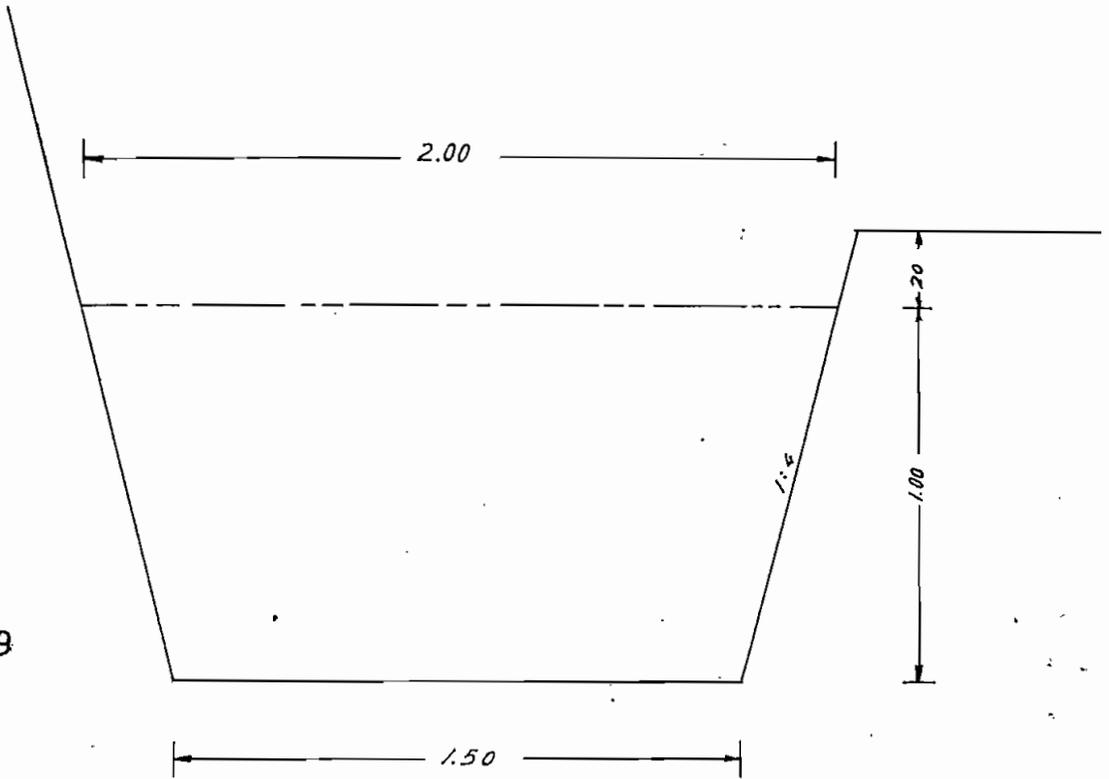
$$R = 0,49$$

$$\text{Reemplazando valores: } V = \frac{0,49^{2/3} \cdot 0,003^{1/2}}{0,035}$$

$$V = 0,97 \text{ m/seg.}$$

CALCULO DE LA SECCION MAS EFICIENTE.-

FIGURA 9



Sección del Canal de Aducción

Escala 1 : 20

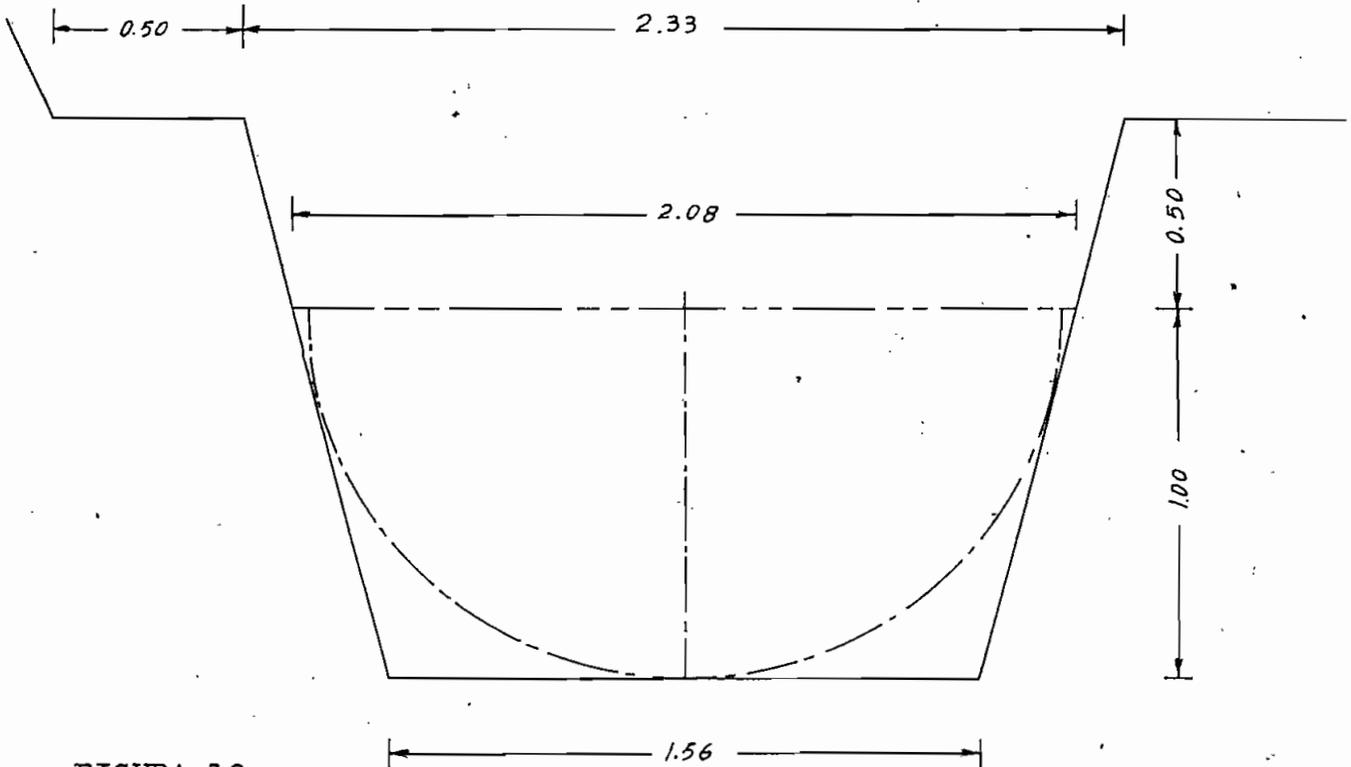


FIGURA 10

CALCULO DE LA SECCION MAS EFICIENTE.-

Según el texto "Hydraulics" de Horace W. King el proceso para hallar la sección más eficiente es el siguiente:

$$\text{Ancho de la base } b = 2h (\sqrt{1 + t^2} - t)$$

$$h = \text{calado}$$

$$t = \text{talud } (0,25)$$

Según esto:

$$h = 1 \text{ m}$$

$$t = 0,25$$

$$b = 2 \cdot 1 (\sqrt{1 + 0,25^2} - 0,25)$$

$$b = 1,56 \text{ m}$$

Si esta base la tomamos como tangente a una circunferencia que tiene por radio h , construiremos las paredes laterales del canal tangentes también a esta circunferencia, resultando una sección igual a la dibujada en la figura 10.

Para este canal se tiene una sección de

$$S = (1,56 + 0,25 \cdot 1) \cdot 1 = 1,81 \text{ m}^2$$

Una velocidad del agua de :

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{1,81}{1,81} = 1 \text{ m/seg.}$$

El canal atravieza por una zona de ladera que podría ser erosionada por las aguas lluvias con el correspondiente arrastre de material sólido hacia el canal. Para impedir que este material sólido ingrese al canal se debe construir una plataforma sobre el lado izquierdo. Esta plataforma sería de 0,50 m. de ancho a todo lo largo de la coronación izquierda y cortes del terreno con talud $\frac{1}{2}$ para impedir que éste se derrumbe e interrumpa la circulación del agua.

Como el canal existente no es de sección regular en toda su extensión, ésta debe ser normalizada para que se adapte en lo posible a las condiciones calculadas. Las aguas lluvias deben ser recojidas en cunetas de coronación y evacuadas por medio de pasos de agua superiores al canal.

DESARENADOR . -

En el presente proyecto no se prevee un desarenador como órgano independiente, en primer lugar por la desfavorable topografía del terreno por donde atravieza el canal, y luego porque el agua es limpia por haber sido desarenada para su utilización en la actual Central .

Además, como la pendiente del fondo del canal es del tres por mil , si se prevee una compuerta de limpia en el tanque de presión, al abrir ésta se producirá una velocidad tal que arrastrará gran parte del material sedimentado a lo largo del canal.

C A P I T U L O III

TANQUE DE PRESION . -

Es el órgano de enlace del final del canal de aducción con la tubería de presión. En el tanque de presión se deben tener los siguientes elementos: 1) Un aliviadero de superficie para que por él reboce el agua sobrante y dé salida a las cuerpos flotantes. 2) Una compuerta de limpia. 3) Una rejilla fina para impedir el ingreso de cuerpos sólidos en la tubería de presión. Por último el fondo del tanque de presión debe tener una forma apropiada para que facilite el arrastre de material sólido sedimentado hacia el canal de descarga. (fig. 11).

TANQUE DE CABEZA.-

Es el órgano inmediatamente anterior a la tubería de presión y debe tener una profundidad tal que impida la formación de conos de succión y por lo tanto entrada de aire en la tubería. Esta altura se la calcula a base de la velocidad v . del agua :

$$h = 10 h' \quad ; \quad h' = \frac{v^2}{2g} = \frac{2,84^2}{2 \cdot 9,81} = 0,41$$

$$h = 10 \cdot 0,41 = 4,1 \text{ m.}$$

Para impedir la contracción brusca de la vena líquida a la entrada de la tubería, teniendo como límite una velocidad de ingreso de 1,5 m/seg. que es la aconsejable, hay que preveer una forma abocinada de la entrada, calculando el diámetro de la manera siguiente:

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{1,81}{1,5} = 1,208 \text{ m}^2$$

Equivalente a un diámetro de 1.257 m , que para la construcción se tomará un valor de 1,25 m .

ALIVIADERO EN EL TANQUE DE PRESION.-

Nos imponemos una altura de lámina de 20 centímetros y calculamos

la longitud según la fórmula siguiente :

$$Q = \frac{2}{3} \mu L b \sqrt{2gH} \quad ; \quad \text{en la cual } \mu = 0,63 \quad ; \quad \frac{2}{3} \mu = 0,42$$

$$L = \frac{1,81}{0,42 \cdot 0,2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,2}} = 10,9 \text{ m. } \approx 11,0 \text{ m.}$$

CALCULO DE LA REJILLA FINA.-

La separación de las platinas de la rejilla impide el paso de los cuerpos sólidos que ingresando a la tubería producirían la obstrucción del inyector de la turbina. Esta separación debe ser menor por lo menos en tres veces al diámetro del inyector que lo calculamos a continuación.

La regulación de la admisión del agua se efectúa por una aguja central que ajusta más o menos en una boquilla cónica. Por la forma de la aguja la velocidad de salida del agua está afectada por un coeficiente de contracción que vale 0,95 . Según esto :

$$S = \frac{Q}{0,95 \cdot \sqrt{2gH}} = \frac{0,6033}{0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2,77}} = 0,008616 \text{ m}^2$$

$$S = 86,16 \text{ cm}^2$$

De donde el diámetro del chorro vale : 10,47 cm.

El diámetro de la boquilla es algo mayor que el diámetro del chorro en la siguiente relación :

$$d_b = \frac{d_c k}{0,9} = \frac{10,47}{0,9} = 11 \text{ cm.}$$

El tamaño de los cuerpos que pueden pasar por la boquilla sin obstruirla debe ser menor que el radio, osea 5,5 cm.. Por seguridad tomamos una separación entre platinas de 3 cm.

Para que las basuras no se adhieran fuertemente contra la rejilla nos imponemos una velocidad del agua a través de la rejilla de 0,7 m/seg. que es la que aconsejan los textos para facilitar la limpieza. Por último se deberá tener una inclinación de 3 y por lo tanto una longitud mojada de 1.20 m.

Según esto calculamos la rejilla:

$$\text{Sección} = \frac{Q}{\mu \cdot v} \quad ; \quad \begin{array}{l} \mu = \text{coeficiente de contracción} \\ \mu = 0,6 \end{array}$$

$$S = \frac{1,81}{0,6 \cdot 0,7} = 4,30 \text{ m}^2$$

$$\text{Número de platinas} : n = \frac{S}{l \cdot b} \quad ; \quad \begin{array}{l} l = \text{longitud mojada} \\ l = 1,2 \text{ m.} \\ b = \text{separación entre} \\ \text{platinas} = 0,03. \end{array}$$

$$n = \frac{4,30}{1,2 \cdot 0,03} = 117 \text{ platinas}$$

Ancho de la rejilla B :

$$B = n (l + e) \quad ; \quad \begin{array}{l} e = \text{espesor de las platinas} \\ e = 0,005 \text{ m.} \end{array}$$

$$B = 117 (0,03 + 0,005) = 4,10 \text{ m.}$$

MURO DE CABEZA DEL TANQUE DE PRESION.-

El muro frontal del tanque de presión va a soportar una presión debida a la altura de agua de 5 m. Cualquier falla en el cálculo o construcción de este muro pondría en peligro de destrucción las instalaciones inferiores al tanque de presión. El empuje total del agua $E = \frac{h^2}{2} = \frac{5^2}{2} = 12,5 \text{ ton.}$ y actúa horizontalmente sobre el muro a dos tercios de profundidad.

Teniendo en cuenta que el primer tramo de la tubería va soterrado y por lo tanto también el muro frontal, hay que considerar que el empuje del agua de 12,5 ton. es contrarrestado por el peso del muro y en especial por la resistencia pasiva del suelo (cangahua dura) el cual en tal lugar presenta condiciones favorables (fig 12).

Un espesor del muro de 1,5 m. y una base de 2,5m presentaría resistencia suficiente y la estabilidad que sea requiere.

Comprobamos la faja de muro en la que por estar descubierta, el empuje del agua debe ser contrarrestado por el peso de la fábrica:

$$E = \frac{h^2}{2} = \frac{2^2}{2} = 2 \text{ ton.}$$

$$P = \frac{0,5 + 1,5}{2} \cdot 2,54 \cdot 2,2 = 5,6 \text{ ton.}$$

La resultante de estas dos fuerzas pasa por el *tercio*, medio de la base y por lo tanto no se producirán esfuerzos de tracción en el muro que perjudicaría su estabilidad.

Para un dique que resiste los esfuerzos de la presión del agua por gravedad la componente de la suma de los momentos tiene que valer cero, esto es :

$$P \frac{b}{3} - E \frac{h}{3} = 0 \quad (1)$$

Siendo el empuje:

$$E = \frac{h^2}{2}$$

Y el peso de la fábrica :

$$P = \frac{1}{2} b h \gamma.$$

Reemplazando estos valores en (1) resulta:

$$b = \frac{h}{\sqrt{\gamma}} = \frac{5}{\sqrt{2,2}} = 3,5 \text{ m.}$$

Considerando la resistencia pasiva del suelo para la parte del muro que se halla enterrado se produce un esfuerzo que favorece la estabilidad del muro y que vale :

$$P' = w t \frac{1 + \operatorname{sen} \varphi}{1 - \operatorname{sen} \varphi}$$

$$P' = 1,6 \cdot 4 \frac{1 + 0,57}{1 - 0,57}$$

$$P' = 23,4 \text{ ton}$$

w = peso específico del terreno

t = altura enterrada.

φ = ángulo de reposo.

Peso de la mampostería = 18,7 ton.

$P_{\text{total}} = 23,4 + 18,7 = 42,1 \text{ ton.}$

Componiendo estas fuerzas la resultante pasa por el tercio medio de la base. (*fig. 12*).

MUROS LATERALES DEL TANQUE DE PRESION.-

Soportan una carga de 2 m. de agua, pero haciendo consideraciones análogas a las del muro frontal habría que prever tan sólo un revestimiento del terreno de 50 cm. de espesor con molón de piedra - unidos con mortero de cemento.

LOSA DE HORMIGON ARMADO SOBRE EL TANQUE DE CABEZA.-

Desde esta losa se limpiará la rejilla y tiene por objeto especial el impedir la caída de cuerpos extraños que ingresarían en la - tubería de presión.

La losa ha sido dimensionada en la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \text{Peso propio de la losa de 20 cm. de espesor} &= 480 \text{ K/m} \\ \text{Sobrecarga} &= 320 \text{ K/m} \\ \hline P &= 800 \text{ K/m} \end{aligned}$$

$$M = \frac{P l^2}{8} = \frac{800 \cdot (4.10 \cdot 1.05)^2}{8} = 1.853 \text{ Kg m.}$$

$$h = r \sqrt{M} \quad ; \quad h - \text{recubrimiento} = 20 - 2 = 18 \text{ cm.}$$

$$18 = r \sqrt{1853} \quad ; \quad r = 0.419 \quad ; \quad \sigma_a = 1200 \text{ Kg/cm}^2$$

$$t = 0.223$$

$$\sigma_h = 39 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Sección de hierro } S_a = t \sqrt{M} = 0.223 \sqrt{1853} = 9.57 \text{ cm}^2$$

que se cubre con varillas de 3/8" cada 7,5 cm.; o sea 14 varillas por metro que dan una sección de 9,95 cm².

La disposición y doblado de los hierros puede verse en la fig. 13

COMPUERTA DE LIMPIA EN EL TANQUE DE PRESION.-

Se ha dimensionado una compuerta de cierre total o de ventana, compuesta por tablonces sólidamente unidos entre sí, operada por un mecanismo de piñón y cremallera con suficiente desmultiplicación para que sea fácilmente operada por un hombre. (fig. 14).

El espesor de los tablonces he dimensionado a base de la máxima presión del agua :

$$D = 3B\sqrt{H}$$

D = espesor del tablón en mm.

B = longitud del tablón

H = altura de agua

$$D = 35,1\sqrt{3} = 60,5 \text{ mm.} \approx 6,5 \text{ cm.}$$

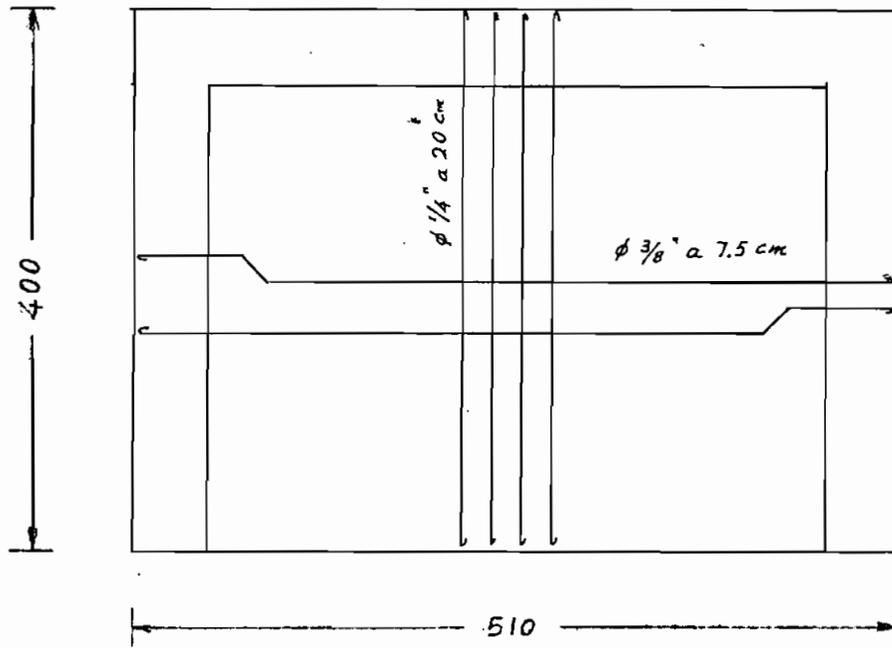
El espesor podemos comprobarlo por la fórmula :

$$D = 27,4 B \sqrt{\frac{H}{\sigma}}$$

en la cual $\sigma = 60 \text{ K/cm}^2$

$$D = 27,4 \cdot 1 \sqrt{\frac{3}{60}} = 6,14 \text{ cm} \approx 6,5 \text{ cm}$$

$$D = 6,5 \text{ cm}$$



LOSA SOBRE EL TANQUE DE PRESION
1:50.

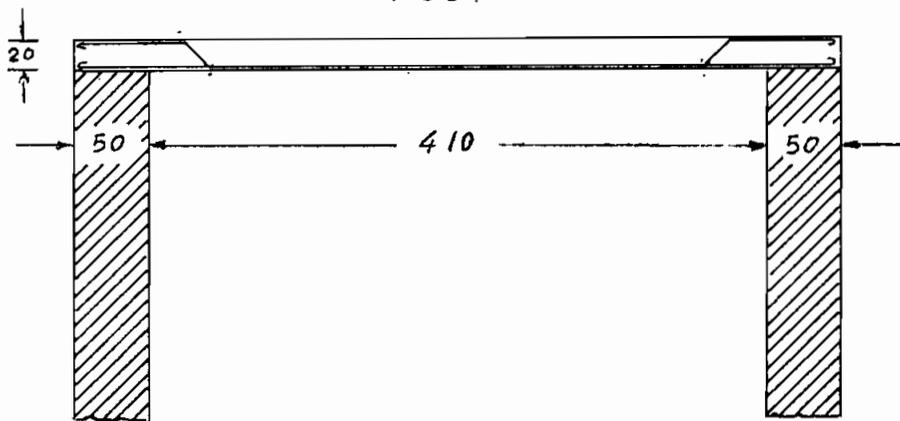
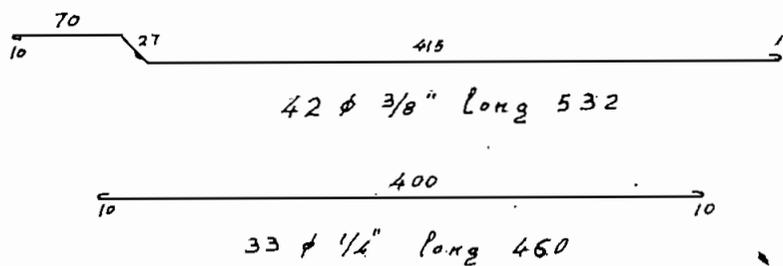
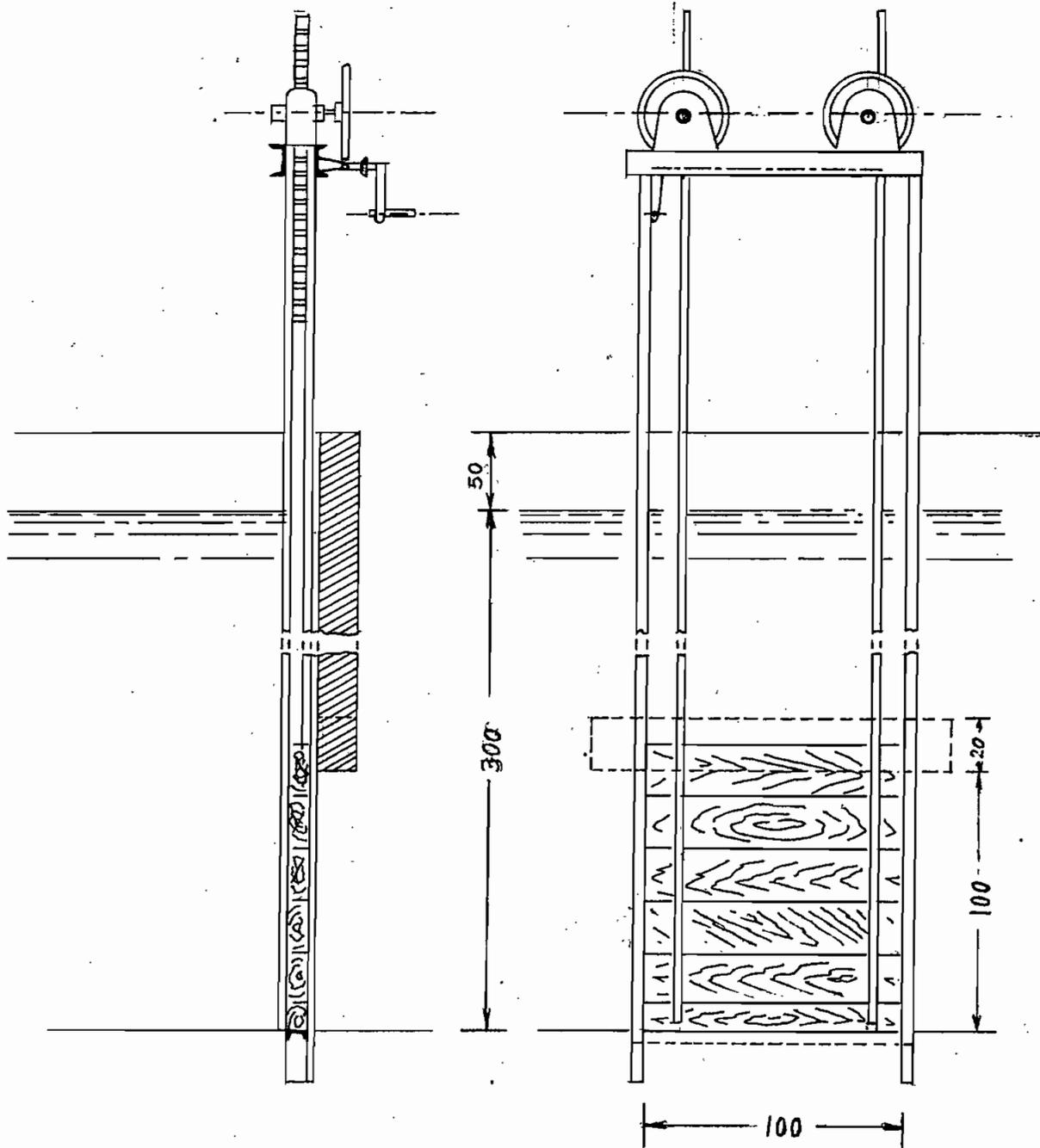


FIGURA 13





COMPUERTA DE CIERRE TOTAL

PARA EL TANQUE DE PRESION

ESCALA 1: 25

FIGURA 14

Para diversos diámetros se han obtenido los valores del cuadro siguiente:

Diámetro inferior	Sección	Velocidad del agua	Pérdida de carga	Porcentaje je. %
1,00 m	0,785 m ²	2,3 m/s.	4,31 m	1,51
0,95	0,708	2,56	5,61	1,97
0,90	0,636	2,84	7,33	2,57
0,85	0,568	3,18	9,75	3,42

Si tomamos como límite una pérdida máxima del 3% y teniendo en cuenta que las pérdidas anteriormente calculadas son pequeñas en comparación con h_a , podemos asumir para el presente proyecto el diámetro de 0,90 m.

que da una pérdida por rozamiento de 2,57% con una velocidad de agua en la tubería de 2,84 m/seg. Sumada la pérdida

h_a a las artes calculadas obtenemos una pérdida total de 2,8% que equivale a 8 m. de altura. Según esto la altura neta sería: $H_n = 285 - 8 = 277$ m.

Espesor de la chapa: Calculo con la fórmula siguiente:

$$e = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma \cdot f} \quad \text{en la cual } P = \text{presión en } \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$D =$ diámetro

$\sigma = 1800$ (para el acero St 34,28)

$f =$ coeficiente de seguridad. = 0,8

Los valores resultantes debemos aumentarlos 1 mm. como seguridad contra la corrosión del material.

Se previene cambio de espesor cada 50 m. de altura aproximadamente. El espesor mínimo por razones de resistencia mecánica será de 6 mm. Según esto se ha calculado los valores del cuadro siguiente:

Longitud	Altura estática	Altura dinámica	He + Hd.	Presión	Espesor	Espesor definitivo
236 m.	48,6 m	4,86 m	53,46	5,35	4,0 mm	6 mm.
104	106,92	10,69	117,61	11,76	7,61	8,0
82	165,24	16,52	181,76	18,18	11,22	11,5
83	223,56	23,36	246,92	24,59	14,83	15,0
61	277,00	27,70	304,70	30,47	18,14	18,5

Peso de la tubería de presión: Para el cálculo he aplicado la fórmula siguiente:

$$P = \pi \cdot (D + e) \cdot e \cdot L \cdot \gamma \quad ; \quad \gamma = \text{peso específico} = 7,8$$

Así se ha obtenido los valores del cuadro siguiente:

Longitud	Espesor	d + e	Peso
236 m	0,006 m	0,906	31,42 ton
104	0,008	0,908	18,15
82	0,0115	0,9115	21,05
83	0,015	0,915	27,90
161	0,0185	0,9185	70,00
Peso total			168,87 ton.

Cálculo para tres tuberías de presión: Para el caso que se montó cada tubería con su corres-

pondiente tubería obtenemos los valores siguientes:

Pérdidas por rozamiento :

Número de tuber.	Caudal m ³ /seg.	Diámet. m.	Sección m ²	Velocidad m/seg.	h _f .	Porcentaje de pérdida
3	0.603	0.65	0.332	1.82	4.10 m	1.44
3	0.603	0.60	0.283	2.13	6.16	2.16
3	0.603	0.55	0.238	2.53	9.47	3.32

Espesor de la chapa : Para la tubería de 0.60 m de diámetro

Longitud m.	Diámetro m.	Espesor m.m	Espesor definitivo	Peso ton.
236	0.60	3.04	6 mm	
104	0.60	5.40	6.0	30.27
82	0.60	7.80	8.0	9.77
83	0.60	10.20	10.5	13.03
161	0.60	12.40	12.5	30.19
Peso de cada tubería				83.26 ton.

Peso total para las tres tuberías = 249.78 ton.

Diferencia de peso en comparación con una tubería de $D = 0.90$ m : 80.91 t.
 que a un precio de \$ 6.400 la tonelada da una diferencia de costo de \$ 517.824.00

De aquí concluimos que lo más económico es montar una sola tubería de 0.90 m de diámetro y espesores escalonados de 6 a 12.5 mm. con la que se obtiene una pérdida de carga de 8 m.

C P I T U L O V

PROTECCIONES DE LA TUBERIA - APOYOS - ANCLAJES .-

PROTECCIONES PARA LA TUBERIA . -

Con el objeto de evitar la corrosión de la tubería se la debe aislar del contacto directo con el agua por medio de pinturas anticorrosivas tanto interior como exteriormente, aconsejándose espesores de 1,6 a 3,2 mm. de pintura. Sobre la anticorrosiva irá la pintura de aluminio que protege a la tubería de los grandes aumentos de temperatura. Para el tramo de tubería que va soterrado se la protege con una envoltura de cinta asfáltica que impide el contacto con la humedad.

CAMBIOS DE TEMPERATURA.-

A fin de evitar grandes esfuerzos en los bloques de anclaje por los cambios de temperatura, se dispondrán juntas de dilatación para presiones normales, ubicadas a continuación de cada bloque de anclaje, con excepción del primer tramo en el que se prevee la tubería soterrada.

Para el juego que debe permitir la junta de dilatación, considerando el tramo más largo y un cambio de temperatura de 50 grados centígrados, obtenemos un valor de 10 cm. :

$$l = 1,54 \cdot 50 \cdot 0,00012 = 0,095 \approx 10 \text{ cm.}$$

Si se monta la tubería en tiempo frío hay que tener cuidado de que la junta se halle en su posición extrema, para permitir luego la dilatación indicada.

MUROS DE APOYO .-

Bajo cada tramo parcial de tubería, esto es cada 6 m. se debe apoyar la tubería en un muro de hormigón. Debido a los cambios de temperatura se producen rozamientos entre el tubo de acero y los muretes y el esfuerzo resultante puede disminuirse al disminuir el coeficiente de rozamiento. Por esta razón en cada murete se empotrará un perfil apropiado de hierro, sobre el que resbalará la tubería al variar de longitud. Para el cálculo se considera las siguientes fuerzas :

- 1) Componente normal del peso del tubo lleno de agua.
- 2) Componente tangencial que puede actuar en los dos sentidos.
- 3) Peso propio del muro de apoyo.

La resultante de componer estas fuerzas debe caer dentro del tercio medio de la base.

Cálculo para el primer tramo :

Longitud del tubo = 6 m.

Diámetro = 0,90 m.

Espesor = 0,008 mm.

Coefficiente de rozamiento = 0,2

Peso del agua = $\frac{\pi D^2}{4} \cdot L = \frac{3,14 \cdot 0,9^2}{4} \cdot 6 = 3,8 \text{ ton.}$

Peso del tubo = $0,9 \cdot 3,14 \cdot 0,008 \cdot 6 \cdot 7,8 = 1,06 \text{ ton.}$

Peso del tubo lleno = $3,8 + 1,06 = 4,86 \text{ ton.}$

Fuerza horizontal H = $0,2 \cdot 4,86 = 0,97 \text{ ton.}$

Dimensiones de los apoyos :

Cada apoyo tendrá 1 m. de alto por 0,8 m. de ancho y 0,8 m. de largo. De la altura de 1 m. , los cincuenta centímetros irán enterrados , los cincuenta restantes sobre el terreno.

Peso del apoyo = 1,54 ton.

Fuerza vertical total V = $4,86 + 1,54 = 6,4 \text{ ton}$

Comprobación al deslizamiento :

Coefficiente de seguridad = $\frac{6,4 \cdot 0,47}{0,97} = 3,1 > 1,5$

luego el muro está seguro.

Comprobación al volcamiento :

Por cálculo de momentos se tiene :

$$(1 \cdot 0,97) - (6,4 \cdot 0,4) = - 6,4 X$$

$$X = \frac{2,56 - 0,97}{6,4} = 0,25 \text{ m.}$$

Considerando 1 m. de base, la resultante cae dentro del tercio medio de la base, luego está seguro.

Para los otros tramos se ha seguido un procedimiento semejante de cálculo y se ha obtenido los siguientes valores :

Segundo tramo :

Longitud = 6 m.

Diámetro = 0,9 m.

Espesor = 0,0115

Fuerza horizontal = 1,05 ton.

Fuerza vertical = 6,79 ton.

Coefficiente de seguridad = 3,04

X = 0,25 m.

Tercer tramo :

Longitud = 6 m.

Diámetro = 0,09 m.

Espesor = 0,015 mm.

Coefficiente de seguridad = 3,0

X = 0,24 m.

Cuarto tramo :

Longitud = 0,9 m.

Diámetro = 0,9 m.

Espesor = 0,0185 m.

Coefficiente de seguridad = 2,9

X = 0,28 m.

ANCLAJES.-

Se prevee anclajes en todos los cambios de dirección de la tubería y deben ser calculados de acuerdo a los principales esfuerzos que en ellos se producen. Las fuerzas que actúan en los bloques de anclaje son muy numerosos. Algunos autores señalan hasta 32, sin embargo por ser muy pequeños muchos de ellos no se los considera para el cálculo. Según los fabricantes de las tuberías Mannesmann en su manual señalan 4 esfuerzos como los que tienen mayor influencia y a base de éstos he calculado los bloques. Son los siguientes :

P_1 = presión del agua en el que se considera tanto la presión estática como la sobrepresión dinámica.

$$P_1 = S_{\text{sección}} \cdot (H_e + H_d)$$

P_2 = presión en la junta de dilatación, llamado también esfuerzo de caja.

$$P_2 = \pi \cdot D \cdot e \cdot (H_e + H_d)$$

P_3 = Componente del peso de la tubería.

$$P_3 = G_r \cdot \text{sen } \alpha$$

Siendo G_r el peso de la tubería.

P_4 = fricción en los bloques de apoyo en el que hay que considerar el peso de la tubería llena de agua (G), y el coeficiente de rozamiento μ .

$$P_4 = \mu \cdot G \cdot \text{cos } \alpha$$

A la suma de los esfuerzos considerados que actúan de arriba hacia abajo la llamamos $P_0 = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$.

A la suma de los esfuerzos que actúan en sentido contrario la llamamos $P_u = P_5 + P_6$; siendo P_5 la presión del agua y P_6 el esfuerzo de caja o de presión en la junta de dilatación.

CÁLCULO DE LOS BLOQUES DE ANCLAJE .-

Se ha elaborado un cuadro (el de la página siguiente) en el que se encuentran los elementos necesarios para el cálculo de los esfuerzos que actúan sobre cada uno de los bloques de anclaje. El ángulo α es el que forma cada tramo de tubería con la horizontal. El 90 % de la altura estática es el valor correspondiente a la altura dinámica.

Cálculo de los esfuerzos para el primer anclaje :

$$P_1 = S (H_e + H_d)$$

$$P_1 = 0,636 (32,8) = 20,4 \text{ ton}$$

$$P_2 = (D + e) e (H_e + H_d)$$

este esfuerzo no existe para el primer tramo ya que la tubería va enterrada.

$$P_3 = G_T \text{ sen } \alpha = 25,29 \cdot 0,127 = 3,21 \text{ ton.}$$

$$P_4 = 0,6 \text{ cos } \alpha$$

como la tubería va enterrada en el primer tramo tampoco se considera este esfuerzo.

$$P_0 = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 23,61 \text{ ton.}$$

$$P_5 = P_1 = 20,4 \text{ ton.}$$

$$P_6 = 0,95 \text{ ton.}$$

$$P_u = P_5 + P_6 = 21,35 \text{ ton.}$$

Cuadro de elementos para el cálculo de los Bloques de anclaje

Tramo Nº	TUBERIA DE PRESION					Peso del Tubo lleno	α	Sen α	Cos α	He	10% He	He+Hd
	Longit.	diámet.	Seccio.	Espes	Peso							
	m	m	m ²	m	ton.	ton				m	m	m
1	190m	0.90	0.636	0.006	25.29	146.13	7°20'	0.127	0.991	29.16	2.92	32.08
2	46	0.90	0.636	0.008	6.13	35.39	27°0'	0.453	0.891	48.60	4.86	53.46
3	104	0.90	0.636	0.0115	18.50	84.64	35°10'	0.575	0.817	106.92	10.69	117.61
4	220	0.90	0.636	0.015	71.84	221.76	47°30'	0.737	0.665	262.4	26.24	288.68
5	106	0.90	0.636	0.0185	47.11	114.53	08°0'	0.139	0.990	277.0	27.70	304.7

Siguiendo este procedimiento se ha calculado los esfuerzos actuantes en cada uno de los bloques y que se hallan resumidos en el cuadro siguiente :

Bloque Nº	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₀	P ₅	P ₆	P _{ac}
1	20.40	—	3.21	—	23.61	20.40	0.55	20.95
2	34.00	0.55	2.78	9.45	46.98	34.00	0.91	34.91
3	74.80	1.22	10.64	20.70	107.36	74.80	2.68	77.48
4	183.60	3.87	52.95	42.80	283.22	183.60	15.40	199.00
5	193.79	15.40	6.55	34.00	249.74	—	—	—

DISEÑO DE LOS BLOQUES DE ANCLAJE.-

Para el diseño de los bloques de anclaje hay que considerar las fuerzas horizontales que producen los esfuerzos de volcamiento y deslizamiento y la fuerza vertical que ayuda a la estabilización del bloque, esto es el peso de la fábrica.

Siendo H la fuerza horizontal y V la vertical, a base de los ángulos con que actúan estas fuerzas calculamos su magnitud para el primer bloque :

$$\begin{aligned} \alpha = 7^\circ 20' & ; \quad \text{sen } \alpha = 0.127 & ; & \quad V_0 = 23,61 \cdot 0,127 = 3 \text{ t.} \\ & \quad \text{cos } \alpha = 0.991 & & \quad H_0 = 23,61 \cdot 0,991 = 23,4 \\ \beta = 27^\circ 0' & \quad \text{sen } \beta = 0.453 & & \quad V_v = 20,95 \cdot 0,453 = 9,49 \\ & \quad \text{cos } \beta = 0.891 & & \quad H_v = 20,95 \cdot 0,891 = 18,66 \end{aligned}$$

$$H = H_0 - H_v = 4.44 \text{ ton.}$$

$$V = V_0 - V_v = -6.49 \text{ ton.}$$

Para contrarrestar las fuerzas que tienden a deslizar el bloque (H) con un coeficiente de seguridad de 1,5 necesitamos un peso Q. del bloque, que vale :

$$Q = \frac{1.5 H}{0.47} ; \quad 0.47 = \text{Coeficiente de deslizamiento para arcilla}$$

$$Q = \frac{1.5 \cdot 4.74}{0.47} = 15.12 \text{ ton.}$$

A este valor habría que sumar la resultante de la fuerza vertical V. $Q = 15,12 + 6,49 = 21,61$ ton.

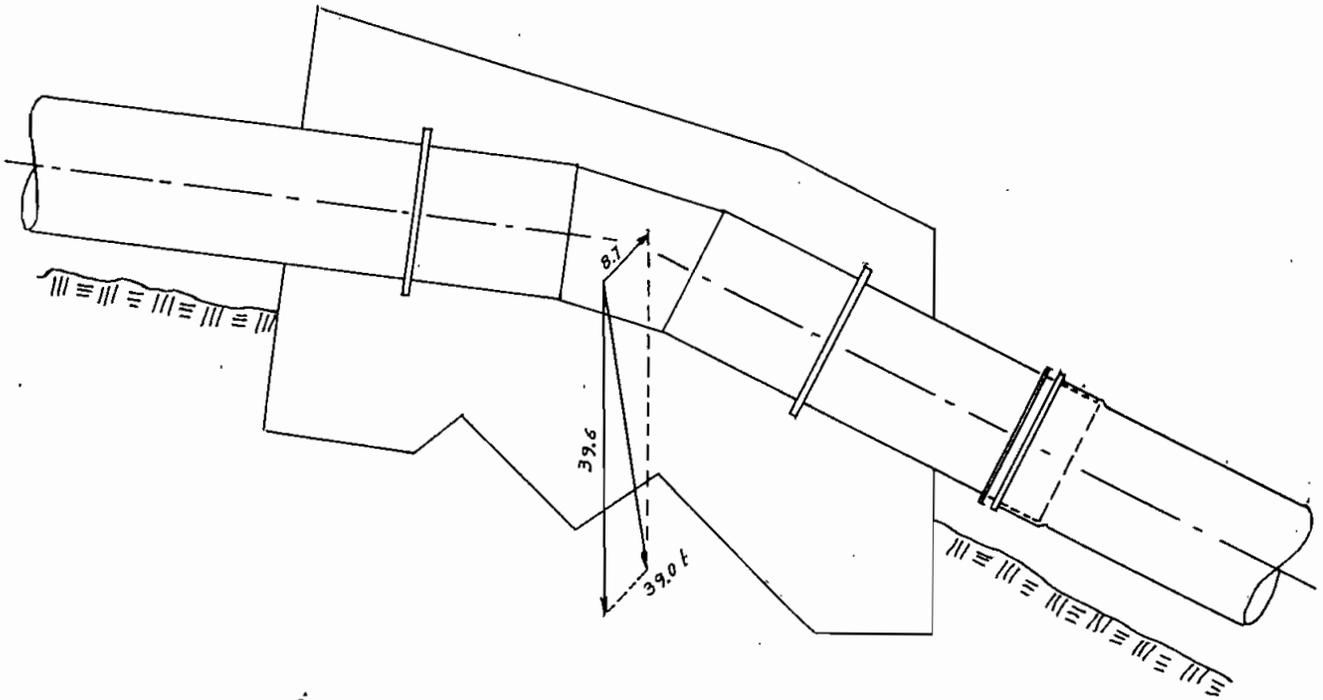
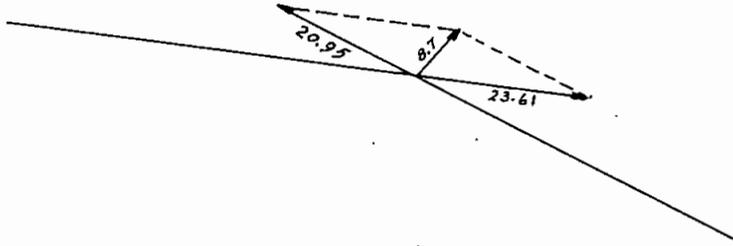
En realidad el peso del bloque número 1 es de 36,9 ton. con lo cual está asegurado contra el deslizamiento, a más de que su base tiene una forma de dientes incrustados en el terreno que impide que el bloque se deslice.

VOLCAMIENTO.-

Para cada uno de los bloques se ha verificado el estudio de las fuerzas resultantes gráficamente y se puede observar en los planos correspondientes de cada bloque que la resultante final pasa por dentro del tercio medio de la base, con lo cual no se producirán esfuerzos de tracción que provocarían la rotura de la fábrica peligrando su estabilidad.

Con el fin de que la tubería tenga un mejor anclaje contra los bloques y por lo tanto una mejor repartición de los esfuerzos, se ha previsto en todos los codos unos anillos de hierro soldados a la tubería en su dirección transversal. (figs, 17 a 21) .

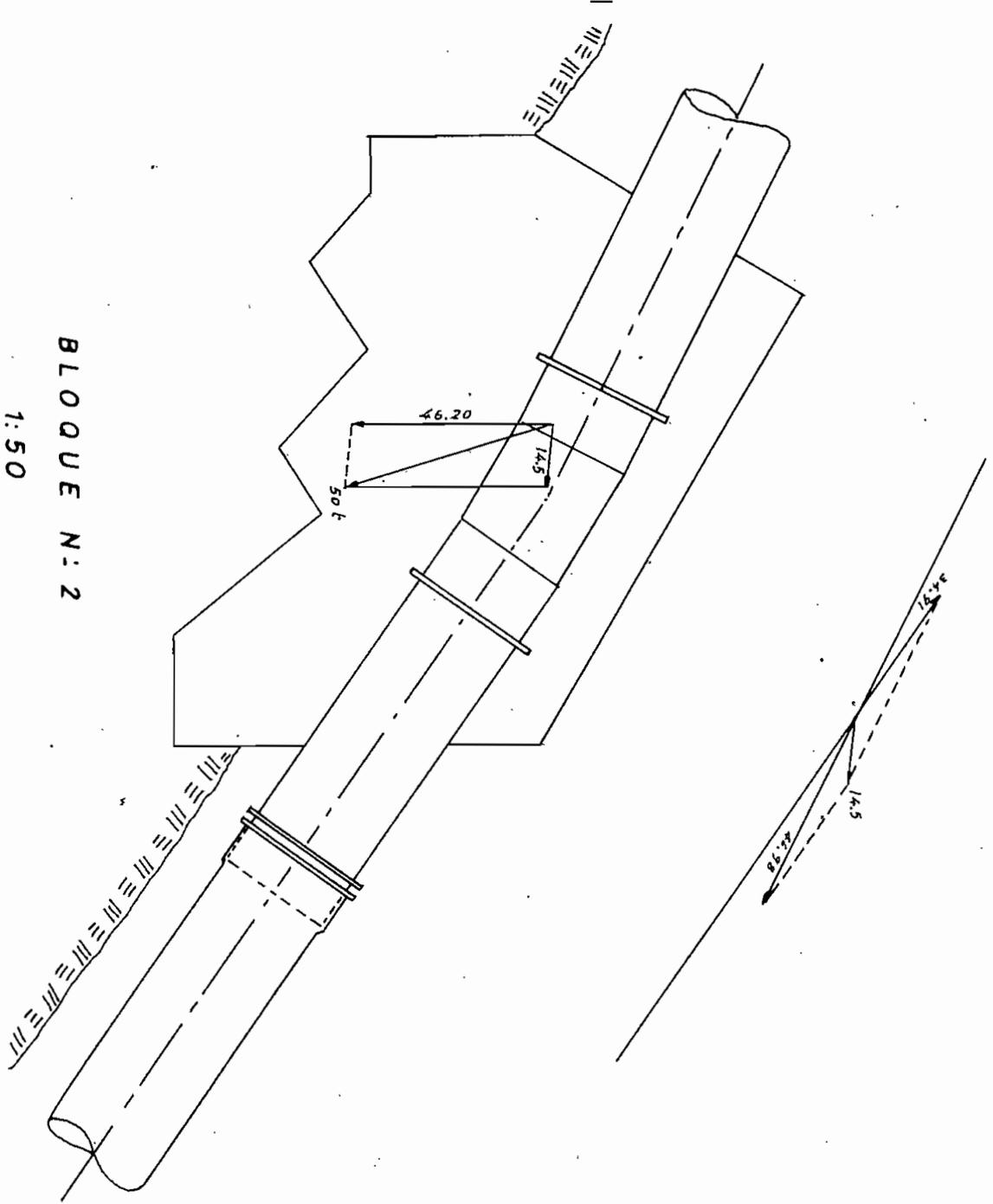
	Volumen de cada bloque.	Peso.
1)	18,0 m ³	39,6 ton.
2)	21,0	46,2
3)	39,8	87,5
4)	15,9	35,0
5)	Forma parte de la cimentación de la casa de máquinas.	



BLOQUE N: 1

1:50

FIGURA 17



BLOQUE N: 2

1:50

FIGURA 18

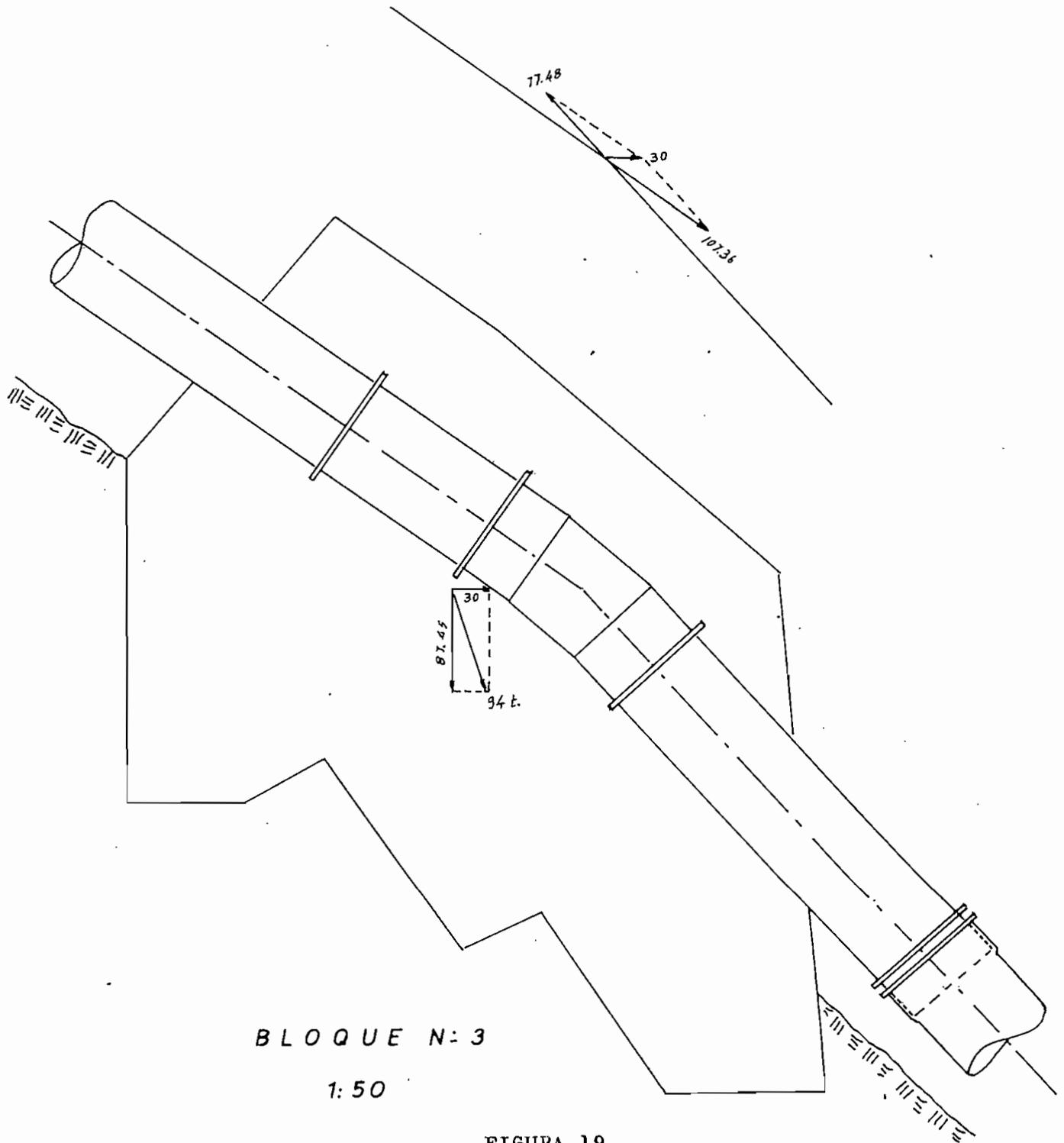


FIGURA 19

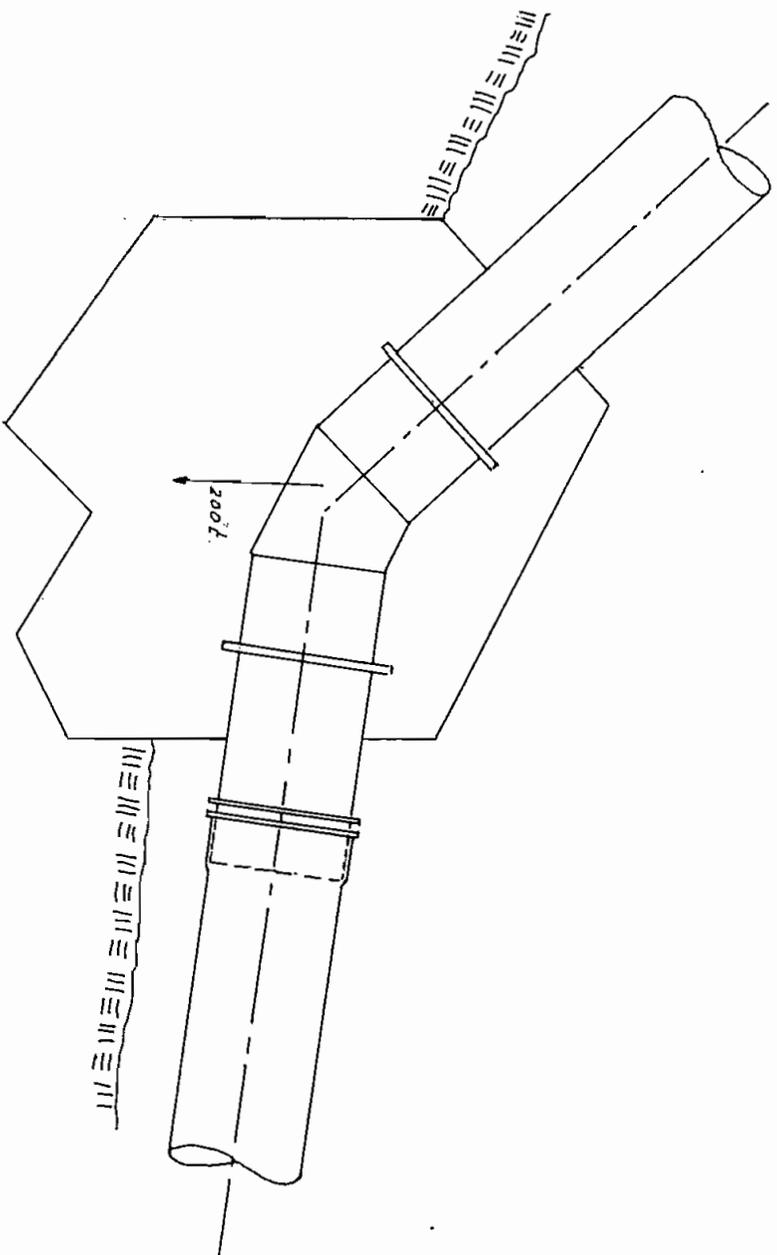
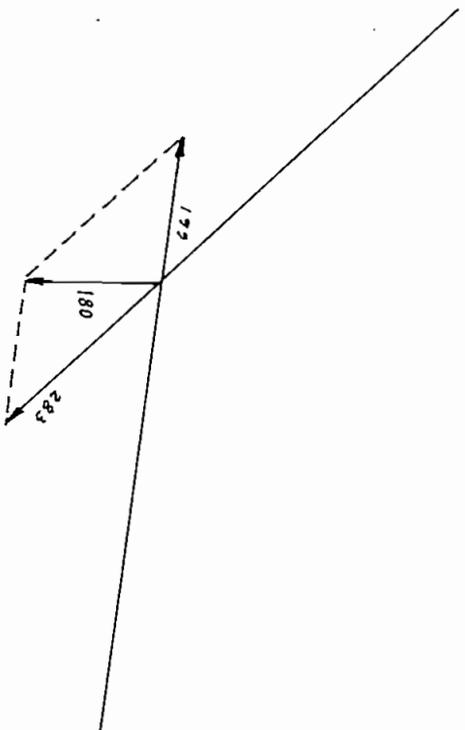
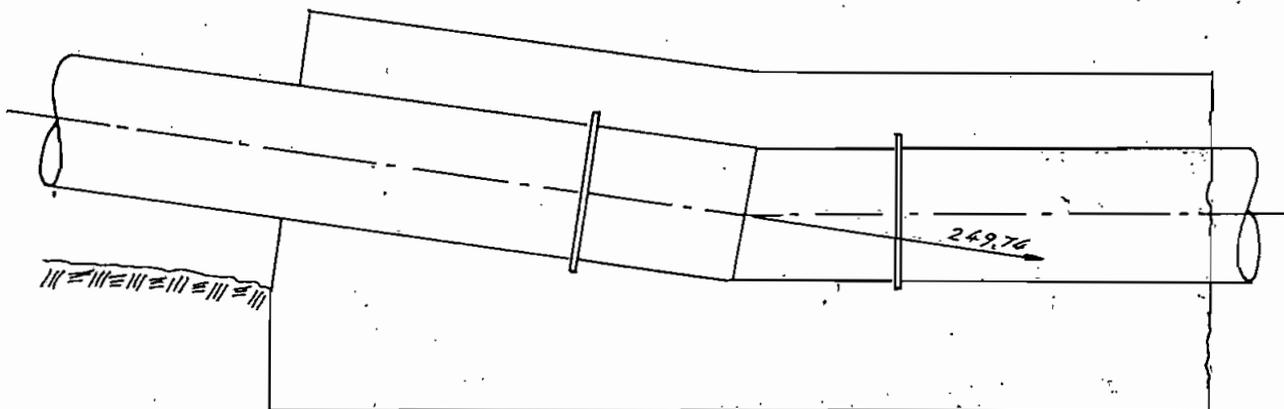


FIGURA 20

BLOQUE N.º 4

1:50



BLOQUE N= 5

1:50

FIGURA 21

GOLPE DE ARÍETE.-

Es común que fluctúe la carga de trabajo que sirve la turbina unas veces aumentando bruscamente y otras desconectándose en la misma forma. Como consecuencia el regulador de admisión de agua se cierra o abre según como lo demande la carga. Al disminuir la carga se cerrará el regulador de admisión originándose una onda de presión en la tubería que en el primer instante sobrepasa la presión normal y luego está por debajo de ésta. A este fenómeno oscilatorio se le llama "Golpe de Aríete positivo". Al fenómeno contrario, al momento de conectar una carga, se lo llama "Golpe de Aríete negativo".

Estas oscilaciones de presión van disminuyendo paulatinamente de intensidad debido al rozamiento, remolinos y cambios de dirección de los filetes líquidos.

Una vez que la tubería de presión ha sido calculada para resistir una sobrepresión del 10%, ésta no debe ser sobrepasada por efecto del golpe de aríete que vamos a calcular.

La turbina debe tener el llamado "deflector de chorro" el cual permite que el tiempo de cierre efectivo se prolongue, sobrepasando el máximo de 6 segundos especificado para las turbinas Francis.

Según la fórmula de MICHAUD obtenemos un valor de 14 segundos para el tiempo de cierre, de la manera siguiente :

$$T_0 = \frac{2 \cdot L \cdot v}{g \cdot h}$$

En la cual :

L = longitud de la tubería = 666 m.

v = velocidad del agua = 2,81 m/seg.

h = sobrepresión del 10% = 2,84 m.

g = gravedad = 9,81.

Reemplazando valores :

$$T_0 = \frac{2 \cdot 666 \cdot 2,81}{9,81 \cdot 27,7} = 14 \text{ segundos.}$$

Para tener un factor de seguridad superior a 2, el regulador automático de velocidad lo especifico con un tiempo de cierre de 30 seg.

En tal caso la sobrepresión originada por el golpe de aríete valdría lo siguiente :

Cálculo del golpe de aríete :

Velocidad de propagación de la onda : (a)

$$a = \frac{9.9000}{\sqrt{48,3 + K \frac{d}{e}}} \quad (1)$$

En la cual : K es un coeficiente que para tuberías de palastro vale 0,5.

e = espesor de la chapa de la tubería.

d = diámetro de la tubería.

Reemplazando valores :

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{43,8 + 0,5 \frac{0,9}{0,012}}} = 1.070 \text{ m/seg.}$$

$$\frac{2L}{a} = \frac{2 \cdot 666}{1070} = 1,245$$

Cuando este valor de $2L/a$ (siendo L longitud de la tubería) , resulta menor que el tiempo de cierre, como es el presente caso, se aplica la fórmula siguiente :

$$h_d = \frac{2 \cdot L \cdot v}{g \cdot T} \quad (2)$$

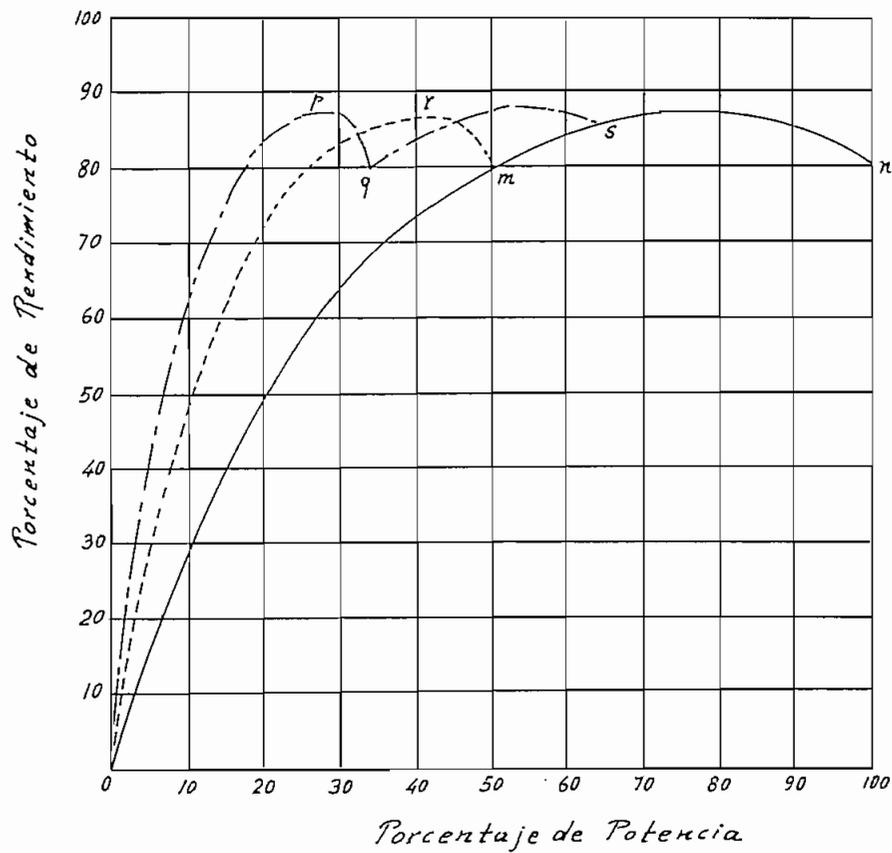
Además hay que considerar que : $\frac{a \cdot v}{2 \cdot g \cdot h_e} < 1$

y en tal caso la fórmula (2) debe multiplicarse por el siguiente factor :

$$\frac{1}{\left(1 + \frac{a \cdot v}{2g H_e}\right) \left(1 - \frac{2L}{a t_c}\right)}$$

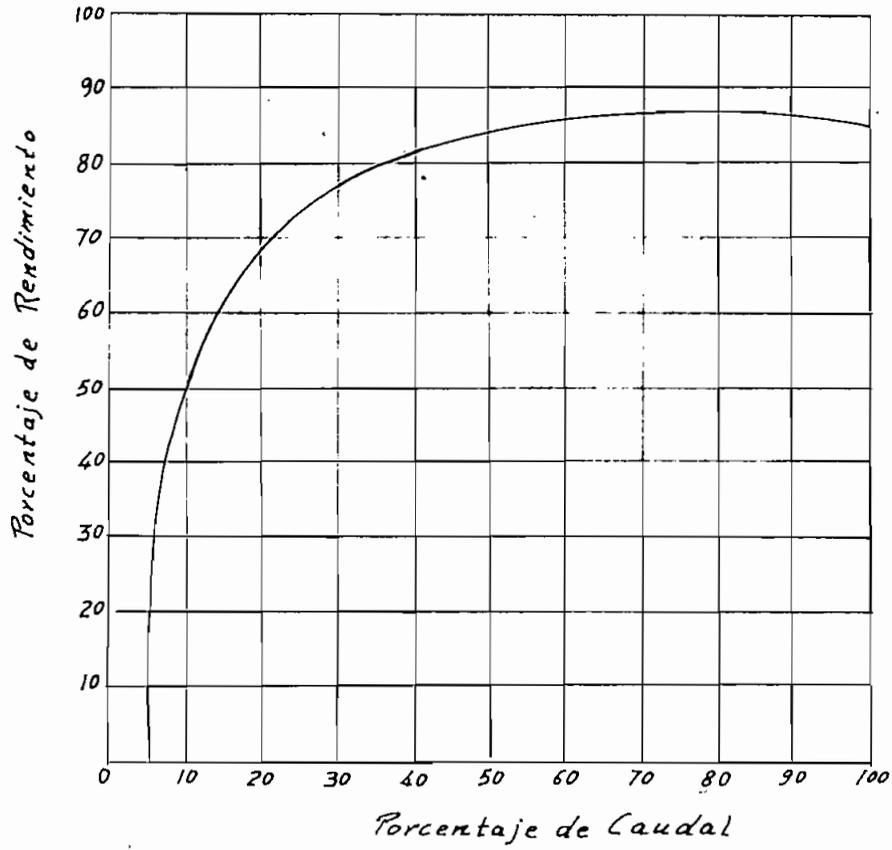
Aplicando la fórmula completa obtenemos lo siguiente :

$$h_d = \frac{2 \cdot 666 \cdot 2,84}{9,81 \cdot 30} \frac{1}{\left(1 + \frac{1070 \cdot 2,84}{2 \cdot 9,81 \cdot 285}\right) \left(1 - \frac{2 \cdot 666}{1070 \cdot 30}\right)}$$



Curva de rendimiento de una turbina *omn*
 " " " " dos " *ormn*
 " " " " tres " *opqsn*

FIGURA "22" .



Curva de Rendimiento de la Pelton

F I G U R A 23

Lo más conveniente es llegar a una solución intermedia en la cual al trabajar los grupos con una carga equivalente a aquella del caudal mínimo permanente, se obtenga rendimientos aceptables de las unidades hidráulicas. Si se decide por montar algunos grupos, éstos deberán ser iguales a fin de que en el servicio puedan sustituirse unos a otros, sin que ninguno de ellos se deteriore mayormente. Además el número de piezas de reserva y herramientas de montaje serían menores por ser similares las turbinas y los correspondientes alteradores.

Otro punto que hay que considerar es si la Central va a trabajar independientemente o interconectada. Como el propietario de la presente Central sería el mismo Municipio de Ibarcunga lo más conveniente es la interconexión, con lo cual se puede prescindir de la reserva en ambas Centrales.

CURVA DE RENDIMIENTO.-

Las turbinas trabajarán más horas a carga fraccionaria, como consecuencia del factor de carga, y sus rodetes se los calcula para que den su máximo rendimiento a una fracción que suele ser los tres cuartos para turbinas Pelton y por lo tanto a tres cuartos del caudal máximo admisible.

De la curva de la Figura 23 podemos ver los excelentes rendimientos de la turbina tipo Pelton a partir del 50% del caudal. Además se observa que hay un cierto grado de admisión al momento que entra en funcionamiento la turbina, en el cual el rendimiento es cero, o sea que todo este caudal se consume en su funcionamiento en vacío.

Si contamos una sola turbina de 5.682 c.v. su máximo rendimiento lo obtendríamos cuando la carga es tres cuartos de la potencia máxima o sea 4.261,5 c.v. (para el generador : 2.979,6 Kw.).

Cuando funciona con el mínimo caudal permanente de 312 lts/seg. (valor sacado de la curva de carga diaria, Figura 8), para producir una potencia de 1.907,3 c.v. la cual es el 29,3% de la potencia máxima, el rendimiento de la turbina en tales condiciones sería de 77%.

En caso de tener dos unidades iguales de 2841 c.v. cada una, obtendríamos un máximo rendimiento para una carga 2841 x 0,75 = 2.130,75 c.v. en este caso, los mismos 1.607,3 c.v. son el 30,6% de la potencia total de cada una de las turbinas, con lo cual se obtendría un rendimiento del 80% o sea una mejora del 8% en comparación

$$C'_1 = \frac{C_1}{\sqrt{2gh}}$$

$$C'_2 = \frac{C_2}{\sqrt{2gh}}$$

$$U'_1 = \frac{U_1}{\sqrt{2gh}}$$

$$U'_2 = \frac{U_2}{\sqrt{2gh}}$$

Siendo n el número de revoluciones por minuto del rodete :

$$n = \frac{60 \omega}{2 \pi} \quad ; \quad \omega = \frac{U_1}{r_1}$$

luego :
$$n = \frac{60 U_1}{\pi D_1} = \frac{60 U'_1 \sqrt{2gH}}{\pi D_1} = n' \frac{\sqrt{H}}{D_1} \quad (1)$$

En la cual :
$$n' = \frac{60 \sqrt{2g}}{\pi \cdot D_1}$$

n'_1 = número de revoluciones característico, o sea aquella que tendrá un rodete de un diámetro unidad, con una altura de salto unidad.

El gasto sería igual a la superficie de salida del rodete por la velocidad axial media del agua en esta superficie. (C'_{2a})

$$Q = C_{2a} \frac{\pi D_2^2}{4} = C'_{2a} \frac{\pi D_2^2 \sqrt{2gH}}{4} = Q' D_2^2 \sqrt{H}$$

Siendo
$$Q = \frac{\pi \sqrt{2g}}{4} C'_{2a}$$

Q' lo llamamos al gasto característico, o sea a aquel que pasaría por un rodete con un diámetro unidad y un salto unidad.

La potencia viene dada por la fórmula siguiente :

$$N = \frac{1000 H \cdot Q \cdot \eta}{75} = N' D_2^2 H \sqrt{H} \quad (3)$$

En la cual
$$N' = \frac{100 \cdot Q \cdot \eta}{75}$$

A N' la llamamos potencia característica, o sea aquella que desarrolla un rodete de un diámetro unidad con un salto unidad.

Si se sustituye el valor de D obtenido en la ecuación (1), en la ecuación (3) resulta :

$$(4); \quad \eta = \frac{\eta' \sqrt{N'} \sqrt{H} \sqrt{H} \sqrt{H}}{\sqrt{N}} = \eta_s \frac{H \sqrt{H}}{\sqrt{N}}$$

En la cual $\eta_s = \eta' \sqrt{N'}$

A η_s se la llama velocidad específica y es aquella de un rodete semejante que bajo el salto de 1 m. produce una potencia de 1 c.v.

Como la velocidad específica es independiente del diámetro de la turbina, se puede definir una serie de turbinas semejantes, y por lo tanto de ella depende la elección del tipo de turbina, las cuales tienen sólo un buen rendimiento entre ciertos límites del número de revoluciones específicas, según ha sido determinado por los fabricantes de turbinas.

En el cuadro siguiente tenemos el tipo de turbina que conviene para diferentes valores de η_s .

η_s	Tipo de Turbina
10 a 30	Pelton
50 a 100	Francis lenta
100 a 200	Francis normal
200 a 400	Francis rápida
350 a 1000	Kaplan

NUMERO DE REVOLUCIONES POR MINUTO DEL ALTERNADOR.-

Como hay que mantener un valor de frecuencia constante (60 c.p.s) la velocidad no puede ser arbitraria. Se asume valores de 3.600 r.p.m.

o submúltiplos de este valor ya que :

$$n = \frac{60 f}{p}$$

en la cual p = número de pares de polos.

Las velocidades frecuentemente usadas para este tipo de turbinas son : 1.200 , 900 , 720 R.P.M.

Para la elección de la velocidad de las unidades hay que considerar que mientras más baja sea ésta, aumenta el diámetro del rolete , (como lo demostraremos más adelante) y el tamaño del generador, incrementándose por tanto el costo de la maquinaria como de la casa de máquinas, ya que ésta es función del diámetro de las turbinas.

Si en cambio asumimos altas velocidades, tendremos mayores n_s y por lo tanto pasaremos al campo de la Francis, en la que al aumentar las velocidades de salida crecerá la energía cinética residual (recuperada en parte en el tubo de succión, y el peligro de cavitación obligará a tener los rodetes más bajos aumentándose el costo de excavación y cimentación.

En este punto lo más conveniente es pues guiarse por la experiencia adquirida en Centrales similares y llegar a conclusiones intermedias.

CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA.-

Si se van a montar tres unidades iguales cada una de ellas de 1.291 c.v. para el cálculo de la n_s aplicamos la fórmula deducida anteriormente (4).

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt[4]{H}} = \frac{n \sqrt{1294}}{277 \sqrt[4]{277}} = 0,0385 n.$$

Diversos valores de n :

Para 1.200 R.P.M.	$n_s = 46,2$
900	34,65
720	27,72

Estos valores de n_s corresponden para el caso de tener un solo inyector.

El valor se asume es un valor intermedio de 900 R.P.M.

NÚMERO DE INYECTORES .-

Seguientemente se demuestra que el número de inyectores que debe tener una turbina depende del diámetro (D) de la rueda pelton y de las dimensiones de las cucharas, las cuales a su vez son función del diámetro del chorro.

En el capítulo correspondiente al cálculo de la rejilla del tanque de presión había calculado el diámetro del chorro del inyector el cual vale 10,17 cm.

Siendo D_1 el diámetro de la circunferencia de la rueda que es tangente al eje del chorro del inyector, de la ecuación (1), anteriormente citada tenemos lo siguiente :

$$D_1 = \frac{60}{\pi n} U_1$$

Por otro lado :

$$U_1 = U_1' \sqrt{2g H} \quad , \text{ luego :}$$

$$D_1 = \frac{60 \sqrt{2g}}{\pi} \frac{U_1' \sqrt{H}}{n} = 84,6 \frac{U_1'}{n} \sqrt{H} \quad (2)$$

deducido de la fórmula fundamental de las turbinas pelton vale : 0,10 a 0,15 .

Para un valor de 0,10 :

$$D_1 = 84,6 \cdot 0,10 \frac{\sqrt{277}}{n}$$

para el valor asumido de $n = 900$ R.P.M.

$$D_1 = 64,0 \text{ cm.}$$

Las dimensiones que adoptan las casas constructoras para las cucharas o cucharas son las siguientes :

$$\text{Ancho de la cuchara } h = 2,75 \text{ a } 3,75 d_1$$

$$\text{Longitud de las cucharas } b = 2,35 \text{ a } 2,65 d_1$$

$$\text{Profundidad de la cuchara } t = 0,90 \text{ a } 1,00 d_1$$

Siendo d_1 el diámetro del chorro.

Para el cálculo del número de cucharas es condición que queden tres o cuatro espacios libres entre el arco a-b de la circunferencia de diámetro exterior D_1 (fig. 24) .

para el caso de tener un solo inyector $d_1 = 10,17$ cm. y las dimensiones de las cucharas serían las siguientes :

Ancho de la cuchara :	$h = 2,75 d_1 = 28,0 \text{ cm.}$	
Largo de la cuchara :	$b = 2,35 d_1 = 26,17 \text{ cm.}$	(6)
Profundidad :	$t = 0,90 d_1 = 9,40 \text{ cm.}$	

Por observación de la figura 24 se puede ver que con tales dimensiones no se cumple la condición de quedar 3 ó 4 espacios libres entre el arco A-B.

De la ecuación (5) se deduce que D_1 y n están en relación inversa, y considerando las ecuaciones (6) puede en algunos casos resultar difícil o imposible el adaptar estas cazoletas en la rueda de diámetro D_1 .

Este problema se soluciona aumentando el número de inyectores. En este caso la sección de los dos tiene que ser igual a la de uno, y la relación de diámetros sería : $\frac{1}{\sqrt{2}}$

La relación de diámetros :

$$\frac{D_1}{d_1} \text{ debe estar entre los límites más favorables o ser entre } 8 \text{ y } 22$$

Para el caso de tener un solo inyector esta relación vale 6,11

$$\frac{D_1}{d_1} = \frac{61}{10,47} = 6,11 \text{ que no está dentro de los límites favorables.}$$

Para el caso de tener dos inyectores el diámetro del chorro de cada inyector valdrá : $\frac{10,47}{\sqrt{2}} = 7,4 \text{ cm.}$

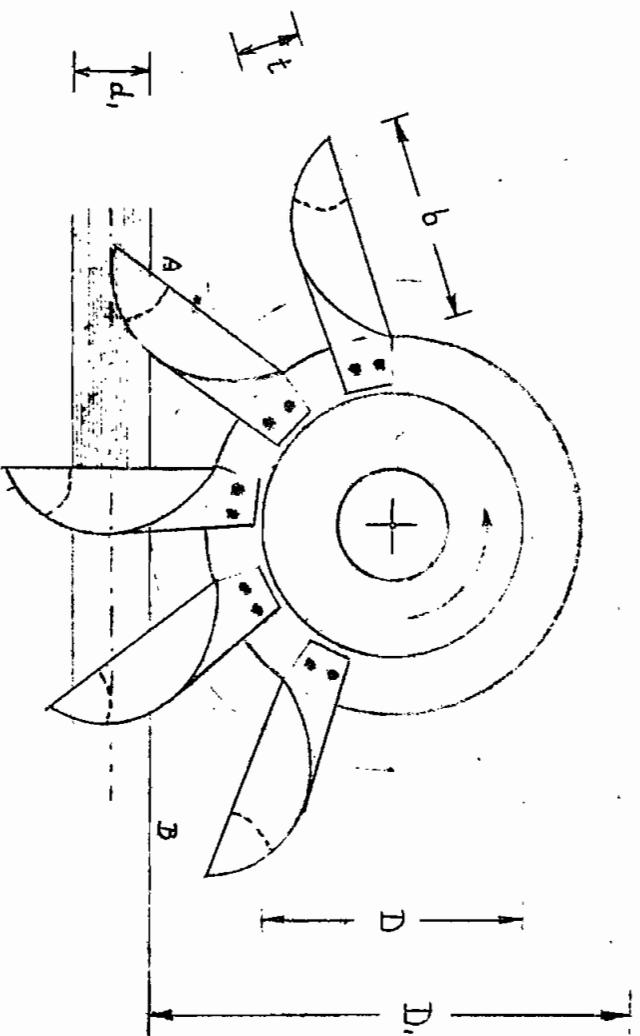
Y la relación de diámetros resulta igual a 8,66, valor éste que entra va dentro de los límites favorables y por lo tanto se cumplirá la condición de quedar 3 ó 4 espacios libres entre A-B como puede verse en la fig. 24. Las nuevas dimensiones serían las siguientes :

Ancho	$h = 2,75 d_1 = 20,3 \text{ cm.}$
Largo	$b = 2,35 d_1 = 17,3$
Profund.	$t = 0,90 d_1 = 6,6$

En el capítulo correspondiente al cálculo de la velocidad específica (pag. 54), se tiene un valor de $n_g = 31,00$ para una velocidad $n = 900 \text{ r.p.m.}$ Por tener dos inyectores la turbina obtenemos una velocidad específica de $\frac{31,00}{\sqrt{2}} = 21,90$ que corresponde al tipo de turbina PELION.

(cuadro de la pag.53)

Dimensión de las Cucharas (para 1 inyector)



(para 2 inyectores)

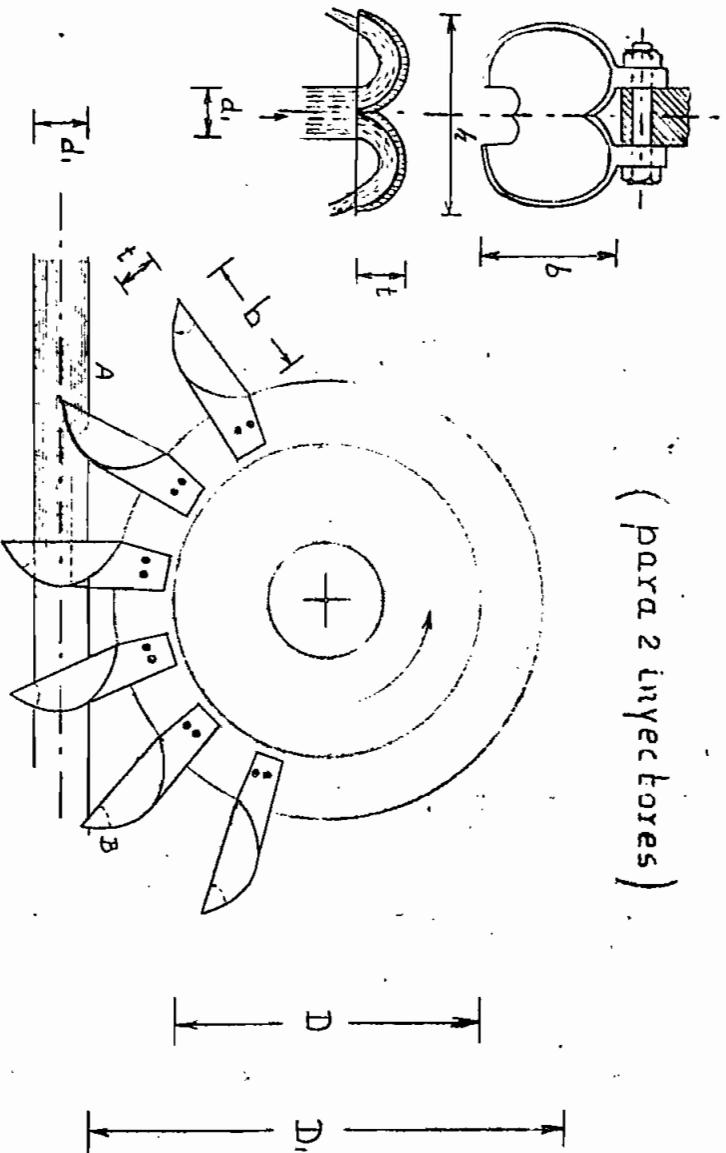


FIGURA 24

C A P I T U L O VII

GENERADORES - CONEXIONES FUNDAMENTALES - DISPOSITIVOS DE PROTECCION .

POTENCIA DE LOS GENERADORES .-

Para conocer la potencia de los generadores aplico la fórmula de reducción de C.V. a KW. con un rendimiento de 95 % para los generadores.

$$1894 \cdot 0,736 \cdot 0,95 = 1324,28 \text{ KW.}$$

Para un $\cos \varphi = 0,8$:

$$\text{Potencia de cada generador} = 1.655 \text{ KVA.}$$

Como son tres generadores :

$$\text{Potencia total instalada} = 3.972 \text{ KW.}$$

CONEXIONES FUNDAMENTALES DE LA CENTRAL.-

Los generadores alimentan un juego de barras colectoras desde donde parten líneas hacia los transformadores o hacia la red de transmisión en el caso de que el voltaje de generación sea el mismo que el de transmisión.

En el presente proyecto en el cual el voltaje de generación es de 2,4 KV. y el de transmisión de 22 KV. lo más sencillo es conectar los alternadores a su correspondiente transformador de elevación de 2400/22000 V. y de allí a las barras colectoras con los correspondientes interruptores automáticos y seccionadores. La sincronización de los grupos para su acoplamiento en paralelo se efectuará por el lado de alta tensión. Con esta disposición se evitan las barras colectoras y otros aparatos a la tensión de generación que serían más costosos a causa del elevado amperaje. (fig. 25).

FUNCIONAMIENTO EN PARALELO.-

Para acoplar las máquinas en paralelo debe haber igual tensión, frecuencia y secuencia de fases. La igualdad de tensión se comprueba por medio del voltímetro doble conectado a las barras colectoras y

al generador que se desea acoplar. La igualdad de tensión se consigue regulando la corriente de excitación.

La igualdad de frecuencia se comprueba por medio del frecuencímetro doble conectado a las barras colectoras y al generador que se acoplará. Se iguala la frecuencia por medio del regulador de velocidad de la turbina (servomotor).

La igualdad de fase lo indica el sincronoscopio, el acople se efectúa el momento que la aguja indicadora marca cero.

TABLEROS DE CONTROL.-

En los tableros de control se montan todos los aparatos que sirven para la operación, comando y medidas eléctricas. De la disposición de los cuadros depende el que la operación y medida se realice con facilidad. Conviene separar la parte de reguladores e instrumentos que corresponden a la producción de aquellos que corresponden al consumo. Toda la armazón deberá ser puesta a tierra, lo mismo que las partes metálicas de los accesorios.

Sobre la parte anterior del cuadro se montarán solamente las planchas de los interruptores, los volantes de los aparatos de regulación y los aparatos de medida; mientras que las cuchillas y contactos las resistencias para los reguladores y los fusibles se colocarán por la parte de atrás y se vigilarán desde el pasillo de inspección. Para indicar la polaridad de las barras se las pintará según las normas establecidas.

BARRAS COLECTORAS.-

Según el texto "Centrales" de Paul Herring, las barras colectoras deben calcularse como para que en ningún caso se llegue a una temperatura de 30 grados cenígrados sobre la temperatura ambiente. Conocida la carga permanente en Amperios se escoge las dimensiones apropiadas recomendadas en tablas. Según esto :

$$I = \frac{FVA}{\sqrt{3} \text{ KV}} = \frac{4940}{\sqrt{3} \cdot 22} = 130 \text{ A.}$$

Para esta carga corresponde una sección de 40 mm² o ser un ancho de 15 mm. por un espesor de 3 mm. Estas dimensiones pueden variar según el diámetro de los pernos de sujeción de los instrumentos y aparatos.

DISPOSITIVOS PARA LA PROTECCIÓN DE LOS ALTERNADORES Y TRANSFORMADORES

Estos dispositivos persiguen un doble objetivo; por una parte evitar la producción de averías y por otra, si pese a las precauciones tomadas llega a ocurrir una: limitar al mínimo posible las consecuencias de ésta.

Los dispositivos para la protección de los alternadores se dividen en dos grupos : a) Los que tienen por misión impedir la formación de un defecto y b) Los que deben señalar la presencia de un defecto y según el peligro, simplemente señalar o provocar la desconexión, la dereexcitación y el paro de la máquina.

Los defectos de los generadores son generalmente motivados por sobretensiones de origen atmosférico, por desconexión o puesta a tierra de la red. Pueden también ser originados por defecto de los materiales, envejecimiento de los materiales aislantes, por la introducción de cuerpos extraños dentro de la maquinaria, etc... Son también un peligro las sobrecargas de larga duración y es necesario señalarlas a tiempo para tomar las debidas precauciones.

A - PELIGROS EXTERIORES .-

Se considera los cuatro siguientes :

- a) Sobretensiones de origen atmosférico.
- b) Calentamientos como consecuencia de sobrecargas o corte circ.
- c) Sobreelevación de la tensión a raíz de descargas bruscas de la máquina.
- d) carga asimétrica.

Sobretensiones de origen atmosférico .-

Contra las descargas atmosféricas los pararrayos constituyen una protección muy eficaz, en caso de que los generadores trabajen acoplados directamente a la red aérea.

En el presente proyecto el voltaje de generación es de 2,4 kV. y el de transmisión de 22 KV. Para proteger a los alternadores de las sobretensiones de origen atmosférico bastarán los pararrayos de la Casa de Máquinas. Para proteger al alternador de la reflección de la on

da de sobretensión se debe instalar un pararrayo en el punto neutro y tierra.

Existen catálogos de las casas constructoras en los que se hallan dimensionados los pararrayos de acuerdo a la tensión, pero el valor hay que corregirlo según a la altura sobre el nivel del mar a la que se instalen. Para la altura de 3.000 m. sobre el nivel del mar el factor de corrección es 0,8. Según esto :

$$\frac{2,4}{0,8} = 3 \text{ kV.}$$

Corresponde al tipo NCF 3 q. de Brown Boveri.

b) Calentamiento por sobrecargas o corto circuitos :

Para evitar el calentamiento peligroso se puede vigilar la temperatura del alternador o bien su carga, con elementos dentro de las bobinas o relés térmicos respectivamente. Se preferirá los relés térmicos los cuales actúan en cuanto es sobrepasada la temperatura admisible, dando una señal al operador o desconectando directamente el disyuntor. Los relés de máxima de intensidad no conviene para proteger una máquina contra sobrecargas y no deben ser previstos sino para protección contra corto circuitos.

Lo más conveniente es combinar la protección contra sobrecargas y la de corto circuitos mediante dos relés térmicos secundarios y un relé temporizado. Los primeros aseguran al alternador contra sobrecargas, mientras que su desconexión en combinación con el relé temporizado abre el disyuntor en caso de corto circuito.

Sobreelevación de la tensión :

En caso de producirse sobreelevaciones peligrosas de la tensión debe actuar el relé de sobretensión el cual debe ser insensible a la frecuencia. Este debe ser temporizado para sobreelevaciones de tensión relativamente bajas, pero instantáneo cuando son rápidas y peligrosas.

Cargas asimétricas :

Una carga asimétrica puede ser perjudicial para el alternador sincrónico trifásico si subsiste cierto tiempo ya que el desequilibrio de carga provoca en el rotor pérdidas suplementarias que pueden

dar lugar a un calentamiento inadmisibles. Por esta razón se provee relés de carga asimétrica los cuales se gradúan para que actúen según los porcentajes de asimetría señalados. Para valores del 15 al 20 % accionarán alarmas y para valores del 20 al 40 % provocarán la desconexión.

Los esquemas de estos relés se hallan en los diagramas 25 a 27.

B) DEFECTOS INTERNOS .-

Hay que tener en cuenta los siguientes defectos internos :

- a) Cortocircuito entre fases.
- b) Cortocircuitos entre espiras.
- c) Defectos a masa en el estator.
- d) Defectos a masa en el rotor.
- e) Interrupción accidental del circuito de excitación.

Cortocircuitos entre fases.-

Por medio de los relés diferenciales se protege al alternador contra cortocircuitos entre fases. Como el neutro del alternador se lo conectará a tierra por medio de la resistencia del pararrayo del cual tratamos anteriormente (pag. 62), el relé diferencial actuará también en caso de que se produzca cortocircuito a tierra.

Como en el presente proyecto la conexión es en bloque el problema debe ser considerado como protección de alternadores y transformadores por medio de los llamados relés diferenciales compensados.

Cortocircuitos entre espiras.-

La necesidad de proveer un dispositivo de protección contra los cortocircuitos entre espiras depende mucho de la construcción de la máquina y está influenciado por la clase de devanado .

En el presente caso en el que el voltaje de generación no es elevado (2,4 KV.) y que seguramente la máquina tendrá una barra por ranura, los cortocircuitos entre espiras serán muy poco probables.

Defectos a masa en el estator.-

La gran mayoría de los defectos de los alternadores comienzan bajo l. forma de cortocircuitos a masa, y cualquier otro defecto degenera en cortocircuito a masa. Es pues lógico el proveer en primer lugar un dispositivo de protección contra los defectos a masa del estator. En el presente caso de conexión en el que basta controlar la tensión del punto neutro conectado a tierra mediante un sencillo relé de tensión, en el que una bobina es alimentada por uno de las tensiones entre fases y la otra por la del punto neutro respecto a tierra.

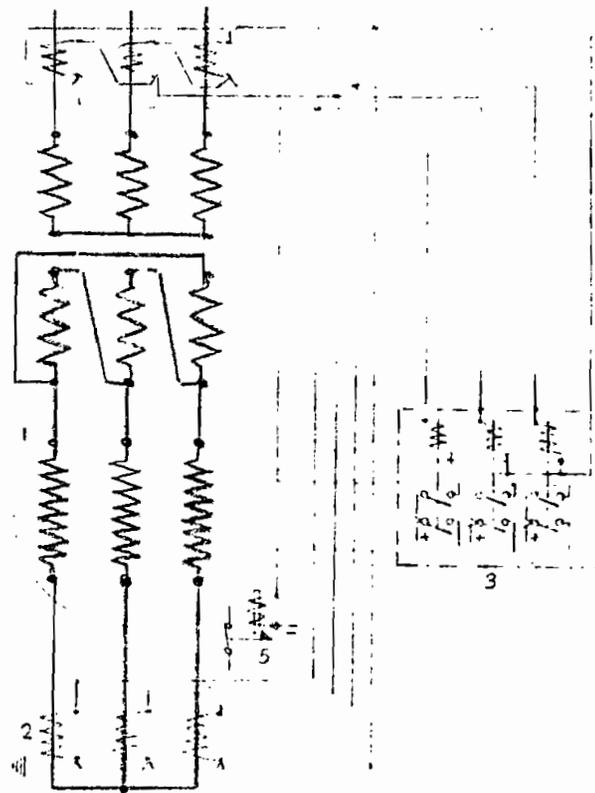
Defectos a masa en el rotor.-

Los defectos a masa que aparecen en el rotor son menos peligrosos durante el tiempo en que se trate de una masa única. Si en cambio se produce un segundo defecto a masa el efecto de brucido magnético unilateral puede tener consecuencias funestas para el alternador. Es pues necesario el proveer un relé que detecte tales circuitos y den un aviso por medio de una alarma.

Interrupción del circuito de excitación.-

En caso de ruptura accidental del circuito de excitación, como las máquinas trabajarán en paralelo, éstas tomarán de la red la energía magnética que necesitan, con lo cual se sobrecargaría las máquinas. Lo más conveniente es que la máquina cuya corriente de excitación se halla suspendida pierda sincronismo. Además la tensión inducida en el bobinado rotórico puede alcanzar valores muy elevados y peligrosos para el aislamiento. En este caso a través los relés de máxima de intensidad temporizados, desconectando la máquina.

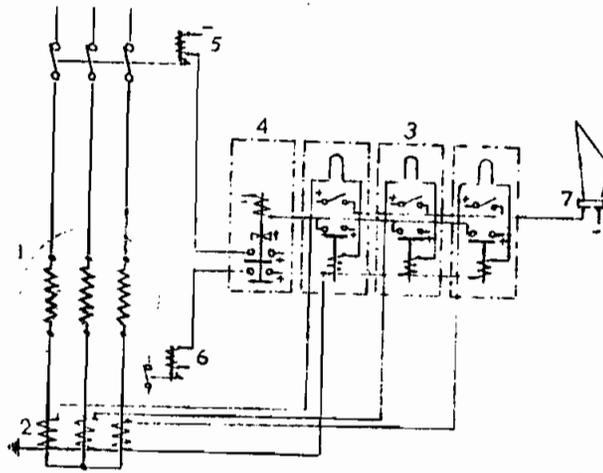
RELE DIFERENCIAL



- 1 Alternador
- 2 Transformador de intensidad
- 3 Relé diferencial
- 4 Disyuntor del alternador
- 5 Disyuntor de desexcitación

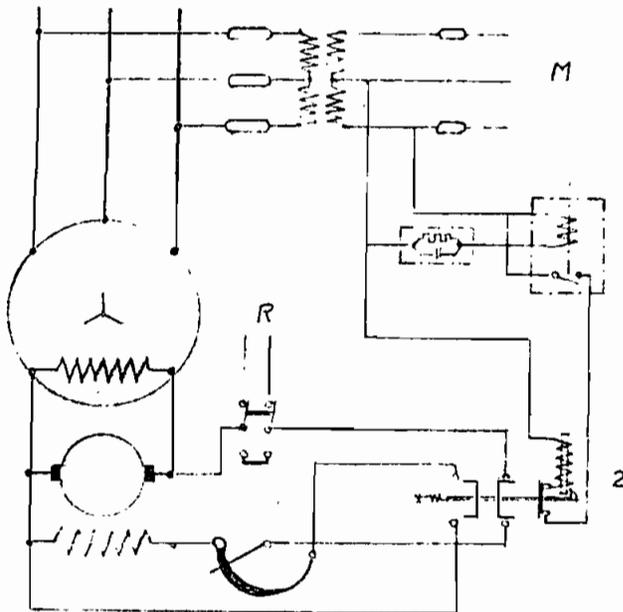
FIGURA 26

RELES DE PROTECCION CONTRA SOBRECARGA Y C.C.



- 1 Alternador
- 2 Transformador de intensidad
- 3 Relé térmico secundario
- 4 Relé temporizado
- 5 Disyuntor del alternador
- 6 Disyuntor de desexcitación
- 7 Dispositivo de alarma

RELE DE MAXIMA TENSION



- M A los instrumentos de medida.
- R Al regulador de tensión
- 1 Relé de máxima tensión
- 2 Comutador de campo

FIGURA 27

C A P I T U L O VIII

COSTO DEL KILOWATIO INSTALADO .

DETERMINACION DE LOS PRECIOS UNITARIOS .-

Para la determinación de los precios unitarios en los que, el costo real ha sido recargado por concepto de jornales pagados en efectivo, gastos generales, impuestos, comité de empresa, utilidad, imprevistos, etc., he seguido el siguiente criterio :

Valor real de los jornales :

Durante el año se considera 103 días pagados y que sin embargo no se ha realizado trabajo en ellos. Estos corresponden a Domingos, Sábados, vacaciones, fiestas, enfermedades, licencias y lluvias.

Los días de trabajo efectivo son pues : 365 - 103 = 262 .

Los jornales pagados en efectivo a más del fondo de reserva y aporte patronal son 416,9 en un año.

La relación de :

$$\frac{416}{262} = 1.6$$

significa que todo jornal será aumentado en un 60 %.

Gastos, imprevistos, impuestos, utilidades.

gastos generales	3 %
impuestos	7
impuestos a la renta	2
Comité de Empresa	0,7
utilidad neta	10
	<hr/>
	27 %

El cómputo se hará con el 23 % de recargo.

A continuación se encuentra dos ejemplos de cómo se ha elaborado los precios unitarios para llegar al costo aproximado del kilowatio instalado.

CIMENTOS.-

materiales

80 molones a S 45,00 el ciento	S. 36,00
3 barricas de laja a S. 2 cada una	6,00

2 quintales de cal a \$ 13 cada una	\$ 26,00
0,5 m de arena a \$ 30 cada uno	15,00
	<hr/>
Precio de materiales	\$ 83,00

Mano de obra.-

1 albanil sobrestante	\$ 16,00
2 peones a \$ 9 cada uno	18,00
	<hr/>
Total mano de obra	\$ 34,00

Costo total 83,00 + 34,00 = \$ 117,00	
26 % de recargo	26,91
	<hr/>
Valor del m. ³	\$ 143,91

HORMIGON ARMADO.- (1 - 2 - 3,5)

8 sacos de cemento a \$ 30 cada uno	\$ 240,00
0,45 m ³ de arena azul a 30 cada uno	13,50
0,90 m ³ de ripio a 65 cada uno	58,50
2 quintales de hierro a 200 cada uno	400,00
encofrado y clavos	40,00
Mano de obra :	120,00
	<hr/>
Suman	\$ 872,00

23 % de recargo	\$ 200,00
	+ <u>872,00</u> de costo
Valor total de m. ³	\$ 1072,00

COSTO DEL kW. INSTALADO.-

Este valor se obtiene a base del costo total de la obra y del número de kW. que van a instalarse.

El costo aproximado parcial de cada una de las obras es el siguiente :

Costo de las obras :

Canal de aducción	S/	132.800,00
Tanque de presión		134.000,00
Tubería de presión	1'	188.500,00
Casa de Máquinas		200.000,00
Equipo en la casa de Máquinas	4'	000.000,00
Caminos		600.000,00

Total S/ 6' 555.300,00

Valor que puede ser redondeado en

S/ 6' 500.000,00

Si a este valor lo dividimos para los 3.972,84 kW. instalados nos resulta un costo de S/ 1.050 por KW. , valor éste sumamente ventajoso para esta clase de obras.

El detalle de costo de cada una de las obras es el siguiente :

CANAL.-

Las mejoras del actual canal de descarga que se convertirá en canal de aducción de la segunda etapa comprende revestimiento de aproximadamente 400 m. de longitud. Este revestimiento puede ser de "ferrocemento" el cual resulta muy económico y ha dado resultados satisfactorios en obras similares. Con un espesor de 20 cm. de este material, con proporciones de 8 a 10 volúmenes de tierra por 1 de cemento, y para una altura de revestimiento de 1,50 m. obtenemos un volumen de 420,00 m³. que a un precio de S/ 120 por m³. costaría : S/ 28.800,00 .

En aliviaderos, canales de descarga, y otras obras de defensa , con un volumen aproximado de 100 m³. de mampostería de molón a un costo de S/ 340 el m³. dan un total de S/ 34.000,00.

La excavación aproximada, teniendo en cuenta que se normalizará la sección del canal y se contruirá una plataforma de seguridad es de 1.000 m³. que a un precio de S/ 70 el m³. da un total de S/ 70.000,00.

Sumando los valores antedichos obtenemos un costo por concepto de canal de aducción de : S/ 137.000,00

TANQUE DE PRESION.-

Según el plano correspondiente hay que excavar un volumen de 500 m³ de material lo cual costará \$ 35.000,00 . Los 200 m³ de manpostería costarán \$ 55.000,00 .Para un valor cercano a los 4 m³ de hormigón armado corresponde un costo de \$ 4.000,00. otras obras en las que se incluyen el costo de rejilla, compuerta, etc. \$ 10.000,00

De aquí resulta un costo total para el tanque de presión de :
\$ 134.000,00 .

TUBERIA DE PRESION .-

Para abrir el callejón de la tubería de presión hay que excavar un volumen de 3.400 m³ de material que costaría \$ 238.000,00 . Las 170 toneladas de hierro calculadas a un precio de 0.400 sucres la tonelada costará \$ 1'088.000,00. El volumen de hormigón de los bloques de anclaje es de 250 m³ que a un costo de \$ 650 el m³ da un total de \$ 162.500,00.

Así se obtiene un precio total para la tubería de \$ 1' 488.500

CASA DE MAQUINAS.-

Como un precio de \$ 200.000,00 considerando que en obras similares se ha tenido un costo de \$ 1.000,00 por metro cuadrado de superficie.

MAQUINARIA.-

Considero un costo global de \$ 4' 000.000,00 para la parte hidráulica y eléctrica, incluyendo todos los aparatos de operación , medida y seguridades, como relés, interruptores automáticos, etc...

Este precio es comparativo de instalaciones similares.

CAMINOS.-

El camino de acceso a la Casa de Máquinas tiene que ser incluido totalmente en el costo de la obra, ya que éste prestaría servicios únicamente a la Central. Según la ubicación del proyecto en el plano topográfico hay que construir aproximadamente 2,5 km. de camino carrosable que costará \$ 600.000,00 a un precio de \$ 240.000,00 por km.

I N D I C E

	Página ,
C A P I T U L O I	
SUMARIO	1
PRIMERA ETAPA : Generalidades - Estudio de las curvas de carga - Factor de carga diario - Funcionamiento actual ; a plena carga ; con el incremento de 1.400 P.W. -	
C A P I T U L O II	
SEGUNDA ETAPA : Canal de aducción - Cálculo de la sección más eficiente - Desarenador.	17
C A P I T U L O III	
FAJETA DE PRESION : Tanque de cabeza - Aliviadero - Rejilla fina - Muro frontal - Muros laterales - Losa de hormigón armado - Compuerta de limpieza .	26
C A P I T U L O IV	
TUBERÍA DE PRESION : Cálculo para una tubería : Pérdidas de carga ; espesores de la chapa ; pesos - Cálculo para tres tuberías : Pérdidas de carga ; <u>es</u> pesores de la chapa ; peso -	29
C A P I T U L O V	
PROTECCIONES DE LA TUBERÍA : cambios de temperatura - Muros de apoyo - Cálculo de los muros - Bloques de anclaje : Cálculo ; Diseño ; Comprobaciones. Golpe de aríete - Cálculo del golpe de aríete.	33

C A P I T U L O VI

	Página
TURBINAS : Potencia - Número de unidades - Curva de rendimiento - Tipo de turbinas : veloci- dad específica ; número de revoluciones por minu- to del alternador ; cálculo de la velocidad espe- cífica ; número de inyectores .	47

C A P I T U L O VII

GENERADORES : Potencia de los generadores. Conexiones fundamentales de la Central - Funcio- namiento en paralelo - Tableros de control - Ba- rras colectoras - Instrumentos de medida y apar- tos de operación - Protección de los generadores y transformadores : peligros exteriores ; defec- tos internos.	58
---	----

C A P I T U L O VIII

COSTO DEL kW. INSTALADO : Determinación de los precios unitarios - Costo de las obras : ca- nal ; tanque de presión ; tubería de presión ; case de máquinas ; maquinaria ; caminos .	67
---	----
