

" P R O Y E C T O C H I M B O R A Z O "

Tesis previa a la obtención del grado de
Ingeniero Electrotécnico

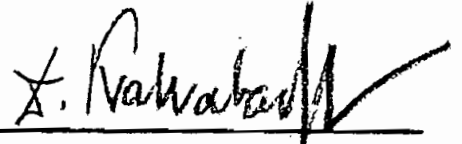
en la

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL

Quito - Ecuador

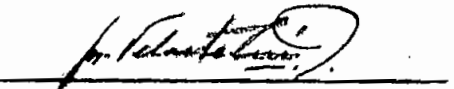
1956

Autor del Proyecto y Director de Tesis :



Ing. Dimitri Kakabadze

Alumno :



Milton Velastegui R.

Este trabajo está dedicado a mi Madre, Judith Recalde vda. de Velasteguí, con amor filial, y a mi tío, Armando Recalde J. , a quienes debo la coronación de mi carrera.

Finalidad e Informe General del Proyecto.

El Proyecto " Chimborazo " tiene la finalidad de abastecer de energía eléctrica a la Fábrica de Cemento " Chimborazo " que tendrá un consumo de 116.876 KWh. por semana en los primeros años de funcionamiento.

Para el objeto, el Ing. Dimitri Kakabadze ha hecho estudios de las posibilidades hidrológicas de la zona, habiendo encontrado como solución más ventajosa el aprovechamiento de los ríos Colorado y Totorillas.

Como el estudio de esta Tesis comprenderá solamente desde la Tubería de Presión hasta la Estación de Transformación de Elevación, nos permitiremos hacer un informe muy general de las características principales de las partes del proyecto que no se estudiarán en esta Tesis.

La Central Hidroeléctrica " Chimborazo " usará las aguas de los ríos Colorado y Totorillas que tienen origen en los deshielos del nevado Chimborazo.

En el sitio de la captación, según apreciaciones y estudios realizados por el Ing. Kakabadze, el caudal conjunto de ambos ríos es de $0,4 \text{ m}^3/\text{seg.}$ aproximadamente durante el tiempo de máximo estiaje.

La bocatoma irá ubicada en el río Totorillas y está constituida por las siguientes partes :

Un dique de mampostería de molón de 6 m. de largo por 1 m. de alto y por 1 m. de ancho en la base, con el cual se consigue la altura necesaria para que el agua entre al bocacaz que está formado por dos orificios sumergidos de 1,9 m. de largo por 0,6 m. de alto cada uno. Se ha previsto la instalación de una

rejilla gruesa que tiene una separación entre platinas de 11 cms. a la entrada de cada uno de los orificios sumergidos.

Entre el dique y el bocacaz se construirá un canal de tiro con una pendiente longitudinal del 2 %. El paso del agua por este canal se impedirá por medio de una compuerta de ventana de 0,6 m. de ancho por 1 m. de alto.

El tramo de canal de aducción comprendido entre la bocatoma y el desarenador tiene una longitud de 120 m. y las siguientes características :

Sección trapezoidal con un ancho en la base de 0,53 m. y al nivel libre del agua 1,10 m., altura del agua 0,48 m., pendiente 4,8%. Este canal estará revestido de mampostería de molón y el gasto máximo será de 0,6 m³/seg.

El desarenador se ha calculado para sedimentar arena de hasta 0,3 mm. de diámetro y está constituido por las siguientes partes :

Un cajón desarenador de 22 m. de largo por 2,5 m. de ancho medio y por 2,1 m. de alto medio. La pendiente longitudinal del cajón es del 5 %. Al final del cajón desarenador tenemos un vertedero con una longitud de 3,5 m. por el cual pasa el agua al canal de aducción y en el fondo del cajón se construirá un orificio sumergido para el lavado. Este orificio se obstruirá por medio de una compuerta de 1 m. de ancho por 0,6 m. de alto.

El canal de aducción tendrá en total una longitud de 5500 m. con la que se consigue hasta el sitio en que irá ubicada la casa de máquinas una caída bruta de 346 m. La longitud total del canal se reparte en la siguiente forma :

Canal abierto :

Longitud = 4.500 m.

Ancho en la base = 1 m.

Calado de agua = 0,66 m.

Sección trapezoidal con talud $\frac{1}{2}$

Pendiente 1,33%.

Gasto máximo 0,6 m³/seg.

Este tramo será revestido íntegramente de mampostería de molón.

Túnel :

Longitud = 96 m.

Ancho = 1,33 m.

Calado de agua = 0,66 m.

Sección rectangular

Pendiente 1,33%.

Gasto máximo 0,6 m³/seg.

Este tramo será revestido como el anterior, de mampostería de molón.

Junto al tanque de presión se ha previsto la construcción de un reservorio que para los primeros años de funcionamiento de la instalación será de compensación semanal y cuando se efectúe la ampliación de la Central será de compensación diaria. El volumen de almacenamiento del reservorio será de 12000 m³. La longitud del reservorio es de 300 m. y el ancho medio de 15 m. con un alto de 2,60 m.

El tramo de canal comprendido entre el reservorio y el tanque de presión tendrá una longitud de 500 m. y las siguientes características :

Sección trapezoidal con talud $\frac{1}{2}$ revestida de mampostería de molón.

Ancho en la base = 1 m.

Calado de agua = 0,82 m.

Pendiente = 1,09 %.

Gasto máximo 0,9 m³/seg.

El tanque de presión tendrá las siguientes dimensiones : 5,5 m. de largo por 3,6 m. de ancho y por 3,5 m. de alto. El paso del agua a la tubería se impedirá por medio de una compuerta de ventana de 1,25 m. de ancho por 0,8 m. de alto. El tanque de presión será tapado y para la aireación de la tubería se ha previsto una chimenea de ventilación de 25 cms. de diámetro.

A la llegada al tanque de presión se construirá un vertedero de exeso de 7,5 m. de largo. La rejilla fina que se instalará tendrá una separación entre platinas de 15 mm.

Estos son en resumen, las características del Proyecto "Chimborazo", de las partes que no se estudiarán en la Tesis. Los datos aquí recopilados han sido proporcionados gentilmente por el Ing. Dimitri Kakabadze para poder elaborar este informe que tiene el único objeto de poner en antecedentes a los señores Profesores que integran el Tribunal Examinador.

I.- Determinación del Caudal y de la Capacidad de la Instalación.

1.- Determinación del Caudal.

Antes de calcular y diseñar la tubería de presión debemos determinar el caudal que podemos obtener para nuestra instalación. Anteriormente habíamos dicho que el caudal de los ríos Colorado y Totorillas era en conjunto de $0,4 \text{ m}^3/\text{seg.}$ en la época de máximo estiaje. El incremento del caudal está en función del factor de carga de la instalación.

Como se demostrará más adelante, el factor de carga correspondiente a un día hábil de máximo consumo es de $0,76$ y el factor de carga semanal es de $0,67$.

En los primeros años de funcionamiento de la instalación, el reservorio será de compensación semanal y nosotros estamos en posibilidad de calcular la maquinaria para que sea capaz de aprovechar un caudal de :

$$Q_1 = \frac{Q}{f_s} = \frac{0,4}{0,67} = 0,6 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Q_1 = caudal disponible con la construcción del reservorio.

Q = caudal existente.

f_s = factor de carga semanal.

El Proyecto " Chimborazo ", prevee para un futuro no muy lejano, la ampliación de la instalación en un 50% de su capacidad fundados en el hecho de que los ríos que sirven de base al proyecto tienen una época de estiaje muy limitada. Este estiaje demasiado corto es debido a que los ríos crecen en verano con los deshielos del nevado Chimborazo y en invierno con las lluvias. En caso de realizarse la ampliación sería indispensable disponer de un caudal de $0,9 \text{ m}^3/\text{seg.}$ y el reservorio será

para este caso de compensación diaria. Esto obliga a que el caudal de los ríos sea por lo menos de:

$$Q = Q_1 \times f_c = 0,9 \times 0,76 = 0,68 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Q = caudal de los ríos.

Q_1 = caudal necesario para el funcionamiento de la instalación.

f_c = factor de carga diario.

Debido a la falta de estudios hidrológicos en nuestro país, no podemos determinar de antemano la posibilidad de obtener o nó el caudal necesario para la ampliación. Una vez que entre en funcionamiento la primera parte sería conveniente hacer estudios hidrológicos de los ríos para poder determinar exactamente el caudal disponible y a base de estos estudios planear la ampliación en la forma más conveniente.

De las consideraciones anteriores se deduce que en el momento actual y debido a que el reservorio funcionará como si fuera de compensación semanal, estamos en condiciones de calcular y diseñar la instalación para aprovechar un caudal de $Q = 0,6 \text{ m}^3/\text{seg.}$

2.- Determinación de la Capacidad de la Instalación.

Este capítulo es fundamental y se lo debe plantear al proyectar una Central Eléctrica. La determinación exacta de éste valor es de gran importancia para el rendimiento económico de toda la instalación. Una central demasiado pequeña necesitará en un plazo muy corto afrontar el problema de grandes trabajos de ampliación durante los cuales habría que limitar parcialmente el suministro de energía con influencia desfavorable en la formación de precios. Por el contrario, una central demasiado grande lleva consigo un aumento elevado por interés y amortiza

ción del capital invertido y para cubrir los cuales se han de establecer precios demasiado altos por la energía suministrada, trayendo como consecuencia una disminución de la demanda.

Para evitar que suceda cualesquiera de éstos errores es necesario tener una idea siquiera aproximada del consumo de la zona a la que va abastecer la central en proyecto. La manera de averiguar las necesidades del consumo es recurriendo a las curvas de carga, de las cuales toda instalación lleva una estadística completa; para el caso de tratarse de una instalación primera se deben hacer comparaciones con las curvas de carga de otras instalaciones semejantes.

El estudio de las curvas de varios años nos permite prever en una forma aproximada la demanda futura y por lo mismo estamos en capacidad de determinar en mejor forma la capacidad de la instalación de acuerdo a las necesidades y a las posibilidades económicas de la zona a la cual se va a servir.

Para nuestro proyecto podemos establecer en una forma bastante exacta la curva de carga que tendrá la instalación debido a que la central en proyecto es con el fin exclusivo de suministrar energía eléctrica a una fábrica de cemento de la cual conocemos el consumo y el tiempo de funcionamiento de la maquinaria.

La fábrica de cemento en mención es de una capacidad de producción de 150 toneladas en 24 horas por el procedimiento húmedo y necesita de la energía que se detalla en el cuadro de la siguiente hoja.

A base de este cuadro hemos elaborado otros en los cuales se detalla el consumo de la fábrica durante cada una de las

Detalle de la energía requerida por la fábrica de cemento " Chimborazo "

Secciones	Tiempo de trabajo	Horas de trabajo semanal	KW	KWh/sem.
A.- Secciones de Producción :				
1.- Pretritución	8 a 12 y 13 a 17	5 x 8	64,5	2.580
2.- Moline crudo	8 a 4	6 x 20	318,4	38.208
3.- Instalación de transporte y mezcla :				
a.- Bomba del moline	8 a 4	6 x 20	15,0	1.800
b.- Bomba de mezcla	18 a 8	6 x 16	15,0	1.440
c.-Bomba del herne y compresores	Continuamente	7 x 24	62,0	10.416
4.- Combustión de aceite	Continuamente	7 x 24	13,0	2.184
5.- Instalación del herne	Continuamente	7 x 24	79,2	13.306
6.- Moline de cemento	8 a 24	6 x 16	389,5	37.392
7.- Transportaderas de cemento	8 a 12 y 13 a 17	6 x 8	35,6	1.709
8.- Instalación de empaque	8 a 12 y 13 a 17	6 x 8	17,2	826
9.- Grúa	17 a 21 y 22 a 8	6 x 22	40,0	5.280
B.- Secciones Secundarias :				
1.- Laboraterio	8 a 12 y 13 a 17	6 x 8	8,0	384
2.- Taller	8 a 12 y 13 a 17	6 x 8	20,0	960
3.- Alumbrado	18 a 6	7 x 12	25,0	2.100
4.- Bombas, etc.	8 a 12	7 x 4	14,0	392

Consumo de cada una de las horas de un día hábil de máxima demanda.

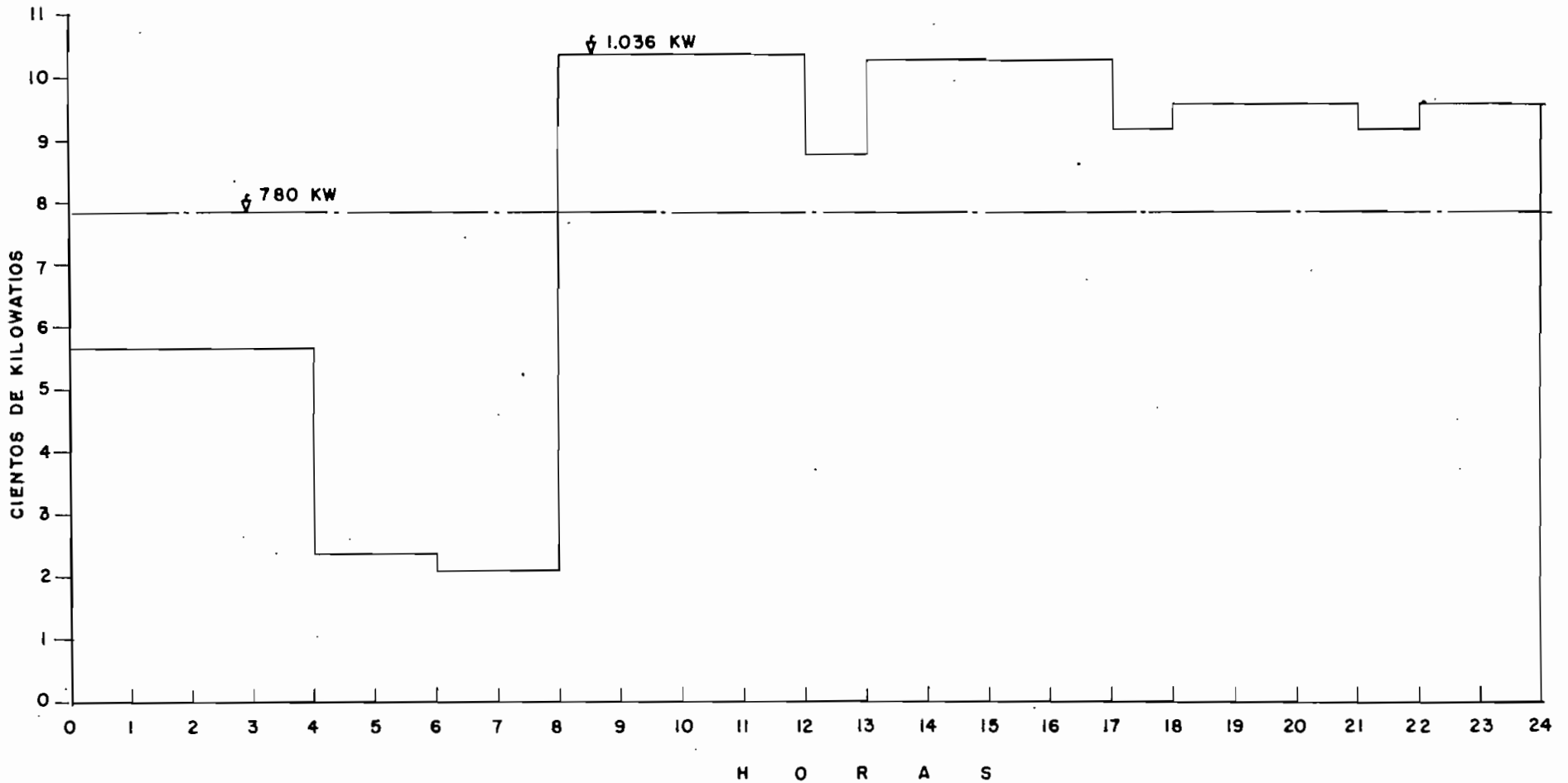
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
318	318	318	318	15	15	15	15	65	65	65	65	318	65	65	65	65	318	318	318	318	318	318	318	318
15	15	15	15	62	62	62	62	318	318	318	318	15	318	318	318	318	15	15	15	15	15	15	15	15
15	15	15	15	13	13	13	13	15	15	15	15	62	15	15	15	15	62	15	15	15	15	15	15	15
62	62	62	62	79	79	79	79	62	62	62	62	13	62	62	62	62	13	62	62	62	62	62	62	62
13	13	13	13	40	40	40	40	13	13	13	13	79	13	13	13	13	79	13	13	13	13	13	13	13
79	79	79	79	25	25			79	79	79	79	390	79	79	79	79	390	79	79	79	79	79	79	79
40	40	40	40					390	390	390	390		390	390	390	390	40	390	390	390	390	390	390	390
25	25	25	25					36	36	36	36		36	36	36	36		40	40	40	25	40	40	40
								17	17	17	17		17	17	17	17		25	25	25		25	25	25
								8	8	8	8		8	8	8	8								
								20	20	20	20		20	20	20	20								
								14	14	14	14													
568	568	568	568	234	234	209	209	1036	1036	1036	1036	877	1022	1022	1022	1022	917	957	957	957	957	917	957	957

Consumo de cada una de las horas de un día Sábado

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
318	318	318	318	15	15	15	15	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318	318
15	15	15	15	62	62	62	62	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
15	15	15	15	13	13	13	13	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	15	15	15	15	15	15
62	62	62	62	79	79	79	79	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	62	62	62	62	62	62
13	13	13	13	40	40	40	40	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	13	13	13	13	13	13
79	79	79	79	25	25			390	390	390	390	390	390	390	390	390	390	390	79	79	79	79	79	79
40	40	40	40					36	36	36	36		36	36	36	36	36	40	390	390	390	390	390	390
25	25	25	25					17	17	17	17		17	17	17	17	17		40	40	40	25	40	40
								8	8	8	8		8	8	8	8	8		25	25	25		25	25
								20	20	20	20		20	20	20	20	20							
								14	14	14	14													
568	568	568	568	234	234	209	209	972	972	972	972	877	958	958	958	958	917	957	957	957	917	957	957	957

Consumo de cada una de las horas de un día Domingo

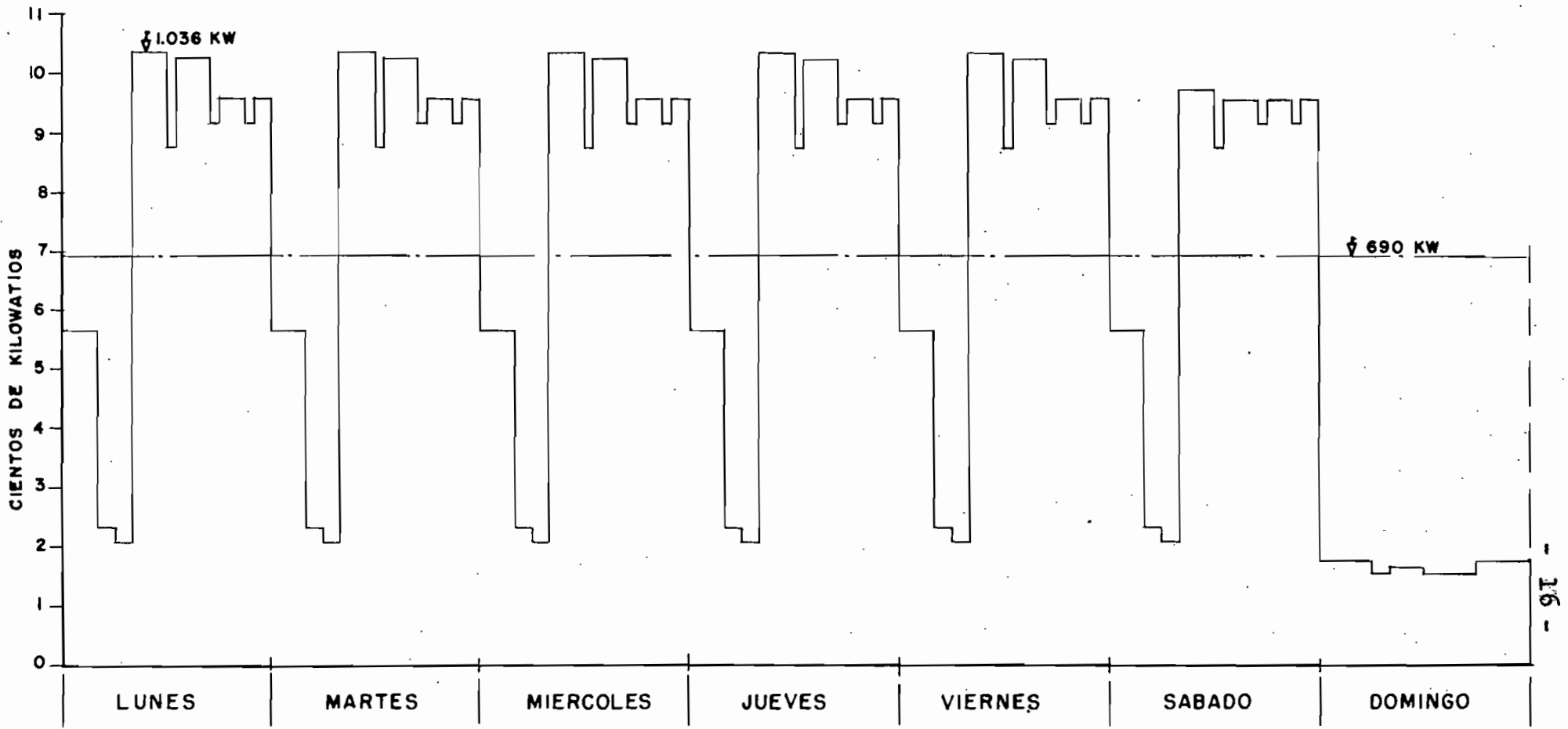
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62
13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79
25	25	25	25	25	25			14	14	14	14								25	25	25	25	25	25
179	179	179	179	179	179	154	154	168	168	168	168	154	154	154	154	154	154	179	179	179	179	179	179	179



18.889 KWh

fc. = 0,76

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL QUITO-ECUADOR	TESIS DE GRADO PROYECTO "CHIMBORAZO"	DIAGRAMA DE CARGA CORRESPONDIENTE A UN DIA HABIL DE MAXIMA DEMANDA	Noviembre 1.955
			ALUMNO <i>[Signature]</i> APROBO <i>[Signature]</i>



116.876 KWh
fc. = 0,67

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL QUITO-ECUADOR	TESIS DE GRADO PROYECTO "CHIMBORAZO"	DIAGRAMA DE CARGA SEMANAL	Noviembre 1.955
			ALUMNO <i>[Signature]</i>
			APROBO <i>[Signature]</i>

horas del día. El primero corresponde a un día hábil de máximo consumo (de Lunes a Viernes), el segundo corresponde al día Sábado y el tercero, al día Domingo.

Con estos cuadros hemos elaborado el diagrama de carga diario y semanal de la la instalación en proyecto, y se los puede apreciar en los dos esquemas que aparecen a continuación de los cuadros de consumo.

De estos diagramas podemos sacar como conclusión que la capacidad de la instalación debe ser por lo menos de 1200 KW. que corresponden a un poco más de los kilovatios máximos requeridos por la demanda.

Integrando el área comprendida entre los diagramas de carga sabemos que el consumo de un día hábil de máxima demanda es de 18.889 KWh.

Una vez que conocemos las necesidades de la demanda vamos a ver si la capacidad de la instalación en proyecto alcanza a cubrirla. Para esto tenemos como datos:

$$Q = 0,6 \text{ m}^3 / \text{seg. y } H = 346 \text{ m.}$$

La potencia será de:

$$N = \frac{1000 \times Q \times H \times \eta_1 \times \eta_2 \times 0,736}{75}$$

N = potencia en KW.

Q = caudal en m³/seg.

H = caída bruta en m.

η_2 = rendimiento de los generadores = 0,9

η_1 = rendimiento de las turbinas = 0,8

0,736 = factor de conversión de H.P. en KW.

Reemplazando en la fórmula expuesta los valores respectivos tenemos:

$$N = \frac{1000 \times 0,6 \times 346 \times 0,8 \times 0,9 \times 0,736}{75}$$

$$N = 1.470 \text{ KW.}$$

La potencia requerida por la demanda es de 1100 KW. en números redondos y la que nosotros podemos obtener es de 1500 KW esto nos permite efectuar en la fábrica pequeñas ampliaciones en tal forma de aumentar la demanda hasta cubrir los 400 KW. restantes que podemos generar.

Del mismo diagrama de carga podemos sacar los datos necesarios para calcular el factor de carga diario y semanal con los que trabajará la instalación.

Factor de carga de un sistema de aprovisionamiento de energía eléctrica es la relación de los KWh. consumidos en un período de tiempo para el valor de la energía máxima en KW. multiplicada por el número de horas en ese período de tiempo. Sea que:

$$f_c = \frac{\text{KWh. consumidos}}{\text{Kw max.} \times \text{horas}}$$

De acuerdo a esto, el factor de carga diario, para un día de máximo consumo es de:

$$f_c = \frac{18.889}{1036 \times 24} = 0,76$$

y el factor de carga semanal será de:

$$f_c = \frac{116.876}{1036 \times 7 \times 24} = 0,67$$

Cabe anotar que el factor de carga es un poco alto debido a que la central es exclusivamente para abastecer a una industria. Generalmente cuando una instalación es para abastecer de energía eléctrica a una ciudad en la que la carga puede ser a la vez industrial, servicio doméstico y alumbrado público, los factores de carga son del orden de 0,5.

II.- Tubería de Presión.

1.- Determinación del Diámetro.

La determinación del diámetro de una tubería de presión debe atenderse a dos razones fundamentales que son: la una de orden técnico y la otra de orden económico. Como generalmente el costo de la tubería representa un porcentaje crecido del importe total de la instalación, es fundamental la determinación acertada de su diámetro.

Técnicamente conviene que la velocidad del agua sea menor, esto trae como consecuencia una sección mayor y una disminución de las pérdidas de carga en la tubería, resultando mayor el salto aprovechable, la potencia disponible y los ingresos por venta de energía; esta velocidad escasa requiere una sección mayor o sea un aumento del diámetro y por consiguiente del espesor de la tubería y del costo de la misma. En esta forma se necesitan mayores gastos de instalación y conservación.

Teóricamente el diámetro más económico debe ser tal que el valor de la energía anualmente perdida en rozamiento, más el interés anual y amortización del importe de la tubería instalada, más los gastos de conservación de la misma, fuesen mínimos.

Como en la determinación del diámetro económico entran en función elementos difíciles de fijar de antemano, como son : precio de venta de la energía, precio de la tubería, costo de la mano de obra, gastos de mantenimiento, gastos de administración, etc. nos atenderemos solamente a calcular el diámetro económico en función de la fórmula de Bondschu que es una de

las que trae el libro " Saltos de Agua y Presas de Embalse " Tomo I de Gómez Navarro y en la cual intervienen solamente factores bien determinados como son el caudal y la caída disponibles.

La fórmula de Bondschu para calcular el diámetro económico de la tubería dice:

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

d = diámetro económico de la tubería en m.

Q = caudal máximo en m³/seg.

H = altura debida a la presión estática más la presión dinámica en m.

Cabe anotar que el coeficiente 5,2 ha dado resultados satisfactorios para tuberías en las cuales $H \geq 100$ m. y diámetros hasta de 3 m.

Reemplazando los valores correspondientes tenemos:

$$d = \sqrt[7]{\frac{5,2 \times 0,6^3}{380}} = \sqrt[7]{\frac{5,2 \times 0,22}{380}} = \sqrt[7]{0,0302}$$

Es necesario aclarar que como seguramente el tipo de turbina será Pelton, hemos tomado un porcentaje del 10 % de la caída bruta para el valor de la sobrepresión.

$$\log d = \frac{1}{7} \log 0,0302 = 0,143 \times \bar{2},48001$$

$$\log d = 0,143 (0,48001 - 2)$$

$$\log d = 0,06864 - 0,286 = \bar{1},78264$$

$$d = \text{antilog } \bar{1},78264 = 0,606 \text{ m.}$$

$$d = 0,61 \text{ m.}$$

Este diámetro económico calculado a base de la fórmula expuesta, podemos comprobarlo en la siguiente forma:

Según los manuales de Hidráulica para una relación de $\frac{L}{H} = 2$ a 4 la velocidad del agua dentro de la tubería debe estar com-

prendida entre 2 y 2,5 m/seg.

Estas limitaciones de la velocidad se deben a que las velocidades demasiado altas, además de las pérdidas de carga pueden dar lugar a aumentos de los golpes de ariete y de la turbulencia produciendo torbellinos que perjudiquen el buen funcionamiento de las turbinas, además de dificultar las condiciones de regulación.

Nosotros nos impondremos una velocidad de 2 m/seg. y teniendo como datos la velocidad y el caudal podemos calcular la sección y el diámetro de la tubería en la siguiente forma:

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{0,6}{2} = 0,3 \text{ m}^2$$

S = sección mojada en m²

Q = caudal en m³/seg.

v = velocidad en m/seg.

Conocida la sección podemos despejar el diámetro de la fórmula:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,3}{3,14}} = \sqrt{0,38}$$

$$d = 0,616 \text{ m.}$$

Con esto hemos comprobado que el diámetro económico calculado tiene un valor aceptable. Para facilidad de construcción fijaremos el diámetro de la tubería en 0,6 m. y calcularemos la velocidad del agua para ésta nueva sección:

$$S = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,6^2}{4} = 0,28 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,6}{0,28} = 2,14 \text{ m/seg.}$$

Como se puede ver la velocidad está comprendida dentro de los límites aceptables para el diámetro de la tubería que nos hemos impuesto.

2.- Pérdidas de Carga en la Tubería.

Una vez que se ha determinado el perfil longitudinal de la tubería a base del perfil del terreno, como puede verse en el Plano N° 1, podemos entrar al cálculo de las pérdidas de carga a lo largo de la tubería. Las pérdidas de carga en una tubería de presión son de dos clases: 1) pérdidas por roce continuo y 2) pérdidas localizadas. Antes de entrar a calcular cada una de estas pérdidas es conveniente elaborar un cuadro que nos facilitará los datos necesarios.

Tramo	de - a	$\neq \alpha$	$\neq \beta$	$\neq \gamma$	L	h	h'	H
1	0 - I	11° 30'	0° 00'	0° 00'	132	27,69	4,40	32,09
2	I - II	11° 30'	8° 50'	0° 00'	132	55,39	8,90	64,29
3	II -III	20° 20'	0° 00'	0° 00'	154	109,39	13,80	123,10
4	III -IV	20° 20'	10° 30'	0° 00'	154	163,39	18,60	181,99
5	IV - V	9° 40'	0° 00'	0° 00'	131	185,99	22,90	208,89
6	V - VI	9° 40'	25° 30'	0° 00'	131	208,59	27,00	235,59
7	VI -VII	35° 20'	0° 00'	0° 00'	109	271,49	30,10	301,59
8	VII-VIII	35° 20'	16° 15'	0° 00'	109	334,39	33,20	367,59
9	VIII-IX	18° 50'	19° 00'	0° 00'	36	345,99	34,40	380,39
10	IX - 11	0° 00'	0° 00'	45° 00'	6	345,99	34,50	380,49
11	11 - 12	0° 00'	0° 00'	45° 00'	4	345,99	34,60	380,59

$\neq \alpha$ = ángulo con la horizontal

$\neq \beta$ = ángulo de cambio de dirección vertical

$\neq \gamma$ = ángulo de cambio de dirección horizontal

L = longitud de cada tramo en m.

h = altura de carga estática en m.

h' = altura de carga debida a la sobrepresión de ariete en m.

H = suma de h más h'.

La altura debida a la sobrepresión de ariete se ha fijado en un 10 % para el último punto y los valores intermedios se han sacado a escala como puede verse en el Plano N^o 2.

Una vez que hemos anotado en éste cuadro todos los datos necesarios podemos entrar al cálculo de las diferentes pérdidas de carga de la tubería.

1.- Pérdidas por roce continuo.

Sabemos que en el interior de una tubería se desliza una columna líquida y que se desarrolla adherencia entre la pared interior del tubo y las moléculas de agua que están en contacto con la tubería. La adherencia genera una fuerza que se opone al movimiento y a la cual se denomina rozamiento. Este rozamiento se transmite por la fuerza de cohesión a los filetes líquidos internos. La fuerza de rozamiento se traduce en calor y esto origina pérdidas que no se pueden recuperar. Las pérdidas por rozamiento a lo largo de la tubería son las más importantes y generalmente son las únicas que se toman en cuenta. Para calcular las pérdidas de carga por rozamiento usaremos la fórmula de Darcy que dice:

$$h_w = \lambda \frac{v^2 \times L}{D \times 2g}$$

h_w = pérdidas por rozamiento en m.

v = velocidad del agua en m/seg.

D = diámetro de la tubería en m.

L = longitud de la tubería en m.

g = gravedad = $9,8 \text{ m/seg}^2$.

λ = coeficiente = $\lambda_1 + \lambda_2$

Los valores de λ_1 y λ_2 podemos interpolar en el ábaco suministrado por la casa Voith. Para un diámetro de $0,6 \text{ m.}$ y una velocidad del agua de $2,14 \text{ m/seg.}$ $\lambda_1 = 0,0143$. En el mismo ábaco para el diámetro anotado y un coeficiente de rugosidad de la tubería de $\sqrt{K} = 0,0076$, que es el que nos corresponde, $\lambda_2 = 0,0097$. De acuerdo a esto el valor de λ será de $0,024$.

Reemplazando los valores en la fórmula tenemos:

$$h_{w_1} = 0,024 \frac{2,14^2 \times 1098}{0,6 \times 2 \times 9,8} = 0,024 \times 7,63 \times 56,02$$

$$h_{w_1} = 10,26 \text{ m.}$$

2.- Pérdidas localizadas.

Entre las pérdidas localizadas consideraremos solamente las mas importantes que son:

a).- Pérdidas de carga debido a la entrada del agua a la Tubería:

Estas pérdidas se deben a dos causas: la primera por la creación de la velocidad necesaria para el paso del caudal por la sección de entrada a la tubería y la segunda por roce de los filetes líquidos al dirigirse a la embocadura y por contracción de la vena líquida en el embudo.

Las pérdidas de carga debido a la entrada del agua a la tubería valen:

$$h_{w_2} = k \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \left(\frac{1}{c} - 1 \right)$$

k = coeficiente = $0,04$ cuando la tubería descarga en turbinas Pelton.

c = coeficiente = $0,97$ cuando la embocadura es en forma de embudo, el diámetro mayor es $1,5$ veces el diámetro menor y la

longitud del embudo es de 3 a 5 veces el diámetro mayor.

Antes de calcular el valor de ésta clase de pérdidas necesitamos conocer cual es la velocidad del agua a la entrada a la tubería. Teóricamente para un orificio libre la velocidad del agua en el embudo valdría $v = \sqrt{2gh}$, siendo h = la altura de agua desde el nivel libre en el tanque de presión hasta el centro de gravedad del orificio de entrada. La velocidad práctica del agua en el embudo debe ser menor que la velocidad del agua en la tubería y vale la relación del caudal para la sección transversal del embudo. Como el embudo cambia de sección constantemente, nosotros calcularemos la velocidad media del agua en el embudo, o sea la velocidad del agua en la parte media del embudo.

$$d_m = \frac{0,9 + 0,6}{2} = 0,75 \text{ m.}$$

$$S_m = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,75^2}{4} = 0,44 \text{ m}^2$$

$$v_m = \frac{Q}{S_m} = \frac{0,6}{0,44} = 1,36 \text{ m/seg.}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la fórmula de las pérdidas de carga tenemos:

$$h_{w_2} = 0,04 \frac{1,36^2}{2 \times 9,8} + \frac{1,36^2}{2 \times 9,8} \left(\frac{1}{0,97} - 1 \right)$$

$$h_{w_2} = 0,04 \times 0,1 + 0,1 (1,06 - 1) = 0,004 + 0,006$$

$$h_{w_2} = 0,01$$

b).- Pérdidas de carga debido al cambio de dirección del agua en los codos y curvas:

Cuando la vena líquida llega a un codo o a una curva, las partículas, por inercia tienden a conservar su dirección; esto acarrea una contracción de la sección eficaz que crea una zona de remolinos que se conserva en algún trayecto después del codo o la curva. Este es el motivo por el cual se producen pérdidas

de carga en los codos y curvas.

Las pérdidas de carga en los codos y curvas valen:

$$h_{w_3} = \xi \frac{v^2}{2g}$$

ξ = constante cuyos valores podemos interpolar en la curva que aparece en la hoja N^o 28.

Reemplazando los valores respectivos para los diferentes codos y curvas de la tubería de presión tenemos:

$$h_w = 0,008 \frac{2,14^2}{2 \times 9,8} = 0,008 \times 0,23$$

$$h_w = 0,002 \text{ m.}$$

$$h_w = 0,011 \frac{2,14^2}{2 \times 9,8} = 0,011 \times 0,23$$

$$h_w = 0,003 \text{ m.}$$

$$h_w = 0,050 \frac{2,14^2}{2 \times 9,8} = 0,050 \times 0,23$$

$$h_w = 0,012 \text{ m.}$$

$$h_w = 0,022 \frac{2,14^2}{2 \times 9,8} = 0,022 \times 0,23$$

$$h_w = 0,006 \text{ m.}$$

$$h_w = 0,029 \frac{2,14^2}{2 \times 9,8} = 0,029 \times 0,23$$

$$h_w = 0,007 \text{ m.}$$

$$h_w = 0,163 \frac{2,14^2}{2 \times 9,8} = 0,163 \times 0,23$$

$$h_w = 0,037$$

La tubería de aproximación a las turbinas hace tres curvas de 45° cada una y el diámetro de esta tubería es de 0,3 m. Las pérdidas en estos dos codos valen:

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,3^2}{4} = 0,07 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0,3}{0,07} = 4,3 \text{ m/seg.}$$

$$h_w = 3 \left(0,163 \frac{4,3^2}{2 \times 9,8} \right) = 0,489 \times 0,94$$

$$h_w = 0,460 \text{ m.}$$

Las pérdidas totales en los codos y curvas valen:

$$h_{w_3} = 0,002 + 0,003 + 0,012 + 0,006 + 0,007 + 0,037 + 0,460$$

$$h_{w3} = 0,527 = \underline{0,53 \text{ m.}}$$

c).- Pérdidas de carga debido al paso del agua por válvulas y llaves:

Como se indicará en el capítulo respectivo, la tubería estará controlada por una compuerta situada en el tanque de presión y por una llave o válvula de compuerta situada una junto a cada turbina en sus respectivas tuberías de aproximación.

Las pérdidas en las válvulas se deben a la disminución de la sección, y éstas son mucho mayores cuando es menor la apertura de la válvula. Las pérdidas en las llaves o válvulas varían:

$$h_{w4} = k \frac{v^2}{2g}$$

k = coeficiente cuyo valor depende de la clase de válvula. Para las llaves de compuerta que es el caso nuestro, el coeficiente k depende de la relación de la longitud de la compuerta que se ha introducido en la tubería dividida para el diámetro de la tubería. El coeficiente k = 0,16 cuando la llave está totalmente abierta o sea para el caso de máximo gasto que es precisamente para el cual nosotros calcularemos las pérdidas.

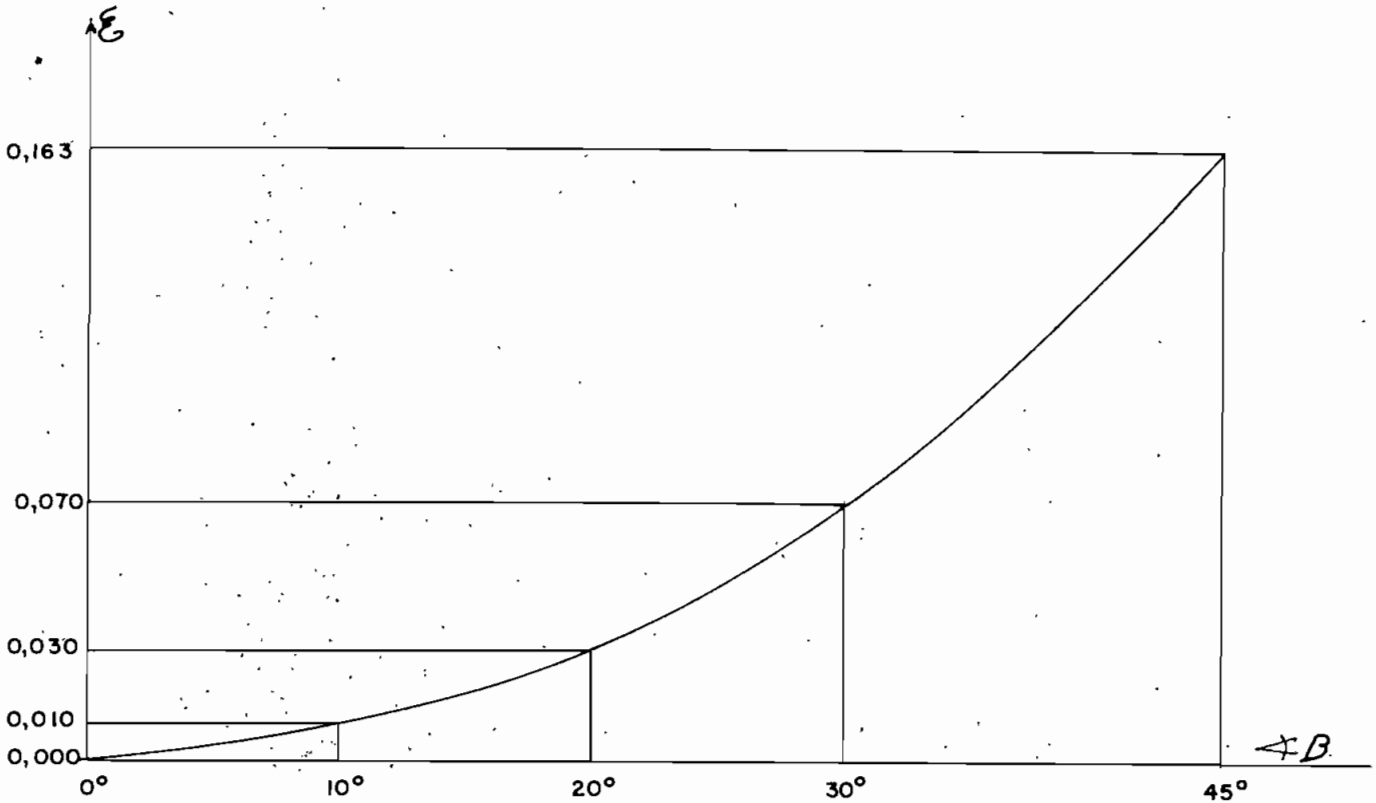
$$h_{w4} = 0,16 \frac{4,3^2}{2 \times 9,8} = 0,16 \times 0,94$$

$$h_{w4} = 0,15 \text{ m.}$$

La velocidad del agua es de 4,3 m/seg. debido a que las llaves de compuerta estarán situadas en la tubería de aproximación a las turbinas que tienen un diámetro de 0,3 m.

d).- Pérdidas de carga debido a las bifurcaciones:

Estas pérdidas se deben a la contracción de los filetes líquidos y están en función del ángulo que hace la bifurcación. Nosotros calculamos ya el valor de éstas pérdidas en la parte que se refería a las pérdidas de carga en los codos y curvas.



Las pérdidas de carga totales a lo largo de la tubería de presión, valen la suma de todas estas pérdidas parciales o sea:

$$H_w = 10,26 + 0,01 + 0,53 + 0,15$$

$$H_w = 10,95 \text{ m.}$$

Para tener una idea más clara de las pérdidas de carga de la tubería, vamos a calcular que porcentaje es el que se pierde :

$$345,99 \dots\dots\dots 100 \%$$

$$10,95 \dots\dots\dots X = \frac{10,95 \times 100}{345,99}$$

$$H_w = 3,16 \%$$

Este porcentaje de pérdida es completamente aceptable ya que se admite hasta un tres por ciento sólo por pérdidas por rozamiento sin tomar en cuenta las otras clases de pérdidas que existen a lo largo de la tubería. Este porcentaje de pérdida bastante bajo viene a comprobar que estuvimos acertados en la de-

terminación del diámetro de la tubería, que debe estar seguramente muy cerca del verdadero diámetro económico.

3.- Cálculo de los Espesores de la Tubería.

Como se puede apreciar en el perfil longitudinal de la tubería, Plano N° 1, tenemos seis tramos de los cuales, los cuatro primeros son demasiado largos ya que cubren distancias de 264, 308, 262, y 218 m. respectivamente y es éste el motivo por el cual les dividiremos a cada uno en dos subtramos iguales. Después de hacer esta división tenemos un total de 10 tramos y calcularemos el espesor que debe tener la tubería en la parte inferior de cada uno de éstos tramos.

Para el cálculo del espesor de la tubería, partiremos de la fórmula que dice:

$$e = \frac{P \times d}{2 \sigma} + 1$$

e = espesor de la tubería en mm.

P = presión estática más la sobrepresión debida al golpe de ariete en Kgr./cm².

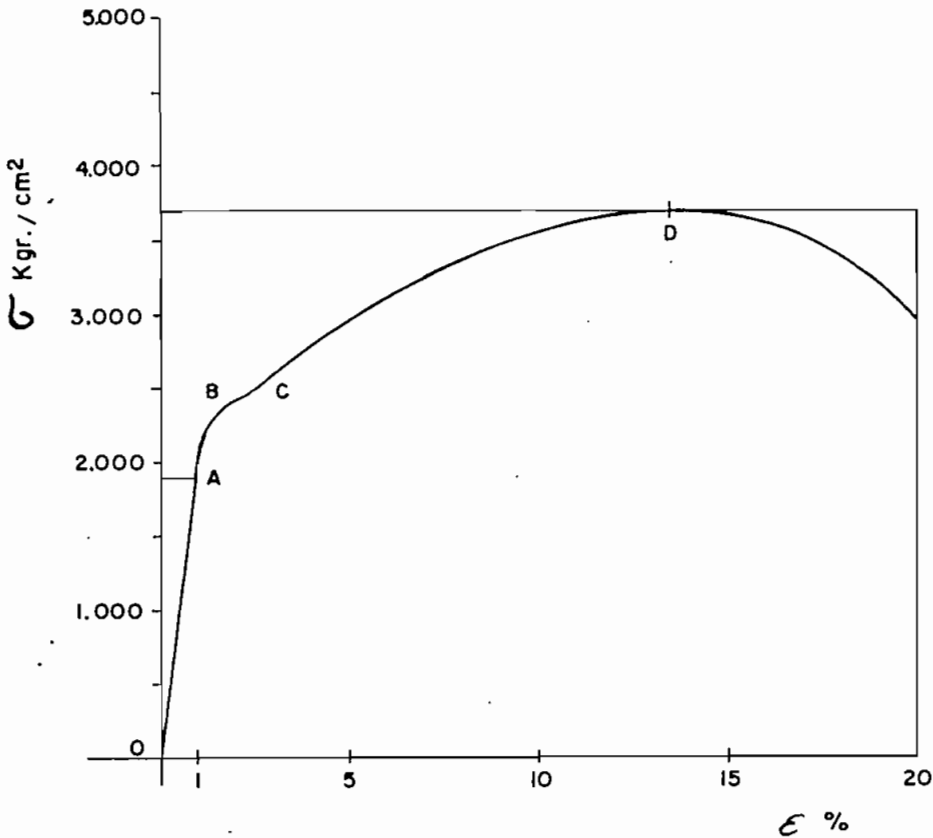
d = diámetro de la tubería en mm.

1 = un mm. de aumento que se le da al espesor para contrarrestar la oxidación y el esmerilamiento.

Para determinar el valor de σ tenemos que referirnos al esquema que aparece en la hoja siguiente y que corresponde al diagrama de tracción del acero ST 37 que es el acero con el cual se construirá la tubería de presión.

O - A = Las deformaciones aumentan proporcionales a los esfuerzos según la Ley de Hooke.

A = Límite de elasticidad = 1900 Kgr./cm². El límite de elasticidad permisible es solamente de 1200 Kgr./cm².



B = Límite aparente de elasticidad.

A-B = Las deformaciones aumentan más rápidamente y continúan creciendo en proporción cada vez mayor a medida que el esfuerzo aumenta. Después que se ha alcanzado el punto B se verifica la extensión dúctil y las deformaciones aumentan en proporción acelerada como indica la parte de la curva C - D.

D = Inmediatamente antes de que se alcance la carga máxima, el material es casi perfectamente plástico, la deformación aumenta rápidamente con incremento muy pequeño de la carga. Después de alcanzarse la carga máxima, se verifica un alargamiento repentino y la carga necesaria para romper la barra es menor que la carga máxima.

Como la fatiga admisible máxima es solamente de 1200 Kgr/cm² nosotros tomaremos todavía un pequeño coeficiente de seguridad y adoptaremos una fatiga de 900 Kgr/cm².

Como la tubería va a ser soldada, se debe tomar un coeficiente de 0,9 debido a la soldadura. La fatiga que usaremos para los cálculos de la tubería será entonces de:

$$\sigma = 900 \times 0,9$$

$$\sigma = 810 \text{ Kgr/cm}^2.$$

Hechas estas consideraciones, podemos ya proceder al cálculo de los espesores que tendrá la tubería en sus diferentes tramos.

Primer Tramo:

$$e = \frac{3,21 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 3,21 \times 0,37 + 1 = 2,19 \text{ mm.}$$

Segundo Tramo:

$$e = \frac{6,43 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 6,43 \times 0,37 + 1 = 3,38 \text{ mm.}$$

Tercer Tramo:

$$e = \frac{12,32 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 12,32 \times 0,37 + 1 = 5,56 \text{ mm.}$$

Cuarto Tramo:

$$e = \frac{18,20 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 18,20 \times 0,37 + 1 = 7,73 \text{ mm.}$$

Quinto Tramo:

$$e = \frac{20,89 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 20,89 \times 0,37 + 1 = 8,73 \text{ mm.}$$

Sexto Tramo:

$$e = \frac{23,56 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 23,56 \times 0,37 + 1 = 9,72 \text{ mm.}$$

Septimo Tramo:

$$e = \frac{30,16 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 30,16 \times 0,37 + 1 = 12,16 \text{ mm.}$$

Octavo Tramo:

$$e = \frac{36,76 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 36,76 \times 0,37 + 1 = 14,60 \text{ mm.}$$

Noveno Tramo:

$$e = \frac{38,04 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 38,04 \times 0,37 + 1 = 15,07 \text{ mm.}$$

Décimo y Undécimo Tramos:

$$e = \frac{38,06 \times 600}{2 \times 810} + 1 = 38,06 \times 0,37 + 1 = 15,08 \text{ mm.}$$

Es prescrito que el espesor mínimo debe ser por lo menos 5 mm. para ésta clase de instalaciones; por ésta razón adoptaremos el espesor de 5 mm. para los tramos Primero y Segundo. Por facilidad de construcción adoptaremos los siguientes espesores para los tramos restantes:

Tramos Primero y Segundo: 5 mm.

Tramo Tercero: 6 mm.

Tramo Cuarto: 8 mm.

Tramo Quinto: 9 mm.

Tramo Sexto: 10 mm.

Tramo Séptimo: 13 mm.

Tramo Octavo: 15 mm.

Tramos Noveno, Décimo y Undécimo: 16 mm.

A base de estos espesores estamos ya en posibilidad de calcular los pesos de los diferentes tramos de la tubería.

4.- Cálculo de los Pesos de los Tramos de la Tubería.

Debido a las limitaciones que imponen el transporte y el montaje, las tuberías se fabrican en piezas de hasta 20 m. de longitud. En nuestro país se ha visto que piezas mayores de 8 m. de longitud ofrecen muchas dificultades en el montaje y es ésta la razón por la cual hemos elegido piezas comprendidas entre 5 y 7 m. de longitud.

Para calcular el peso de los diferentes tramos de la tubería hemos elaborado el cuadro que aparece en la siguiente hoja. El cálculo mismo de los pesos de los diferentes tramos, lo haremos a partir de la siguiente fórmula:

Tramo No.	de - a	Número de tubos	Longit. 6/tubo	Longit. Total	Espesor
	0 - 1	1	6 m.	6 m.	5 mm.
1	1 - 2	1	6	6	5
	2 - I	20	6	120	5
2	I - 3	1	6	6	5
	3 - II	21	6	126	5
3	II - 4	1	7	7	6
	4 - III	21	7	147	6
4	III - 5	1	7	7	8
	5 - IV	21	7	147	8
5	IV - 6	1	5	5	9
	6 - V	21	6	126	9
6	V - 7	1	5	5	10
	7 - VI	21	6	126	10
7	VI - 8	1	7	7	13
	8 - VII	17	6	102	13
8	VII - 9	1	7	7	15
	9 - VIII	17	6	102	15
9	VIII-10	1	6	6	16
	10 - IX	5	6	30	16
10	IX - 11	1	6	6	16
11	11 - 12	1	4	4	16

$$P_t = \pi \times d \times e \times l \times \rho \times 1,15$$

P = peso de la tubería en Tons.

d = diámetro de la tubería en m.

e = espesor de la tubería en m.

l = longitud de la tubería en m.

ρ = peso específico del acero = 7,5 Ton/m³.

1,15 = factor de multiplicación que corresponde a un aumento del peso de un 15 % debido a las bridas y pernos.

Reemplazando los valores respectivos tenemos:

$$P_t = 3,14 \times 0,605 \times 0,005 \times 6 \times 7,5 \times 1,15 = 0,48 \text{ Tons.}$$

$$P_t = 3,14 \times 0,605 \times 0,005 \times 120 \times 7,5 \times 1,15 = 9,75$$

$$P_t = 3,14 \times 0,605 \times 0,005 \times 126 \times 7,5 \times 1,15 = 10,24$$

$$P_t = 3,14 \times 0,606 \times 0,006 \times 7 \times 7,5 \times 1,15 = 0,68$$

$$P_t = 3,14 \times 0,606 \times 0,006 \times 147 \times 7,5 \times 1,15 = 14,33$$

$$P_t = 3,14 \times 0,608 \times 0,008 \times 7 \times 7,5 \times 1,15 = 0,91$$

$$P_t = 3,14 \times 0,608 \times 0,008 \times 147 \times 7,5 \times 1,15 = 19,11$$

$$P_t = 3,14 \times 0,609 \times 0,009 \times 5 \times 7,5 \times 1,15 = 0,74$$

$$P_t = 3,14 \times 0,609 \times 0,009 \times 126 \times 7,5 \times 1,15 = 18,42$$

$$P_t = 3,14 \times 0,610 \times 0,010 \times 5 \times 7,5 \times 1,15 = 0,82$$

$$P_t = 3,14 \times 0,610 \times 0,010 \times 126 \times 7,5 \times 1,15 = 20,47$$

$$P_t = 3,14 \times 0,613 \times 0,013 \times 7 \times 7,5 \times 1,15 = 1,48 \text{ Tons.}$$

$$P_t = 3,14 \times 0,613 \times 0,013 \times 102 \times 7,5 \times 1,15 = 21,55$$

$$P_t = 3,14 \times 0,615 \times 0,015 \times 7 \times 7,5 \times 1,15 = 1,70$$

$$P_t = 3,14 \times 0,615 \times 0,015 \times 102 \times 7,5 \times 1,15 = 24,86$$

$$P_t = 3,14 \times 0,616 \times 0,016 \times 6 \times 7,5 \times 1,15 = 1,56$$

$$P_t = 3,14 \times 0,616 \times 0,016 \times 30 \times 7,5 \times 1,15 = 7,80$$

$$P_t = 3,14 \times 0,616 \times 0,016 \times 4 \times 7,5 \times 1,15 = 1,04$$

Nos faltaría solamente calcular el peso del embudo. Al nacer

el cálculo de las pérdidas de carga a la entrada a la tubería habíamos fijado las dimensiones del embudo, debiendo ser su diámetro mayor 1,5 veces el diámetro menor y la longitud de 6 mm. El peso del embudo será de:

$$P_e = 3,14 \times 0,755 \times 0,005 \times 6 \times 7,5 \times 1,15 = 0,61 \text{ Tons.}$$

5.- Cálculo de las Dilataciones de la Tubería.

El cálculo de las dilataciones de la tubería lo realizaremos para los tramos que llevarán juntas de expansión, ya que el valor de las dilataciones nos dará la longitud que debe tener la junta de expansión.

La fórmula para el cálculo de las dilataciones de la tubería es la siguiente:

$$l = \alpha \times \Delta t \times L$$

l = dilatación de la tubería en m.

α = coeficiente de la dilatación del acero = $0,000012 \text{ m/1}^\circ \text{C} \times \text{m}$.

Δt = incremento de temperatura = 40° para la sierra ecuatoriana.

L = longitud del tramo de la tubería en m.

Aplicando la fórmula para los diferentes valores tenemos:

$$l = 0,000012 \times 40 \times 132 = 0,063 \text{ m.}$$

$$l = 0,000012 \times 40 \times 131 = 0,063 \text{ m.} \quad \leftarrow \begin{array}{l} l = 0,000012 \times 40 \times 154 = \\ l = 0,074 \text{ m.} \end{array}$$

$$l = 0,000012 \times 40 \times 109 = 0,052 \text{ m.}$$

$$l = 0,000012 \times 40 \times 36 = 0,017 \text{ m.}$$

Para facilidad de construcción fijaremos las longitudes de. Los manguitos de dilatación en : 6,5 ; 7,5 ; 6,5 ; 5,5 ; y 5 cms. respectivamente.

6.- Cálculo de los Esfuerzos en los Bloques de Anclaje.

Antes de entrar al cálculo de los esfuerzos, es necesario calcular el peso del agua en los diferentes tramos de la tube-

ría y éste cálculo lo realizaremos con la fórmula:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \times L \times \delta$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,6}{4} = 0,28 \text{ m}^2. = \text{sección transversal de la tubería.}$$

L = longitud del tramo de la tubería en m.

δ = peso específico del agua = 1 Ton/m³.

Reemplazando los valores respectivos en la fórmula obtenemos los siguientes resultados:

$$P_a = 0,28 \times 6 = 1,68 \text{ Tons.}$$

$$P_a = 0,28 \times 120 = 33,60$$

$$P_a = 0,28 \times 126 = 35,28$$

$$P_a = 0,28 \times 7 = 1,96$$

$$P_a = 0,28 \times 147 = 41,16$$

$$P_a = 0,28 \times 5 = 1,40$$

$$P_a = 0,28 \times 102 = 28,56$$

$$P_a = 0,28 \times 30 = 8,40$$

$$P_a = 0,28 \times 4 = 1,12$$

En el embudo el agua pesa:

$$P_a = \frac{3,14 \times 0,75}{4} \times 6 = 0,44 \times 6 = 2,64 \text{ Tons.}$$

Realizados todos estos cálculos preliminares, pasaremos a explicar los esfuerzos que soportan los muros de anclaje y la manera de calcularlos.

a).- Presión que ejerce el agua debido a la diferencia de altura entre el nivel libre en el tanque de presión y el punto considerado. Esta altura se incrementa con el porcentaje debido a la sobrepresión del golpe de ariete.

$$E_1 = \frac{\pi d^2}{4} H$$

b).- Presión que ejerce el agua en las juntas de expansión. Como en el caso anterior, esta presión depende también de la altura de carga estática más la altura de carga dinámica.

$$E_2 = \pi \times d \times e \times H$$

c).- Presión por rozamiento en las juntas de expansión como consecuencia del cambio de longitud de la tubería debido a las variaciones de la temperatura.

$$E_3 = \mu \times \pi \times d \times l \times h$$

l = longitud de la junta de expansión

μ = coeficiente de rozamiento = 0,3 para acero contra empaque.

d).- Presión debida al peso de la tubería.

$$E_4 = P_t \times \text{sen } \alpha$$

α = ángulo que hace la tubería con la horizontal.

e).- Presión debida al rozamiento de la tubería en los muros de apoyo. Depende del peso de la tubería y del peso del agua.

$$E_5 = \mu (P_t + P_a) \cos \alpha$$

μ = coeficiente de rozamiento = 0,5 para acero contra concreto.

f).- Presión debida al rozamiento del agua en la tubería. Esta presión vale las pérdidas por rozamiento de agua en el interior de la tubería hasta el punto considerado por la sección de la tubería.

$$E_6 = h_w \times S$$

g).- Presión debida a la fuerza centrífuga del agua en los codos y curvas.

$$E_7 = \frac{m \times v^2}{r}$$

m = maza

v = velocidad del agua

r = radio de curvatura.

Este esfuerzo no se lo considera porque generalmente su valor es despreciable. En caso de tener un valor considerable se puede aumentar el radio de curvatura hasta que su valor sea des

preciable.

h).- Presión debida a la dilatación o contracción de la tubería.

$$E_e = E \times \alpha \times S \times \Delta t$$

E = módulo de elasticidad = 20.000.000 para el acero

α = coeficiente de dilatación = 0,000012 para el acero

S = sección de acero

Δt = incremento de temperatura.

En nuestro cálculo de esfuerzos tampoco consideramos éste esfuerzo debido a que se ha previsto la instalación de juntas de expansión.

Antes de entrar al cálculo de los esfuerzos es necesario determinar el valor de las diferentes pérdidas de carga parciales debidas al rozamiento del agua en el interior de la tubería.

$$h_w = 0,024 \frac{v^2 \times L}{d \times 2g}$$

Para L = 1 m. tenemos :

$$h_w = 0,024 \frac{2,14^2 \times 1}{0,6 \times 2 \times 9,8}$$

$$h_w = 0,0093 \text{ m.}$$

Con este valor de la pérdida de carga por metro lineal de tubería podemos calcular el valor de las pérdidas para los diferentes tramos:

$$h_w = 0,0093 \times 5 = 0,047 \text{ m.}$$

$$h_w = 0,0093 \times 6 = 0,055$$

$$h_w = 0,0093 \times 7 = 0,065$$

$$h_w = 0,0093 \times 10 = 0,093$$

$$h_w = 0,0093 \times 30 = 0,279$$

$$h_w = 0,0093 \times 102 = 0,949$$

$$h_w = 0,0093 \times 120 = 1,116$$

$$h_w = 0,0093 \times 126 = 1,172$$

$$h_w = 0,0093 \times 147 = 1,367$$

Para facilitar los cálculos de los esfuerzos en los bloques de anclaje elaboraremos el cuadro que aparece en la siguiente hoja.

Es necesario aclarar que un bloque de anclaje debe soportar los esfuerzos que recibe tanto de la parte superior como de la parte inferior de la tubería.

El tramo de la tubería que ejerce esfuerzos es desde el eje del anclaje hasta la junta de dilatación sea superior o inferior. Los esfuerzos están dirigidos en el sentido del eje de la tubería y se debe determinar el valor y la dirección de la resultante total que actúa en cada anclaje.

Hechas estas consideraciones preliminares, vamos a proceder al cálculo de los esfuerzos para cada anclaje:

Anclaje I:

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 32,09 = 8,99 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,005 \times 3,7 = 0,04 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,065 \times 2,9 = 0,11 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 9,75 \times 0,199 = 1,94 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,98 \times 43,35 = 21,24 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,28 \times 1,116 = 0,31 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

$$E_1 = 0,28 \times 32,09 = 8,99 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,005 \times 32,60 = 0,31 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,065 \times 28,20 = 1,04 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 0,48 \times 0,199 = 0,10 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,98 \times 2,16 = 1,06 \text{ Ton.}$$

Tra mo No.	de-a	$\neq \alpha$	$\text{sen} \alpha$	$\text{cos} \alpha$	L m.	h m.	h' m.	H m.	e mm.	Pt Ton.	Pa Ton.	l cm.
1	1-2	11° 30'	0,199	0,980	12	2,90	0,80	3,70	5	1,23	4,32	6,5
	2-I	11° 30'	0,199	0,980	120	27,69	4,40	32,09	5	9,75	33,60	
2	I-3	11° 30'	0,199	0,980	6	28,20	4,40	32,60	5	0,48	1,68	6,5
	3-II	11° 30'	0,199	0,980	126	55,39	8,90	64,29	5	10,24	35,28	
3	II-4	20° 20'	0,347	0,938	7	58,19	8,90	67,09	6	0,68	1,96	7,5
	4-III	20° 20'	0,347	0,938	147	109,39	13,80	123,19	6	14,33	41,16	
4	III-5	20° 20'	0,347	0,938	7	111,80	13,80	125,60	8	0,91	1,96	7,5
	5-IV	20° 20'	0,347	0,938	147	163,39	18,60	181,99	8	19,11	41,16	
5	IV-6	9° 40'	0,768	0,986	5	164,20	18,60	182,89	9	0,74	1,40	6,5
	6-V	9° 40'	0,768	0,986	126	185,99	22,90	208,89	9	18,42	35,28	
6	V-7	9° 40'	0,768	0,986	5	186,89	22,90	209,79	10	0,82	1,40	6,5
	7-VI	9° 40'	0,768	0,986	126	208,59	27,00	235,59	10	20,47	35,28	
7	VI-8	35° 20'	0,578	0,816	7	212,59	27,00	239,59	13	1,48	1,96	5,5
	8-VII	35° 20'	0,578	0,816	102	271,49	30,10	301,59	13	21,55	28,56	
8	VII-9	35° 20'	0,578	0,816	7	275,49	30,10	305,59	15	1,70	1,96	5,5
	9-VIII	35° 20'	0,578	0,816	102	334,39	33,20	367,59	15	24,86	28,56	
9	VIII-10	18° 50'	0,323	0,946	6	336,39	33,20	369,59	16	1,56	1,68	5,0
	10-IX	18° 50'	0,323	0,946	30	345,99	34,40	380,39	16	7,80	8,40	
10	IX-11	0° 00'	0,000	1,000	6	345,99	34,50	380,49	16	1,56	1,68	
11	11-12	0° 00'	0,000	1,000	4	345,99	34,60	380,59	16	0,90	1,12	

$$E_6 = 0,28 \times 0,055 = 0,02 \text{ Ton.}$$

Anclaje II.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 64,29 = 18,00 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,005 \times 32,60 = 0,31 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,065 \times 28,20 = 1,04 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 10,24 \times 0,199 = 2,04 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,98 \times 45,52 = 22,31 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,28 \times 1,172 = 0,33 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

$$E_1 = 0,28 \times 64,29 = 18,00 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,006 \times 67,09 = 0,76 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,075 \times 58,19 = 2,47 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 0,68 \times 0,347 = 0,24 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,938 \times 2,64 = 1,24 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,28 \times 0,065 = 0,02 \text{ Ton.}$$

Anclaje III.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 123,19 = 34,49 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,006 \times 67,09 = 0,76 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,075 \times 58,19 = 2,47 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 14,33 \times 0,347 = 4,97 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,938 \times 55,49 = 26,03 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 1,367 \times 0,28 = 0,38 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

$$E_1 = 0,28 \times 123,19 = 34,49 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,008 \times 125,60 = 1,89 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,075 \times 111,80 = 4,74 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 0,91 \times 0,347 = 0,32 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,938 \times 2,87 = 1,35 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,065 \times 0,28 = 0,02 \text{ Ton.}$$

Anclaje IV.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 181,99 = 50,96 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,008 \times 125,60 = 1,89 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,075 \times 111,80 = 4,74 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 19,11 \times 0,347 = 6,63 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,938 \times 60,27 = 28,27 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 1,367 \times 0,28 = 0,38 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

$$E_1 = 0,28 \times 181,99 = 50,96 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,009 \times 182,89 = 3,10 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,065 \times 164,29 = 6,04 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 0,74 \times 0,168 = 0,12 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,986 \times 2,14 = 1,06 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,047 \times 0,28 = 0,01 \text{ Ton.}$$

Anclaje V.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 208,89 = 58,49 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,009 \times 182,89 = 3,10 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,065 \times 164,29 = 6,04 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 18,42 \times 0,168 = 3,10 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,986 \times 53,70 = 26,47 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 1,72 \times 0,28 = 0,33 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

$$E_1 = 0,28 \times 208,89 = 58,49 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,010 \times 209,79 = 3,95 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,065 \times 186,89 = 6,87 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 0,82 \times 0,168 = 0,14 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,986 \times 0,5 \times 2,22 = 1,10 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,047 \times 0,28 = 0,01 \text{ Ton.}$$

Anclaje VI.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 235,59 = 65,97 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,010 \times 209,79 = 3,95 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,065 \times 186,89 = 6,87 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 20,47 \times 0,168 = 3,44 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,986 \times 55,75 = 27,49 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 1,172 \times 0,28 = 0,33 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

$$E_1 = 0,28 \times 235,59 = 65,97 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,013 \times 239,59 = 5,87 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,055 \times 212,59 = 6,61 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 1,48 \times 0,578 = 0,86 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,816 \times 3,44 = 1,40 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,065 \times 0,28 = 0,02 \text{ Ton.}$$

Anclaje VII.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 301,59 = 84,45 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,13 \times 239,59 = 5,87 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,055 \times 212,59 = 0,61 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 21,55 \times 0,578 = 12,46 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,816 \times 3,66 = 1,49 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,065 \times 0,28 = 0,02 \text{ Ton.}$$

Anclaje VIII.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 367,59 = 102,93 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,015 \times 305,59 = 8,64 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,055 \times 2,75,49 = 8,56 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 24,86 \times 0,578 = 14,37 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,816 \times 53,42 = 21,80 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,28 \times 0,949 = 0,27 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

$$E_1 = 0,28 \times 367,59 = 102,93 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,016 \times 369,59 = 11,14 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,05 \times 336,39 = 9,51 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 1,56 \times 0,323 = 0,50 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,946 \times 3,24 = 1,53 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,28 \times 0,055 = 0,02 \text{ Ton.}$$

Anclaje IX.

Parte Superior:

$$E_1 = 0,28 \times 380,39 = 106,51 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 3,14 \times 0,6 \times 0,016 \times 319,59 = 11,14 \text{ Ton.}$$

$$E_3 = 0,3 \times 3,14 \times 0,6 \times 0,05 \times 336,39 = 9,51 \text{ Ton.}$$

$$E_4 = 7,80 \times 0,323 = 2,52 \text{ Ton.}$$

$$E_5 = 0,5 \times 0,946 \times 16,20 = 7,66 \text{ Ton.}$$

$$E_6 = 0,28 \times 0,279 = 0,08 \text{ Ton.}$$

Parte Inferior:

En este anclaje no se considera ningún esfuerzo de la parte inferior por cuanto el último tramo de la tubería, del punto IX al 12, va totalmente empotrado en cemento y en este caso se le debe considerar como una tubería rígida.

Una vez que hemos calculado los esfuerzos tanto de la parte superior como de la parte inferior para cada bloque de anclaje vamos a hacer el cómputo de esfuerzos. Este cómputo de esfuerzos se hace tomando en cuenta el calentamiento y el enfriamiento de la tubería tanto para el tramo superior como para el inferior de la siguiente manera:

Calentamiento de la tubería.

$$\text{Parte superior : } E_s = E + E + E + E + E + E$$

$$\text{Parte inferior : } E_L = -E - E - E + E - E + E$$

Enfriamiento de la tubería.

$$\text{Parte superior: } E_s = E + E - E + E - E + E$$

$$\text{Parte inferior: } E_L = -E - E + E + E + E + E$$

Realizando este cómputo de esfuerzos para cada uno de los bloques de anclaje y redondeando sus valores tenemos:

Anclaje I.

Calentamiento.

$$\text{Parte superior: } E_s = 8,99+0,04+0,11+1,94+21,24+0,31 = + 32,62 = + 33 \text{ Ton.}$$

$$\text{Parte inferior: } E_L = -8,99-0,31-1,04+0,10-1,06+0,02 = - 11,28 = - 11 \text{ Ton.}$$

Enfriamiento.

$$\text{Parte superior: } E_s = 8,99+0,04-0,11+1,94-21,24+0,31 = - 10,08 = - 10 \text{ Ton.}$$

$$\text{Parte inferior: } E_L = -8,99-0,31+1,04+0,10+1,06+0,02 = -7,09 = - 7 \text{ Ton.}$$

Anclaje II.

Calentamiento.

$$\text{Parte superior: } E_s = 18,00+0,31+1,04+2,04+22,31+0,33 = +44,02 = + 44 \text{ Ton.}$$

Parte inferior: $E_L = -18,00 - 0,76 - 2,47 + 0,24 - 1,24 + 0,02 = -22,21 =$
- 22 Ton.

Enfriamiento.

Parte superior: $E_S = 18,00 + 0,31 - 1,04 + 2,04 - 22,31 + 0,33 = -2,67 =$
- 3 Ton.

Parte inferior: $E_L = -18,00 - 0,76 + 2,47 + 0,33 + 1,24 + 0,02 = -14,80 =$
- 15 Ton.

Anclaje III.

Calentamiento.

Parte superior: $E_S = 34,49 + 0,76 + 2,47 + 4,97 + 26,03 + 0,38 = +69,10 =$
+ 69 Ton.

Parte inferior: $E_L = -34,49 - 1,8 - 4,74 + 0,32 - 1,35 + 0,02 = -42,14 =$
- 42 Ton.

Enfriamiento.

Parte superior: $E_S = 34,49 + 0,76 - 2,47 + 4,97 - 26,03 + 0,38 = +12,12 =$
+ 12 Ton.

Parte inferior: $E_L = -34,49 - 1,89 + 4,74 + 0,32 + 1,35 + 0,02 = -29,97 =$
- 30 Ton.

Anclaje IV.

Calentamiento.

Parte superior: $E_S = 50,96 + 1,89 + 4,74 + 6,63 + 28,27 + 0,38 = +92,87 =$
+ 93 Ton.

Parte inferior: $E_L = -50,96 - 3,10 - 6,04 + 0,12 - 1,06 + 0,01 = -61,01 =$
- 61 Ton.

Enfriamiento.

Parte superior: $E_S = 50,96 + 1,89 - 4,74 + 6,63 - 28,27 + 0,38 = +26,86 =$
+ 27 Ton.

Parte inferior: $E_L = -50,96 - 3,10 + 6,04 + 0,12 + 1,06 + 0,01 = -46,83 =$
- 47 Ton.

Anclaje V.

Calentamiento.

Parte superior: $E_s = 58,49+3,10+6,04+3,10+26,47+0,33 = +97,52 =$
 $+ 98 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_L = -58,49-3,95-6,87+0,14-1,09+0,01 = -70,25 =$
 $- 70 \text{ Ton.}$

Enfriamiento.

Parte superior: $E_s = 58,49+3,10-6,04+3,10-26,48+0,33 = +32,50 =$
 $+ 33 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_L = -58,49-3,95+6,87+0,14+1,09+0,01 = -54,33 =$
 $- 54 \text{ Ton.}$

Anclaje VI.

Calentamiento.

Parte superior: $E_s = 65,97+3,95+6,87+3,44+27,49+0,33 = +108,04 =$
 $+ 108 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_L = -65,97-5,87-6,61+0,86-1,41+0,02 = -78,97 =$
 $- 79 \text{ Ton.}$

Enfriamiento.

Parte superior: $E_s = 65,97+3,95-6,87+3,44-27,49+0,33 = +39,33 =$
 $+ 39 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_L = -65,97-5,87+6,61+0,86+1,40+0,02 = -62,95 =$
 $- 63 \text{ Ton.}$

Anclaje VII.

Calentamiento.

Parte superior: $E_s = 84,45+5,87+6,61+12,46+20,45+0,27 = +130,09 =$
 $+ 130 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_L = -84,45-8,64-8,56+0,98-1,49+0,02 = -102,14 =$
 $- 102 \text{ Ton.}$

Enfriamiento.

Parte superior: $E_s = 84,45 + 5,87 - 6,61 + 12,46 - 20,45 + 0,27 = +75,98 =$
 $+ 76 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_i = -84,45 - 8,64 + 8,56 + 0,98 + 1,49 + 0,02 = -82,02 =$
 $- 82 \text{ Ton.}$

Anclaje VIII.

Calentamiento.

Parte superior: $E_s = 102,93 + 8,64 + 8,56 + 14,37 + 21,80 + 0,27 = +156,56 =$
 $+157 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_i = -102,93 - 11,14 - 9,51 + 0,50 - 1,53 + 0,02 = -124,59 =$
 $- 125 \text{ Ton.}$

Enfriamiento.

Parte superior: $E_s = 102,93 + 8,64 - 8,56 + 14,37 - 21,80 + 0,27 = +95,84 =$
 $+ 96 \text{ Ton.}$

Parte inferior: $E_i = -102,93 - 11,14 + 9,51 + 0,50 + 1,53 + 0,02 = -102,51 =$
 -103 Ton.

Anclaje IX.

Calentamiento.

Parte superior: $E_s = 106,51 + 11,14 + 9,51 + 2,52 + 7,66 + 0,08 = +137,42 =$
 $+137 \text{ Ton.}$

Enfriamiento.

Parte superior: $E_s = 106,51 + 11,14 - 9,51 + 2,52 - 7,66 + 0,08 = +103,08 =$
 $+103 \text{ Ton.}$

A base de los esfuerzos calculados para cuando la tubería se calienta o enfría, se deben sacar las resultantes de los esfuerzos E_1 y E_2 respectivamente, entre la parte superior y la parte inferior. Estas resultantes las hemos determinado gráficamente y en ésta forma podemos ver la dirección y el valor de cada una de ellas, como queda indicado en el plano No.3.

7).- Diseño y comprobación de los bloques de Anclaje.

Para el diseño de los bloques de anclaje se ha partido de la suposición de conocer el peso del anclaje, o sea que me he impuesto un peso adecuado para cada anclaje. También me he impuesto el largo y el ancho del anclaje y he adoptado una sección longitudinal de forma trapezoidal.

Conocido el peso, el largo, el ancho y la forma del anclaje, nos faltan solamente determinar la altura con la fórmula :

$$hm = \frac{P}{l \times a \times \gamma}$$

hm = altura media del anclaje en m.

P = peso del anclaje en Ton.

l = largo del anclaje en m.

a = ancho del anclaje en m.

γ = peso específico del hormigón = 2.4 T /m³

Una vez diseñado el bloque de anclaje, se debe hacer la siguiente comprobación :

a).- Comprobación del volcamiento.

Esta comprobación se hace entre el peso del anclaje P con la resultante de esfuerzos por calentamiento E, y F₂. Las resultantes R₁ y R₂ respectivamente deben pasar por el tercio medio de la base para que no se produzca el volcamiento del anclaje. Esta comprobación también la hemos hecho graficamente como puede verse en el plano N° 4 que corresponde al diseño de los anclajes.

En el caso de que una de las resultantes, sea R₁ o R₂, se salga del tercio medio de la base, se debe asignar un mayor peso al anclaje, esto tiene como consecuencias el cambio de las

dimensiones y se debe comprobar nuevamente para ver si las resultantes pasan por el tercio medio. En esta forma se sigue comprobando hasta reunir las condiciones pedidas.

b).- Comprobación de la fatiga a la que va a trabajar el terreno.

Esta comprobación se hace con la fórmula :

$$\sigma_t = \frac{R}{a \times l}$$

σ_t = fatiga con la que va a trabajar el terreno en T /m²

R = resultante más desfavorable, que puede ser R₁ o R₂ según el caso, en Ton.

l = largo del anclaje en m.

a = ancho del anclaje en m.

Es condición de esta comprobación que $\sigma_t \leq \sigma_a$ siendo :

σ_a = fatiga admisible = 2 Kgr/cm² = 20 T /m² para nuestro estudio.

c).- Comprobación al deslizamiento del anclaje.

Esta comprobación la haremos con la fórmula :

$$P \times \mu \geq R \times \text{sen } \alpha$$

P = peso del anclaje en Ton.

μ = coeficiente de rozamiento = 0,4 para el hormigón con terreno húmedo que es el caso más desfavorable.

R = resultante más desfavorable, que puede ser R₁ o R₂, en Ton.

α = ángulo que hace la resultante, R₁ o R₂ según el caso, con la vertical.

En el caso de tener $P \times \mu < R \times \text{sen } \alpha$ el anclaje puede deslizarse y para evitar esto se aumenta el valor del coeficiente de rozamiento haciendo dentada la base del anclaje.

d).- Comprobación del trabajo del hormigón.

En los bloques de anclaje en los cuales las resultantes de los esfuerzos E_1 y E_2 tratan de arrancar la tubería hacia afuera del anclaje, quiere decir que el hormigón que está sobre la tubería va a trabajar a tracción, que como es sabido es imposible. Para contrarrestar esta tracción se debe armar el anclaje.

Esta comprobación lo realizamos en la siguiente forma :

$$T = E \cos \beta$$

T = fuerza de tracción en Ton.

E = resultante de esfuerzos más desfavorable que puede ser E_1 o E_2 en Ton.

β = ángulo que hace, sea E_1 o E_2 , con la vertical.

Una vez conocida la fuerza de tracción, podemos determinar la sección de acero necesario para contrarrestar esta tracción, en la siguiente forma :

$$S_a = \frac{T}{\sqrt{\sigma_a}}$$

S_a = sección de acero en cm^2

T = tracción en Kgr.

$\sqrt{\sigma_a}$ = fatiga admisible del acero = 1.200 Kgr/ cm^2

Conocida la sección de acero podemos determinar el diámetro y el número de varillas así como la separación entre ellas.

Una vez que se ha explicado brevemente las comprobaciones que se deben hacer en los bloques de anclaje, vamos a proceder a realizar los cálculos para cada uno de los bloques.

Anclaje I

Peso = 70 Ton.

Largo = 4,2 m.

Ancho = 2,6 m.

$$h_m = \frac{70}{4,2 \times 2,6 \times 2,4} = 2,7 \text{ m.}$$

$$\overline{G_t} = \frac{87}{4,2 \times 2,6} = 7,96 \text{ T /m}^2$$

$$70 \times 0,4 \geq 78 \times \text{sen } 16^\circ$$

$$70 \times 0,4 \geq 78 \times 0,276$$

$$28 > 21,53$$

Anclaje II

Peso = 80 Ton;

Largo = 4,2 m

Ancho = 2,6 m

$$h_m = \frac{80}{4,2 \times 2,6 \times 2,4} = 3,1 \text{ m.}$$

$$\overline{G_t} = \frac{84}{4,2 \times 2,6} = 7,69 \text{ Ton/m}^2.$$

$$80 \times 0,4 \geq 84 \times \text{sen } 15^\circ 50'$$

$$80 \times 0,4 \geq 84 \times 0,273$$

$$32 > 22,93$$

$$T = E_2 \cos \beta$$

$$T = 17 \cos 71^\circ 30' = 17 \times 0,317$$

$$T = 5,4 \text{ Ton.}$$

$$S_a = \frac{5.400}{1.200} = 4,5 \text{ cm}^2$$

Esta sección se puede cubrir con $7 \phi 3/8''$ que dan una sección de 5 cm^2

y la separación entre varillas será de 50 cm.

Anclaje III

Peso = 80 Ton.

Largo = 4,2 m.

Ancho = 2,6 m.

$$hm = \frac{80}{4,2 \times 2,6 \times 2,4} = 3,1 \text{ m.}$$

$$\overline{Gt} = \frac{93}{4,2 \times 2,6} = 8,51 \text{ T /m}^2$$

$$80 \times 0,4 \geq 93 \text{ sen } 15^\circ 50'$$

$$80 \times 0,4 \geq 93 \times 0,273$$

$$32 > 25,39$$

Anclaje IV

Peso = 80 Ton.

Largo = 4,2 m.

ancho = 2,6 m.

$$hm = \frac{80}{4,2 \times 2,6 \times 2,4} = 3,1 \text{ m.}$$

$$\overline{Gt} = \frac{107}{4,2 \times 2,6} = 9,79 \text{ T /m}^2$$

$$80 \times 0,4 \geq 107 \times \text{sen } 15^\circ 10'$$

$$80 \times 0,4 \geq 107 \times 0,262$$

$$32 > 28,03$$

Anclaje V

Peso = 70 Ton.

Largo = 4,2 m.

Ancho = 2,6 m.

$$hm = \frac{70}{4,2 \times 2,6 \times 2,4} = 2,7 \text{ m.}$$

$$\overline{Gt} = \frac{80}{4,2 \times 2,6} = 7,32 \text{ T /m}^2$$

$$70 \times 0,4 \geq 80 \times \text{sen } 20^\circ 10'$$

$$70 \times 0,4 \geq 80 \times 0,345$$

$$28 > 27,6$$

Anclaje VI

Peso = 180 Ton.

Largo = 6 m.

Ancho = 2,6 m.

$$hm = \frac{180}{6 \times 2,6 \times 2,4} = 4,8 \text{ m.}$$

$$\overline{Gt} = \frac{158}{6 \times 2,6} = 10,12 \text{ T /m}^2$$

$$180 \times 0,4 \geq 158 \times \text{sen } 15^\circ 40'$$

$$180 \times 0,4 \geq 158 \times 0,270$$

$$72 > 42,66$$

$$T = 33 \times \text{cos } 23^\circ 50'$$

$$T = 33 \times 0,915 = 20,19 \text{ T}$$

$$Sa = \frac{30 \ 190}{1200} = 25,15 \text{ cm}^2$$

Esta sección cubriremos con 13 \emptyset 5/8" que dan una sección de 26 cm² y la separación entre varillas será de 45 cm.

Anclaje VII

Peso = 90 Ton.

Largo = 3,6 m.

Ancho = 2,6 m.

$$hm = \frac{90}{3,6 \times 2,6 \times 2,4} = 4 \text{ m.}$$

$$\overline{Gt} = \frac{108}{3,6 \times 2,6} = 9,89 \text{ T /m}^2$$

$$90 \times 0,4 \geq 108 \text{ sen } 12^\circ 10'$$

$$90 \times 0,4 \geq 108 \times 0,211$$

$$36 > 22,79$$

Anclaje VIII

Peso = 70 Ton.

Largo = 3,6 m.

Ancho = 2,60 m.

$$hm = \frac{70}{3,6 \times 2,6 \times 2,4} = 3,1 \text{ m.}$$

$$Gt = \frac{122}{3,6 \times 2,6} = 11,17 \text{ Ton./m}^2$$

$$70 \times 0,4 \geq 122 \times \text{sen } 4^\circ 30'$$

$$70 \times 0,4 \geq 122 \times 0,078$$

$$28 > 9,52$$

Anclaje IX

Peso = 200 Ton.

Largo = 7,8 m.

Ancho = 3,6 m.

$$hm = \frac{200}{7,8 \times 3,6 \times 2,4} = 3 \text{ m.}$$

$$Gt = \frac{278}{7,8 \times 3,6} = 9,90 \text{ Ton./m}^2$$

$$200 \times 0,4 \geq 278 \text{ sen } 28^\circ 10'$$

$$200 \times 0,4 \geq 278 \times 0,472$$

$$80 < 131,22$$

Como resumen de estas comprobaciones podemos anotar lo siguiente:

- a).- Todos los anclajes contrarrestan la fuerza de volcamiento.
- b).- La fatiga con la que trabajará el terreno es menor que la admisible, en todos los casos.
- c).- Todos los anclajes, a excepción del IX, contrarrestan la fuerza de deslizamiento. Por este motivo el anclaje IX deberá tener la base dentada.

d).- Los anclajes II y III deben ser de hormigón armado y los restantes de hormigón simple.

8).- Cálculo de los esfuerzos en los bloques de apoyo.

Las tuberías deben ir apoyadas en los bloques de apoyo que se colocan cada cierto trecho entre los bloques de anclaje. Los bloques de apoyo deben permitir el fácil deslizamiento de la tubería al contrario de los bloques de anclaje que fijan a la tubería rígidamente.

Los esfuerzos que actúan en los bloques de apoyo son los siguientes :

a).- Esfuerzo debido al peso propio del tubo y al peso del agua

$$F_1 = (P_t + P_a) \text{ sen } \alpha$$

α = ángulo que hace la tubería en la horizontal.

b).- Esfuerzo debido al rozamiento de la tubería en el bloque de apoyo

$$E_2 = \mu (P_t + p_a) \text{ cos } \alpha$$

α = ángulo que hace la tubería con la horizontal.

μ = coeficiente de rozamiento = 0,5 para acero contra concreto, como será en nuestro caso.

Debido a que las condiciones de los tramos 1 y 2 son iguales, variando solamente el espesor de la tubería, diseñamos un bloque de anclaje que servirá para los dos tramos; este diseño lo haremos por el tramo inferior o sea para el mayor espesor de la tubería.

En esta misma forma diseñamos un bloque de apoyo para los tramos 3 y 4, 5 y 6, 7 y 8 y otro para el tramo 9.

En total tenemos que calcular y diseñar 5 tipos de bloques de apoyo.

Un dato importante que debemos determinar antes de calcular los esfuerzos que soportan los apoyos, es la longitud entre apoyos. Al respecto podríamos hacer la siguiente consideración :

Nosotros sabemos que :

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

W = momento resistente en cm^3

D = diámetro exterior en cm.

d = diámetro interior en cm.

El cálculo lo realizamos para un tubo de 10 mm de espesor, por ser el espesor medio para nuestro caso y para una longitud de 6 m.

$$W = \frac{3.14}{32} \cdot \frac{61^4 - 60^4}{61}$$

$$W = 0.098 \cdot \frac{13'845.841 - 12'960.000}{61}$$

$$W = 0.098 \times 14.522$$

$$W = 1.423 \text{ cm}^3$$

Sabemos también que :

$$W = \frac{Pl}{12 \sigma}$$

W = momento resistente en cm^3

P = peso del tubo lleno de agua

l = longitud del tubo en cm.

σ = coeficiente de trabajo del acero = 810 Kgr/cm^2

Y reemplazando los valores tenemos :

$$P = 0.98 + 1.68 = 2.66 \text{ Ton.}$$

$$W = \frac{2.660 \text{ Kgr.} \times 600 \text{ cm}}{12 \times 810 \text{ Kgr/cm}^2}$$

$$W = 164 \text{ cm}^3$$

El momento resistente que puede soportar el tubo es 1.423 cm^3 y el momento resistente con el que trabajará un tubo de 6 m. de longitud es 164 cm^3 . Esto nos indica que el tubo puede tener una distancia entre apoyos de :

$$l = \frac{1.423 \times 6}{164} = 51,60 \text{ m.}$$

O sea que se pudiera montar la tubería con apoyos cada 50m. para nuestro caso. Las limitaciones del transporte impiden fabricar tubos más largos de 20 m. y en nuestro país es difícil transportar piezas de 12 m. de longitud. Las dificultades del montaje reducen aún más la longitud de los tubos y en el Ecuador se ha experimentado que tubos de una longitud mayor de 8 m. son muy difíciles de montar. Por ésta razón se ha establecido entre 6 y 7 m. las longitudes de los tubos, como puede verse en el Plano No. 1, que corresponde al Perfil Longitudinal de la Tubería.

Los apoyos irán colocados en la parte superior de cada tubo junto a las bridas de unión. No se los coloca en la brida misma debido a que ésto dificultaría el fácil deslizamiento de la tubería. Antes de calcular los esfuerzos en los apoyos haremos el siguiente cuadro :

Tubo No.	de - a.	$\neq \alpha$	$\text{sen } \alpha$	$\text{cos } \alpha$	L	c	Pt	Fo	P
1 y 2	2 - II	$11^\circ 30'$	0,199	0,980	6	5	0,48	1,68	2,16
3 y 4	II - IV	$20^\circ 20'$	0,347	0,938	7	8	0,91	1,96	2,87
5 y 6	IV - VI	$9^\circ 40'$	0,168	0,986	6	10	0,98	1,68	2,66
7 y 8	VI - VIII	$35^\circ 20'$	0,578	0,816	6	15	1,46	1,68	3,14
9	VIII - IX	$18^\circ 50'$	0,323	0,946	6	16	1,56	1,68	3,24

Apoyo I

$$E_1 = 2,16 \times 0,199 = 0,43 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 0,5 \times 0,980 \times 0,16 = 1,06 \text{ Ton.}$$

Apoyo II

$$E_1 = 2,87 \times 0,347 = 1,00 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 0,5 \times 0,938 \times 2,87 = 1,35 \text{ Ton.}$$

Apoyo III

$$E_1 = 2,66 \times 0,168 = 0,45 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 0,5 \times 0,986 \times 2,66 = 1,31 \text{ Ton.}$$

Apoyo IV

$$E_1 = 3,14 \times 0,578 = 1,81 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 0,5 \times 0,816 \times 3,14 = 1,28 \text{ Ton.}$$

Apoyo V

$$E_1 = 3,24 \times 0,323 = 1,05 \text{ Ton.}$$

$$E_2 = 0,5 \times 0,946 \times 3,24 = 1,53 \text{ Ton.}$$

El cómputo de los esfuerzos en los apoyos se hacen en la misma forma que para los anclajes tomando en cuenta el calentamiento y enfriamiento de la tubería.

Para cuando la tubería se calienta :

$$E_c = E_1 + E_2$$

Para cuando la tubería se enfría :

$$E_e = E_1 - E_2$$

Realizando este cómputo para cada tipo de apoyo, y redondeando sus valores tenemos :

Apoyo I

Calentamiento :

$$E_c = 0,43 + 1,06 = + 1,49 \text{ T} \cong + 1,50 \text{ Ton.}$$

Enfriamiento

$$E_e = 0,43 - 1,06 = - 0,63 \text{ T} \cong - 0,60 \text{ Ton.}$$

Apoyo II

Calentamiento :

$$E_c = 1 + 1,35 = + 2,35 \text{ T} \cong + 2,40 \text{ Ton.}$$

Enfriamiento :

$$E_e = 1 - 1,35 = - 0,35 \text{ T} \cong - 0,40 \text{ Ton.}$$

Apoyo III

Calentamiento :

$$E_c = 0,45 + 1,31 = + 1,76 \text{ T} \cong + 1,80 \text{ Ton.}$$

Enfriamiento :

$$E_e = 0,45 - 1,31 = - 0,86 \text{ T} \cong - 0,90 \text{ Ton.}$$

Apoyo IV

Calentamiento :

$$E_c = 1,81 + 1,28 = + 3,09 \text{ T} \cong + 3,10 \text{ Ton.}$$

Enfriamiento :

$$E_e = 1,81 - 1,28 = + 0,53 \text{ T} \cong + 0,50 \text{ Ton.}$$

Apoyo V

Calentamiento :

$$E_c = 1,05 + 1,53 = + 2,58 \text{ T} \cong + 2,60 \text{ Ton.}$$

Enfriamiento :

$$E_e = 1,05 - 1,53 = - 0,48 \text{ T} \cong - 0,50 \text{ Ton.}$$

9).- Diseño y comprobación de los bloques de apoyo.

El diseño y la comprobación de los bloques de apoyo seguirá el mismo procedimiento realizado para los bloques de anclaje, o sea nos impondremos el peso, el largo, el ancho y la forma del apoyo para calcular la altura del apoyo.

En los bloques de apoyo se harán las siguientes comprobaciones :

Comprobación del volcamiento.

Comprobación de la fatiga con la que va a trabajar el terreno y

Comprobación al deslizamiento.

Estas comprobaciones también se realizan en la misma forma que se hizo con los bloques de anclaje.

El diseño de los apoyos así como la comprobación al volcamiento de los mismos, puede verse en el plano N° 5.

Faltará hacer las otras comprobaciones para cada uno de los bloques de apoyo, comprobaciones que los realizamos a continuación :

Apoyo I

Peso = 10 Ton.

Largo = 2 m.

Ancho = 1,60 m.

$$hm = \frac{10}{2 \times 2,16 \times 2,4} = 1,3 \text{ m.}$$

$$\sigma_t = \frac{10,4}{2 \times 1,6} = 3,25 \text{ T /m}^2$$

$$10 \times 0,4 \geq 10,4 \times \text{sen } 8^\circ 10'$$

$$10 \times 0,4 \geq 10,4 \times 0,112$$

$$4 > 1,48$$

Apoyo II

Peso = 10 Ton.

Largo = 2 m.

ancho = 1,6 m.

$$hm = \frac{10}{2 \times 1,6 \times 2,4} = 1,3 \text{ m.}$$

$$\sigma_t = \frac{11,1}{2 \times 1,6} = 3,46 \text{ T /m}^2$$

$$10 \times 0,4 \geq 11,1 \times \text{sen } 11^\circ 50'$$

$$10 \times 0,4 \geq 11,1 \times 6,205$$

$$4 > 3,28$$

Apoyo III

Peso = 10 Ton.

Largo = 2 m.

Ancho = 1,6 m.

$$hm = \frac{10}{2 \times 1,6 \times 2,4} = 1,3 \text{ m}$$

$$Ct = \frac{10,5}{2 \times 1,6} = 3,28 \text{ T /m}^2$$

$$10 \times 0,4 \geq 10,5 \times \text{sen } 10^\circ$$

$$10 \times 0,4 \geq 10,5 \times 0,174$$

$$4 > 1,83$$

Apoyo IV

Peso = 15 Ton.

Largo = 2 m

Ancho = 1,60 m.

$$hm = \frac{15}{2 \times 1,6 \times 2,4} = 1,9 \text{ m.}$$

$$Ct = \frac{17}{2 \times 1,6} = 5,31 \text{ T /m}^2$$

$$15 \times 0,4 \geq 17 \times \text{sen } 8^\circ 50'$$

$$15 \times 0,4 \geq 17 \times 0,154$$

$$6 > 2,62$$

Anclaje V

Peso = 10 Ton.

Largo = 2 m.

Ancho = 1,6 m

$$hm = \frac{10}{2 \times 1,6 \times 2,4} = 1,3 \text{ m.}$$

$$G_t = \frac{11,1}{2 \times 1,6} = 3,46 \text{ T /m}^2$$

$$10 \times 0,4 \geq 11,1 \text{ sen } 12^\circ 40'$$

$$10 \times 0,4 \geq 11,1 \times 0,219$$

$$4 > 2,43$$

Como resumen podemos anotar que todos los apoyos contrarrestan a los esfuerzos de volcamiento y que el terreno va a trabajar con una fatiga mucho menor que la admisible.

10).- Organos de cierre, Juntas de Expansión, Chimenea de Ventilación, Estudio del Golpe de Ariete y Determinación de la Línea de las cargas.

a).- Organos de Cierre.-

Para el control del agua en la tubería se ha previsto la instalación de una compuerta de ventana situada en el tanque de presión. La compuerta tiene 1,25 m. de ancho x 0,8 m. de alto y servirá para impedir el paso del agua a la tubería cuando se necesite una revisión o reparación de la misma.

Junto a cada turbina se instalará una válvula de compuerta que servirá para regular el paso del agua a las turbinas.

Para facilitar la apertura de la llave compuerta, que estará sometida a gran presión hidráulica, irá acompañada de un dispositivo llamado by-pass que permite el paso del agua para igualar las presiones a ambos lados de la compuerta con la que se disminuye la resistencia que ofrece la válvula.

b).- Juntas de expansión.-

Hemos previsto la instalación de una junta de expansión en cada uno de los tramos de tubería comprendido entre dos anclajes para evitar los esfuerzos moleculares debidos a las variaciones de longitud de la tubería.

Debido a que las juntas de expansión constituyen un punto débil de la tubería, se les ha colocado junto a los anclajes en la parte superior de cada tramo de la tubería.

La longitud de las juntas de expansión se calculó en el Capítulo denominado "Dilataciones de la tubería". En el plano N°1 del perfil de la tubería, puede verse el tipo de juntas de expansión que se usará.

c).- Chimenea de Ventilación.-

Para evitar el aplastamiento de la tubería cuando ésta se vacía es necesario la instalación de una chimenea denominada de ventilación. Esta chimenea consiste en una tubería de diámetro menor que la tubería de presión y que se lo instala después del órgano que cierra herméticamente la tubería a presión. La chimenea de ventilación permite que la tubería de presión se vaya llenando de aire conforme se vacía de agua, en esta forma se igualará las presiones interior y exterior impidiendo que la tubería se aplaste. La altura a la que debe llegar la chimenea de ventilación debe ser un poco mayor que la altura del nivel libre del agua en el tanque de presión.

En nuestro caso se instalará en el tanque de presión un tubo de 0,25 m. de diámetro que estará colocado después de la compuerta de ventana que impide el paso del agua a la tubería.

d).- Estudio del Golpe de Ariete.-

Corresponde el estudio de la sobrepresión o golpe de ariete positivo y de la subpresión o golpe de ariete negativo.

El golpe de ariete positivo consiste en una presión dinámica originada por el cierre de una válvula en una tubería de presión. Esta sobrepresión producida por el golpe de ariete positivo se

lo puede representar como un porcentaje de la presión estática debido a la altura del agua.

Análíticamente este porcentaje de altura de agua debido a la sobrepresión se lo puede calcular en la siguiente forma :

$$\% H = 14 \text{ a } 15 \left(\frac{L \times \Delta v}{H_n \times T_0} \right)$$

$\% H$ = porcentaje de altura debido a la sobrepresión

L = longitud de la tubería.

Δv = incremento de la velocidad (velocidad a plena carga menos - velocidad a vacío)

H_n = altura neta de caída

T_0 = tiempo de cierre del regulador de velocidad

De los factores que intervienen en la fórmula es variable solamente el tiempo de cierre del regulador y el porcentaje de sobrepresión. Como nosotros nos habíamos impuesto un 10 % de aumento máximo debido al golpe de ariete nos faltaría determinar el tiempo de cierre del regulador de velocidad y este cálculo lo haremos cuando se haga el estudio del regulador automático de velocidad de la turbina. En el plano N° 2 puede apreciarse a escala el valor del golpe de ariete positivo para cada uno de los diferentes puntos de la tubería de presión.

El golpe de ariete negativo consiste en una subpresión dinámica originada por la apertura brusca de una válvula en una tubería de presión. La subpresión también se lo puede representar como un porcentaje de la presión estática.

Para calcular el valor de la subpresión tenemos primero que determinar la velocidad de la onda de depresión :

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{48.3 + K \frac{d}{e}}}$$

a = velocidad de la onda de depresión

d = diámetro interior de la tubería en mm.

e = espesor de la tubería en mm.

K = coeficiente = 0,5 para acero laminado

Reemplazando valores tenemos :

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + 0,5 \frac{600}{16}}} = \frac{9900}{\sqrt{48,3 + 18,8}} = \frac{9900}{\sqrt{67,1}} = \frac{9900}{8,2}$$

$$a = 1.207$$

Conocida la velocidad de la onda de depresión podemos calcular el período o tiempo que tarda la onda de depresión en ir y venir a lo largo de toda la tubería y que vale :

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

μ = período o tiempo que tarda la onda de depresión en ir y venir a lo largo de la tubería.

L = longitud de la tubería en m.

Reemplazando tenemos :

$$\mu = \frac{2 \times 1098}{1207} = \frac{2196}{1207}$$

$$\mu = 1,8$$

Una vez que hemos determinado el valor de a y μ podemos calcular los valores de los parámetros ρ y θ

$$\rho = \frac{a \times \mu}{2 g H}$$

ρ = características de la tubería

H = presión estática debido a la altura de agua

g = gravedad 9,8 m/seg²

$$\theta = \frac{T}{\mu}$$

θ = tiempo de variación de la admisión.

T = tiempo de apertura de la llave que nos impondremos 5"

Reemplazando valores tenemos :

$$\rho = \frac{1207 \times 1,8}{2 \times 9,8 \times 346} = \frac{2.173}{6.782} = 0,3$$

$$\theta = \frac{5}{1,82} = 2,7$$

Con los valores de los parámetros ρ y θ podemos interpolar en el ábaco de Allievi el valor de Z^2 que para nuestro caso es de 0,80.

La subpresión a golpe de ariete negativo vale :

$$hd = H (Z^2 - 1)$$

$$hd = 346 (0,8 - 1)$$

$$hd = 346 (- 0,2)$$

$$hd = - 69,20 \text{ m.}$$

Expresando en porcentajes tenemos :

$$\begin{array}{rcl} 346 & & 100 \\ 69,2 & \times & = \frac{69,2 \times 100}{346} \end{array}$$

$$hd = 20 \%$$

Cuando la supresión vale el 55 % para la longitud total de tubería tenemos los siguientes valores intermedios :

$$\text{para: } \frac{L}{4} \quad hd \quad 18,5 \%$$

$$\frac{L}{2} \quad hd \quad 33,5 \%$$

$$\frac{3L}{4} \quad hd \quad 45,5 \%$$

$$L \quad hd \quad 55 \%$$

Nosotros que tenemos un valor de $hd = 20 \%$ para la longitud total, podemos interpolar los valores intermedios en la siguiente

forma :

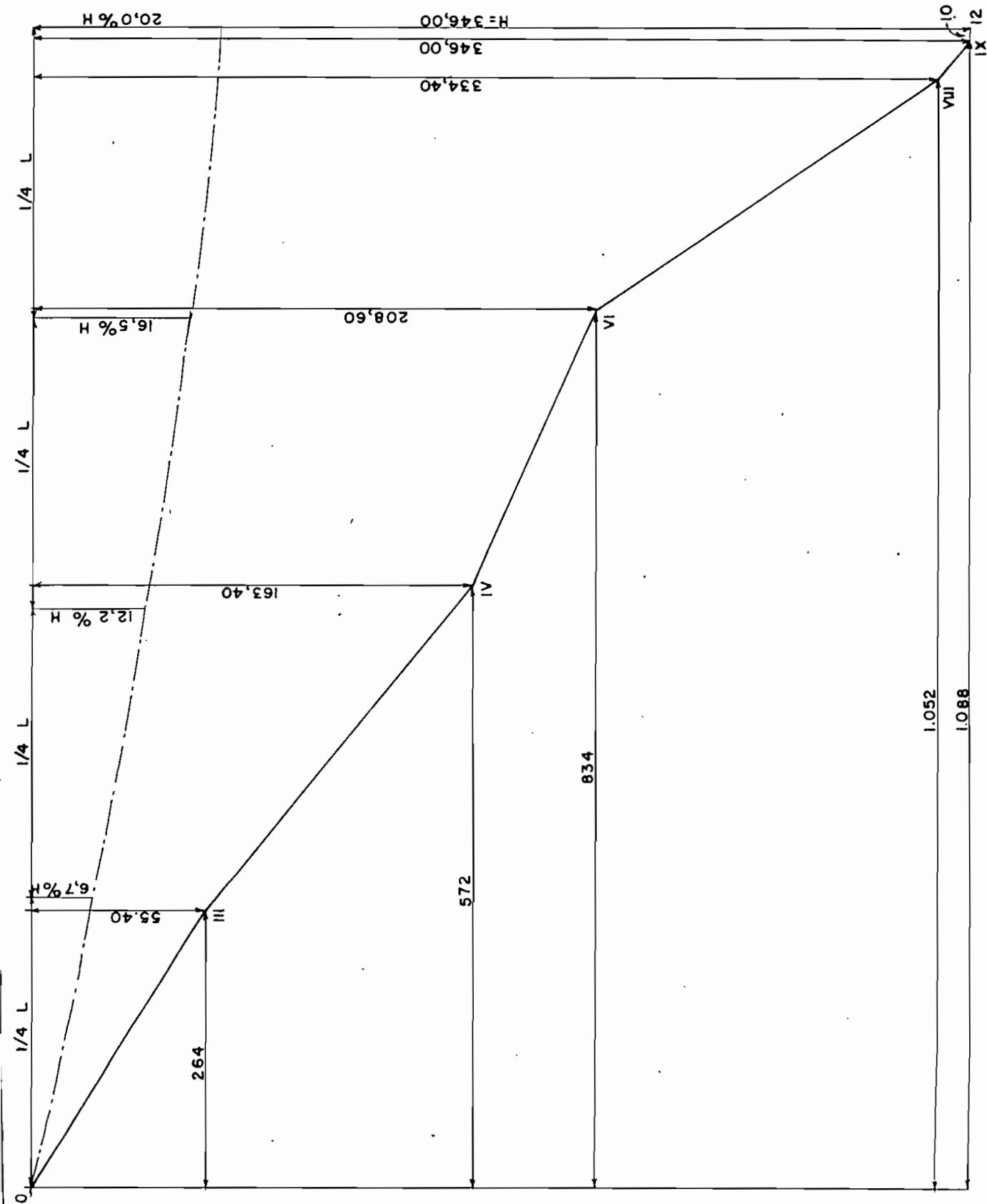
55 %	20%		
45.5 %	X	$= \frac{45.5 \times 20}{55} = \frac{910}{55}$	16.5 %
55 %	20 %		
35.5 %	X	$= \frac{35.5 \times 20}{55} = \frac{670}{55}$	12.2 %
55 %	20 %		
18.5 %	X	$= \frac{18.5 \times 20}{55} = \frac{370}{55}$	6.7 %

En la siguiente hoja podemos ver la parábola que nos da el valor de la subpresión en cualesquier punto de la tubería. Esta parábola no debe cruzarse con el perfil de la tubería, porque en caso de que así lo hiciera se cortaría la vena líquida originando el fenómeno de cavitación.

e).- Determinación de la Línea de las cargas.-

La línea de las cargas es una línea recta cuya inclinación depende de la mayor o menor pérdida de carga a lo largo de la tubería de acuerdo al mayor o menor caudal que atravieza por ella. Para el trazado de la línea de las cargas se deben tomar en cuenta todas las pérdidas de la tubería, pero debido a que en su mayoría estas pérdidas tienen muy poco valor y no se les puede representar a escala, se ha tomado en cuenta solamente la pérdida de carga por rozamiento. La inclinación de la línea de carga varía en los puntos en que la tubería cambia de dirección, como puede verse en el Plano No. 2.

La línea horizontal que parte del nivel libre del agua en el tanque de presión se denomina Plano de Carga Inicial y corresponde a la presión del agua en los distintos puntos de la tubería



cuando están cerradas las válvulas, o sea cuando la vena líquida está en reposo.

La pérdida de carga por rozamiento para cada alineación recta vale :

$$hw = \frac{v^2 \times L}{D \times 2 \times g}$$

$$hw = 0,024 \frac{2,14^2 \times L}{0,6 \times 2 \times 9,8}$$

$$hw = 0,024 \times 7,63 \times 0,051 \times L$$

$$hw = 0,0093 \times L$$

$$hw = 0,0093 \times 264 = 2,46 \text{ m}$$

$$hw = 0,0093 \times 308 = 2,87 \text{ m.}$$

$$hw = 0,0093 \times 262 = 2,04 \text{ m.}$$

$$hw = 0,0093 \times 218 = 2,03 \text{ m.}$$

$$hw = 0,0093 \times 36 = 0,36 \text{ m}$$

$$hw = 0,0093 \times 10 = 0,10 \text{ m.}$$

En ésta forma damos por terminado el estudio de la parte segunda que corresponde a la Tubería de Presión y pasemos al cálculo de la maquinaria hidráulica.

III.- Cálculo de la Maquinaria Hidráulica.

1.- Potencia de la Instalación.

El cálculo de la potencia de la instalación lo haremos partiendo de la fórmula que dice :

$$N = \frac{736 \times Q \times H \times \eta_1 \times \eta_2}{75}$$

N = Potencia de la instalación en KW.

Q = caudal disponible = $0,6 \text{ m}^3/\text{seg.}$

H = altura útil de caída = 335 m.

η_1 = rendimiento de las turbinas que nos impondremos un valor de
0,87

η_2 = rendimiento de los generadores que nos impondremos un valor
de 0,93

Reemplazando los valores correspondientes tendremos :

$$N = \frac{736 \times 0,6 \times 335 \times 0,87 \times 0,93}{75} = \frac{119.695}{75}$$

N = 1600 KW.

Esta potencia será generada por dos grupos gemelos de 800 KW. cada uno. Cuando hicimos el estudio del factor de carga de la instalación se demostró que es indispensable instalar toda la potencia porque la demanda de la Fábrica de Cemento copa casi totalmente la producción que tendrá la Central en los primeros años de funcionamiento.

2.- Determinación del Tipo de Turbina.

Antes de determinar el tipo de turbina es necesario calcular el número específico de revoluciones que representa hoy un elemento auxiliar imprescindible para proyectar instalaciones hidráulicas, pues nos permite seleccionar la turbina más adecuada para un salto y un caudal determinados.

Se ha definido el número específico de revoluciones como el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que buscamos y que diese precisamente un caballo de potencia con un desnivel de un metro.

Antes de calcular el número específico de revoluciones necesitamos conocer la potencia de cada turbina, que es de :

$$N = \frac{1000 \times Q \times H \times \eta}{75}$$

N = potencia de la turbina en H.P.

Q = caudal de cada turbina = $0,3 \text{ m}^3/\text{seg.}$

H = caída útil = 335 m.

η = rendimiento de la turbina = 0,87

Reemplazando los valores tenemos :

$$N = \frac{1000 \times 0,3 \times 335 \times 0,87}{75} = \frac{87435}{75}$$

N = 1166 H.P.

Para el cálculo del número específico de revoluciones usaremos la siguiente fórmula que parte de los valores indirectos :

$$n_s = n \cdot \sqrt{\frac{Q_1}{100}}$$

n_s = número específico de revoluciones

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad \text{y} \quad Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

n = número de revoluciones por minuto.

Q = caudal en litros por segundo.

H = altura neta de caída.

Reemplazando valores e imponiéndonos un valor de $n = 720 \text{ r.p.m.}$ tenemos :

$$n_1 = \frac{720}{\sqrt{335}} = \frac{720}{18,3}$$

$$n_1 = 39,3$$

$$Q_1 = \frac{300}{\sqrt{335}} = \frac{300}{18,3}$$

$$Q_1 = 16,4$$

$$n_{s1} = 39,3 \sqrt{\frac{16,4}{100}} = 39,3 \times 4,05$$

$$n_{s1} = 15,9$$

Como este número específico de revoluciones es muy bajo, ya que los manuales recomiendan un número específico de revoluciones con un valor de alrededor de 20 para obtener los mejores rendimientos en turbinas del tipo Pelton, subiremos el número de revoluciones a 900 y procedemos a calcular nuevamente el número específico de revoluciones.

$$n_1 = \frac{900}{\sqrt{335}} = \frac{900}{18,3}$$

$$n_1 = 49,2$$

$$n_{s1} = 4,92 \times 4,05$$

$$n_{s1} = 19,9$$

Según la tabla dada por el Ing. Quantz, para una caída de 300 m. a 550 m. para un tipo de turbina Pelton con un inyector, se debe tratar de obtener un número específico de revoluciones comprendido entre 20 y 30 y el número más favorable de revoluciones n_q comprendido entre 6 y 9.

El número más favorable de revoluciones es el número de revoluciones que con un metro de salto y con la máxima apertura, consume precisamente un metro cúbico de caudal. El número más favorable de revoluciones vale :

$$n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}}$$

n_q = número más favorable de revoluciones

n = número de revoluciones por minuto.

Q = caudal en $m^3/seg.$

H = altura útil de caída

Reemplazando los valores correspondientes tenemos :

$$n_q = \frac{900 \sqrt{0,3}}{\sqrt[4]{335}} = \frac{900 \times 0,55}{78,1} = \frac{495}{78,1}$$

$$n_q = 6,3$$

Los valores que hemos obtenido de $n_s = 19,9$ y $n_q = 6,3$ son valores aceptables y que según las tablas corresponden a una Turbina tipo Pelton con un inyector.

Existe otra fórmula para calcular el número específico de revoluciones, considerando la potencia de las turbinas y por consiguiente el rendimiento de las mismas y que es :

$$n_{s_2} = \frac{n \sqrt{P}}{H \sqrt[4]{H}}$$

Esta fórmula la usaremos para comprobación de los valores que obtuvimos anteriormente.

$$n_{s_2} = \frac{900 \sqrt{1166}}{335 \sqrt[4]{335}} = \frac{900 \times 34,2}{335 \times 4,28} = \frac{30.780}{1.434}$$

$$n_{s_2} = 21,4$$

Para terminar el estudio del número específico de revoluciones, vamos a ver la relación que existe entre el n_s y el n_{s_2}

Nosotros sabemos que :

$$n_s = \frac{n_1}{10} \sqrt{Q_1}$$

siendo :

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \text{ y } Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

Reemplazando tenemos :

$$n_{s_1} = \frac{n}{10\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{H}}$$

$$n_{s_1} = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}} \cdot \frac{1}{10}$$

Así mismo sabemos que :

$$n_{s_2} = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H}}$$

siendo :

$$N = \frac{Q H \eta_1}{75}$$

Q = caudal en litros/seg.

η_1 = rendimiento de las turbinas

Reemplazando tenemos :

$$n_{s_2} = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{Q H \eta_1}}{\sqrt{75} \sqrt[4]{H}}$$

$$n_{s_2} = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_1}}{\sqrt{75}}$$

La relación $\frac{n_{s_2}}{n_{s_1}}$ vale :

$$\frac{n_{s_2}}{n_{s_1}} = \frac{\frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_1}}{\sqrt{75}}}{\frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}} \cdot \frac{1}{10}} = \frac{\frac{\sqrt{\eta_1}}{\sqrt{75}}}{\frac{1}{10}} = \frac{10 \sqrt{\eta_1}}{\sqrt{75}}$$

$$\frac{n_{s_2}}{n_{s_1}} = \frac{10}{8,7} \sqrt{\eta_1}$$

$\eta_1 = 0,87$ para nuestra instalación

$$\frac{n_{s_2}}{n_{s_1}} = 1,15 \sqrt{0,87} = 1,07$$

$$n_{s_2} = 1,07 n_{s_1}$$

$$n_{s_1} = 19,9$$

$$n_{s_2} = 1,07 \times 19,9$$

$$n_{s_2} = 21,4$$

Como puede verse, el valor de n_{s_2} es el que habíamos obtenido por el cálculo directo y la relación que existe entre n_{s_2} y n_s , es una constante que vale $1,15 \sqrt{\eta_1}$, siendo η_1 el rendimiento de las turbinas.

Una vez que hemos elegido el tipo de turbina pasaremos a calcular las características de las turbinas.

3.- Cálculo de las Turbinas.

El cálculo de las turbinas comprenderá las siguientes partes :

- a).- diámetro de la boquilla.
- b).- diámetro del rodete.
- c).- dimensiones de las cucharas.
- d).- elección del paso y del número de cucharas.
- e).- diámetro del eje de la turbina y comprobación a flexión y a torsión.
- f).- diseño de las cuñas de fijación del rodete y comprobación al corte.

a).- Diámetro de la boquilla.

Para el cálculo del diámetro de la boquilla necesitamos primero calcular la velocidad absoluta con la que sale el agua de la boquilla y que vale :

$$v_{ch} = \varphi \sqrt{2gh}$$

v_{ch} = velocidad de salida del agua en m/seg.

φ = coeficiente para calcular la velocidad de salida = 0,96 a 0,98.

g = gravedad = 9,8 m/seg²

H = altura útil de caída

- Aplicando a la fórmula los valores correspondientes tenemos :

$$v_{ch} = 0,98 \sqrt{2 \times 9,8 \times 335} = 0,98 \sqrt{6566} = 0,98 \times 81$$

$$v_{ch} = 79,6 \cong 80 \text{ m/seg.}$$

Para que el gasto sea de $0,3 \text{ m}^3/\text{seg.}$ con la velocidad de 80 m/seg. se necesita una sección de :

$$S = \frac{Q}{v_{ch}} = \frac{0,3}{80}$$

$$S = 0,00375 \text{ m}^2.$$

Nosotros sabemos que :

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Despejando el diámetro y reemplazando valores tenemos :

$$d_{ch} = \sqrt{\frac{4 \times 0,00375}{3,14}} = \sqrt{0,00478}$$

$$d_{ch} = 0,069 \text{ m.}$$

El diámetro del chorro en la boquilla es de 69 mm. Una vez conocido el diámetro del chorro podemos calcular el diámetro de la boquilla con la fórmula :

$$d_b = \frac{d_{ch}}{\sqrt{0,9}} = 1,05 d_{ch}$$

$$d_b = 1,05 \times 69$$

$$d_b = 73 \text{ mm.}$$

b).- Diámetro del rodete.

El diámetro del rodete se calcula en una forma algo arbitraria, pero se ha comprobado que corresponde a valores aceptables. Para el cálculo se parte de asignar al rodete una velocidad circunferencial que vale la mitad de la velocidad del agua, o sea :

$$v_r = \frac{v_{ch}}{2} = \frac{80}{2}$$

$$v_r = 40 \text{ m/seg.}$$

Sabemos que la velocidad circunferencial vale :

$$v_r = \frac{\pi \times d \times n}{60}$$

Despejando la incógnita y reemplazando valores tenemos :

$$d_r = \frac{40 \times 60}{900 \times 3,14} = \frac{24}{28,3}$$

$$d_r = 0,85 \text{ m.} = 850 \text{ mm.}$$

c).- Dimensiones de las cucharas.

Para calcular las dimensiones de las cucharas tenemos las siguientes fórmulas :

Ancho de la cuchara :

$$b \cong 3,25 d_b$$

$$b \cong 3,25 \times 73$$

$$b = 237 \text{ mm.}$$

Alto de la cuchara :

$$h \cong 3 d_b$$

$$h \cong 3 \times 73$$

$$h = 219 \text{ mm.}$$

Profundidad de la cuchara :

$$t \cong 1,3 d_b$$

$$t \cong 1,3 \times 73$$

$$t = 95 \text{ mm.}$$

d).- Elección del paso y del número de cucharas.

Para la elección del paso y del número de cucharas debemos calcular primero el diámetro exterior del rodete que vale :

$$d_e = d_r + \frac{6}{5} \cdot h$$

$$d_r = \text{diámetro medio} = 850 \text{ mm.}$$

$$h = \text{alto de la cuchara.}$$

Reemplazando valores tenemos :

$$d_e = 850 + \frac{6 \times 230}{5} = 850 + 275$$

$$d_e = 1125 \text{ mm.}$$

Elegimos un paso $t_a = h$ que corresponde a los tipos normales y estamos en capacidad de calcular el número de cucharas con la fórmula :

$$z = \frac{\pi \times d_e}{t_a}$$

z = número de cucharas

t_a = paso entre cucharas

d_e = diámetro exterior del rodete

Para nuestro caso tenemos :

$$z = \frac{3.14 \times 1126}{230}$$

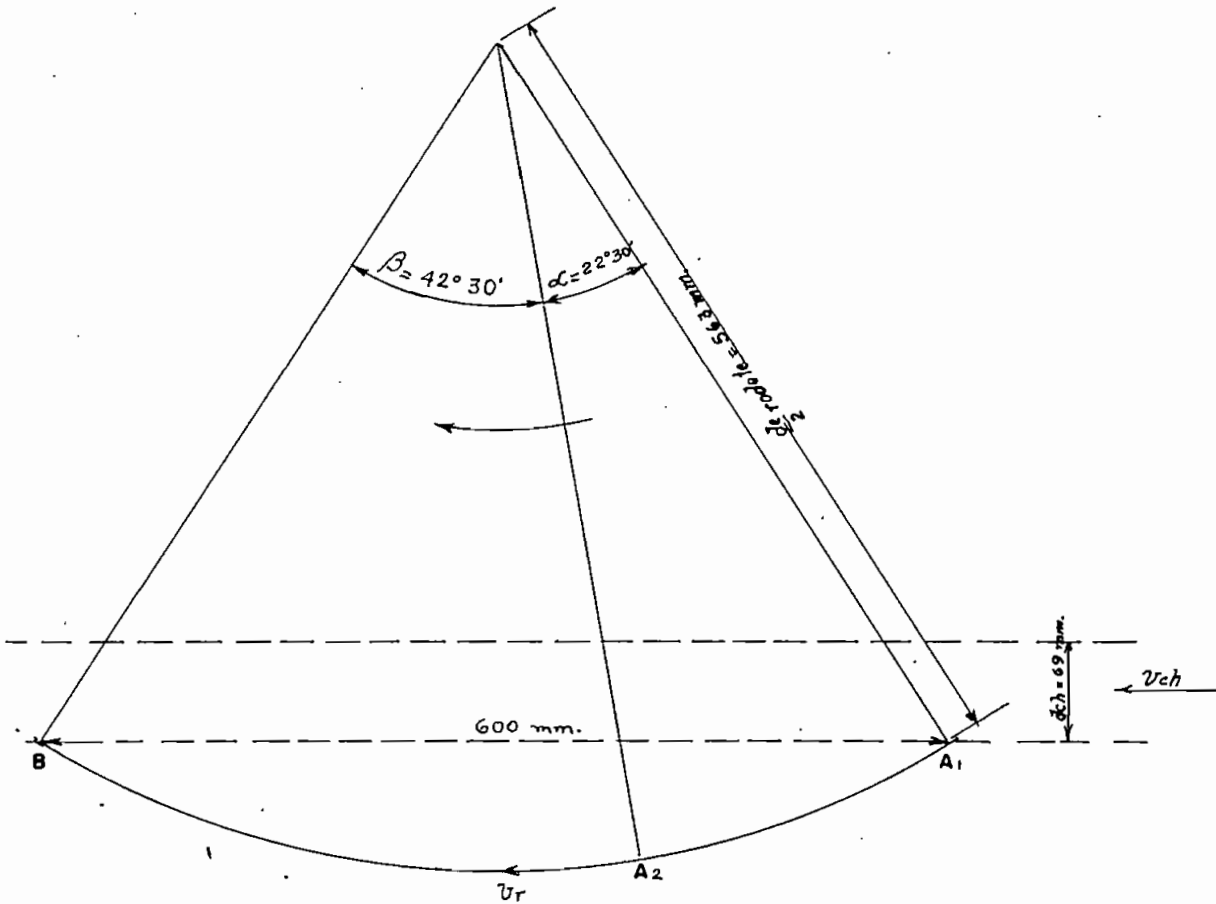
$$z = 15.4$$

Para dividir la rueda en una forma conveniente fijaremos el número de cucharas en 16.

La elección del paso t_a es sumamente importante por cuanto es más favorable un gran número de cucharas y por lo tanto un valor pequeño de t_a , pero esto tiene su límite en la manera de sujetar las cucharas al rodete. Por otra parte las cucharas no pueden estar muy separadas en tal forma que permitan que se pierda el agua. Por esta razón se debe comprobar que el chorro encuentre a otra paleta al momento de dejar una.

Para la comprobación tenemos la siguiente fórmula :

$$\frac{\overline{A_1 B}}{v_{ch}} < \frac{\widehat{A_2 B}}{v_r}$$



Para explicar el significado de esta fórmula tenemos que ver el diagrama que aparece en la parte superior de esta hoja.

$$\alpha = \frac{360^\circ}{16} = 22^\circ 30'$$

$$\widehat{A_2 B} = \frac{\pi \times r \times \beta}{180^\circ} = \frac{3.14 \times 563 \times 42.5}{180} = 418 \text{ mm.}$$

$$\frac{600.}{80} < \frac{418}{40}$$

$$7.5 < 10.4$$

Para que el filete líquido extremo que no es recogido por la cuchara A₁ sea utilizado, debe alcanzar a la cuchara anterior A₂ separada de la A₁ por el paso t_a y para ello, en el caso más desfavorable, puede encontrarle en el punto B; para que esto suceda,

el chorro que lleva la velocidad v_c , necesita recorrer el espacio A, B mientras que la paleta A_2 que se mueve con la velocidad v_r debe recorrer el arco $\widehat{A_2 B}$.

e).- Diámetro del Eje de la turbina y comprobación a flexión y a torsión.

El eje de la turbina es el órgano de sustentación de la máquina que está animada de movimiento de rotación que es el rodete. El material más conveniente para la construcción de ejes, es el acero dulce, cuya tenacidad es mayor.

Para el cálculo del diámetro del eje, usaremos la siguiente fórmula que está en función de la potencia y del número de revoluciones :

$$\text{para } \frac{N}{n} < 2,14 \quad d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

$$\text{para } \frac{N}{n} > 2,14 \quad d = 112,5 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

$N =$ potencia de la turbina = 1166 H.P.

$n =$ número de revoluciones de la turbina = 900

$d =$ diámetro del eje de la turbina en mm.

$$\frac{N}{n} = \frac{1166}{900} = 1,3$$

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{1166}{900}} = 120 \sqrt[4]{1,3} = 120 \times 1,065$$

$$d = 128 \text{ mm.}$$

El eje de una turbina hidráulica está solicitado por dos clases de esfuerzos : en primer lugar, y éste es el esfuerzo más importante, está solicitado por torsión debido al momento de la fuerza que ha de transmitir y en segundo lugar está expuesto, aunque con menor intensidad, a una carga de flexión constituida por su

-peso propio y por el peso del rodete de la turbina que va montado sobre él.

Por ésta razón, el eje ha de calcularse según su resistencia, compuesta, es decir por flexión y torsión simultáneamente.

Calculamos ahora el momento flector máximo que va a soportar el eje de la turbina y que vale :

$$M_f = \frac{P \times \ell^2}{8} + \frac{P \times \ell}{4}$$

P = peso del rodete = 500 Kgr.

p = peso del eje = 0,01 Kgr/mm.

ℓ = luz entre apoyos = 1,20 m.

Reemplazando los valores expuestos tenemos :

$$M_f = \frac{0,01 \times 1250}{8} + \frac{500 \times 1250}{4}$$

$$M_f = \frac{156250}{8} + \frac{625000}{4} = 19531 + 156250$$

$$M_f = 175781 \text{ Kgrmm.}$$

Calcularemos ahora el momento de torsión máximo que va a soportar el eje de la turbina y que vale :

$$M_t = 716200 \frac{N}{n}$$

Esta fórmula lo hemos deducido en la siguiente forma :

La potencia que desarrolla la fuerza del agua vale :

$$E = P \times v = 75 \text{ N.}$$

E = potencia desarrollada por el agua

P = fuerza del agua capaz de desarrollar la potencia E.

N = número de H.P.

Sabemos también que la velocidad circunferencial vale :

$$v = \frac{2 \times \pi \times r \times n}{1000 \times 60} \text{ mm/seg.}$$

r = radio del rodete.

n = revoluciones por minuto

Despejando P y r de las fórmulas expuestas tenemos :

$$P = \frac{75 N}{v}$$

$$r = \frac{v \times 1000 \times 60}{2 \times \pi \times n}$$

Nosotros sabemos que el momento de torsión vale :

$$M_t = P \times r$$

Reemplazando los valores respectivos de P y r y simplificando tenemos :

$$M_t = \frac{1000 \times 60 \times 75 \times N}{2 \times \pi \times n}$$

Calculando y simplificando las constantes tenemos :

$$M_t = 716200 \frac{N}{n} \text{ Kgrmm. que es la fórmula que habíamos expuesto.}$$

Reemplazando los valores correspondientes tenemos :

$$M_t = 716200 \times \frac{1166}{900} = 716200 \times 1,3$$

$$M_t = 931060 \text{ Kgrmm.}$$

Si llamamos M_i al momento de flexión ideal que sustituye a los dos momentos tenemos que el momento de flexión ideal vale :

$$M_i = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

Y reemplazando los valores obtenidos tenemos :

$$M_i = \frac{3}{8} \times 175781 + \frac{5}{8} \sqrt{175781^2 + 931060^2}$$

$$M_i = \frac{3}{8} 175781 + \frac{5}{8} 947502$$

$$M_i = 658100 \text{ Kgrmm.}$$

Para que el eje pueda soportar el momento flector ideal calculado, se debe igualar el momento flector ideal al módulo resistente de la sección multiplicado por la fatiga admisible del material.

O sea que :

$$M_i = W \times \sigma$$

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = 0,1 d^3 = \text{módulo resistente de la sección}$$

σ = fatiga admisible = 6 Kgr/mm² para el acero dulce.

Reemplazando el valor del módulo resistente en la igualdad anterior tenemos :

$$M_i = 0,1 d^3 \times \sigma$$

Despejando el diámetro y reemplazando los valores correspondientes tenemos :

$$d = \sqrt[3]{\frac{658200}{0,1 \times 6}} = \sqrt[3]{1096833}$$

$$\log d = \frac{1}{3} \log 1096833 = \frac{1}{3} 6,04021 = 2,01340$$

$$d = \text{antilog } 2,01340$$

$$d = 103,2 \text{ mm.}$$

Como se puede apreciar el diámetro necesario, para soportar los esfuerzos a los que está sometido el eje, es de 103 mm. Como el eje diseñado tiene un diámetro de 128 mm. tenemos la seguridad de que soportará perfectamente los esfuerzos que le pueda transmitir el rodete.

f).- Diseño de las cuñas de fijación del rodete y comprobación al corte.

Las chavetas o cuñas que se usan en la construcción de máquinas tienen el mismo objeto que los tornillos, o sea, sirven para establecer uniones desmontables.

La forma fundamental de la cuña es la de un cuerpo prismático

con una o dos superficies oblicuas opuestas, llamadas superficies de arrastre.

Para la fijación del rodete al eje, nosotros usaremos dos cuñas dispuestas en 120° la una de la otra y serán del tipo longitudinal o planas, o sea del tipo que tienen una sola superficie oblicua, que son las que sirven para fijar ruedas a ejes en general.

Para diseñar las cuñas tenemos las siguientes fórmulas prácticas :

Ancho de la cuña :

$$b_1 = \frac{2}{3} b$$

$$b = \frac{d}{5} + 5 \text{ mm.}$$

d = diámetro del eje

$$b = \frac{128}{5} + 5 = 25,6 + 5$$

$$b = 30,6 \text{ mm.}$$

$$b_1 = \frac{2 \times 30,6}{3} = \frac{61,2}{3}$$

$$b_1 = 20,4 \text{ mm.} = 20 \text{ mm.}$$

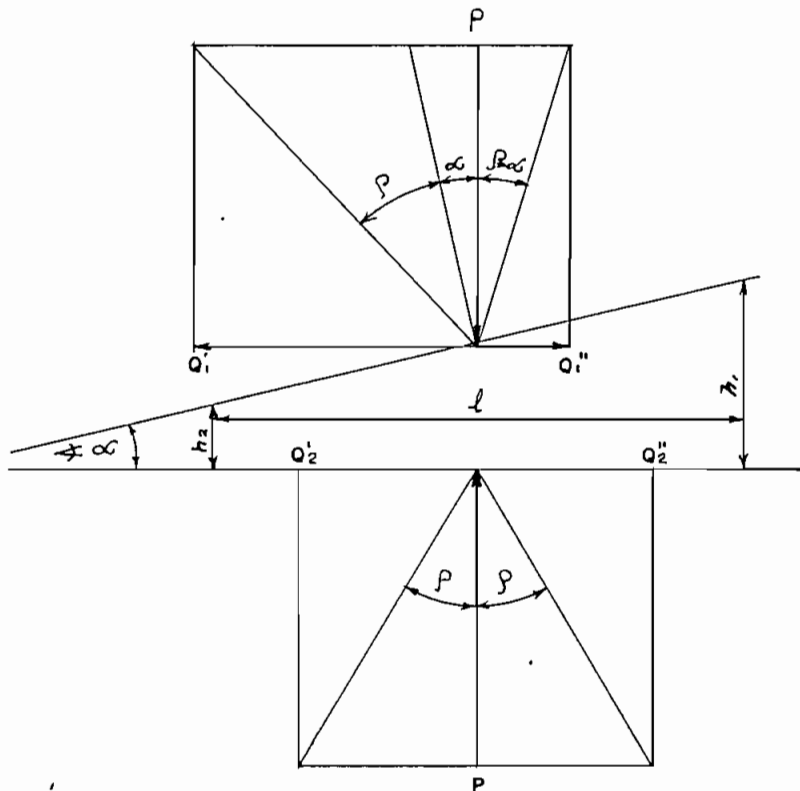
Alto de la cuña :

$$h_2 = 0,5 b,$$

$$h_2 = 0,5 \times 20$$

$$h_2 = 10 \text{ mm.}$$

En la figura de la siguiente hoja se puede apreciar las fuerzas que actúan en una cuña y se puede ver lo que representa la superficie de arrastre.



La superficie de arrastre vale :

$$x = \frac{h_1 - h_2}{l} = \frac{1}{100} \quad \text{para las cuñas planas}$$

Nos impondremos un largo de la cuña de $l = 200$ mm.

Para que se cumpla la condición arriba expuesta $h_1 = 12$ mm.

$$x = \frac{12 - 10}{200} = \frac{2}{200} = \frac{1}{100}$$

$$x = \operatorname{tg} \alpha = 0,01$$

$$\alpha = 0^\circ 35'$$

La tangente del ángulo de rozamiento vale :

$$\operatorname{tag} \rho = f$$

$f =$ coeficiente de rozamiento de acero con acero $= 0,2$

$$\operatorname{tag} \rho = 0,2$$

$$\rho = 11^{\circ} 20'$$

En el diagrama podemos ver que :

$$Q'_1 = P \operatorname{tag} (\rho + \alpha) = 500 \operatorname{tag} (11^{\circ} 20' + 0^{\circ} 35') = 500 \operatorname{tag} 11^{\circ} 55'$$

$$Q'_1 = 500 \times 0,211 = 105,5 \text{ Kgr.}$$

$$Q'_2 = P \operatorname{tag} \rho = 500 \operatorname{tag} 11^{\circ} 20' = 500 \times 0,20$$

$$Q'_2 = 100 \text{ Kgr.}$$

$$Q''_1 = P \operatorname{tag} (\rho - \alpha) = 500 \operatorname{tag} (11^{\circ} 20' - 0^{\circ} 35') = 500 \operatorname{tag} 10^{\circ} 45'$$

$$Q''_1 = 500 \times 0,187 = 93,5 \text{ Kgr.}$$

$$Q''_2 = P \operatorname{tag} \rho = 100 \text{ Kgr.}$$

La fuerza necesaria para introducir la cuña vale :

$$F_1 = Q'_1 + Q'_2 = 105,5 + 100 = 205,5 \text{ Kgr.}$$

La fuerza necesaria para sacar la cuña vale :

$$F_2 = Q''_1 + Q''_2 = 93,5 + 100 = 193,5 \text{ Kgr.}$$

La chaveta no podrá salirse por sí sola porque para que esto suceda se necesita que :

$Q''_1 + Q''_2 = 0$, o sea que $\operatorname{tag} (\rho - \alpha) + \operatorname{tag} \rho = 0$ y esto sucede únicamente en el caso de ser $\alpha = 2\rho$ que no es el nuestro.

La fuerza que trata de cortar a las cuñas tiene un valor de :

$$F = \frac{M_t}{r} = \frac{931060}{359}$$

Siendo $r = \text{radio rodete} - \text{radio eje} = 425 - 64 = 359$

$$F = 2593 \text{ Kgr.}$$

La superficie de la cuña que está expuesta a cortadura es de :

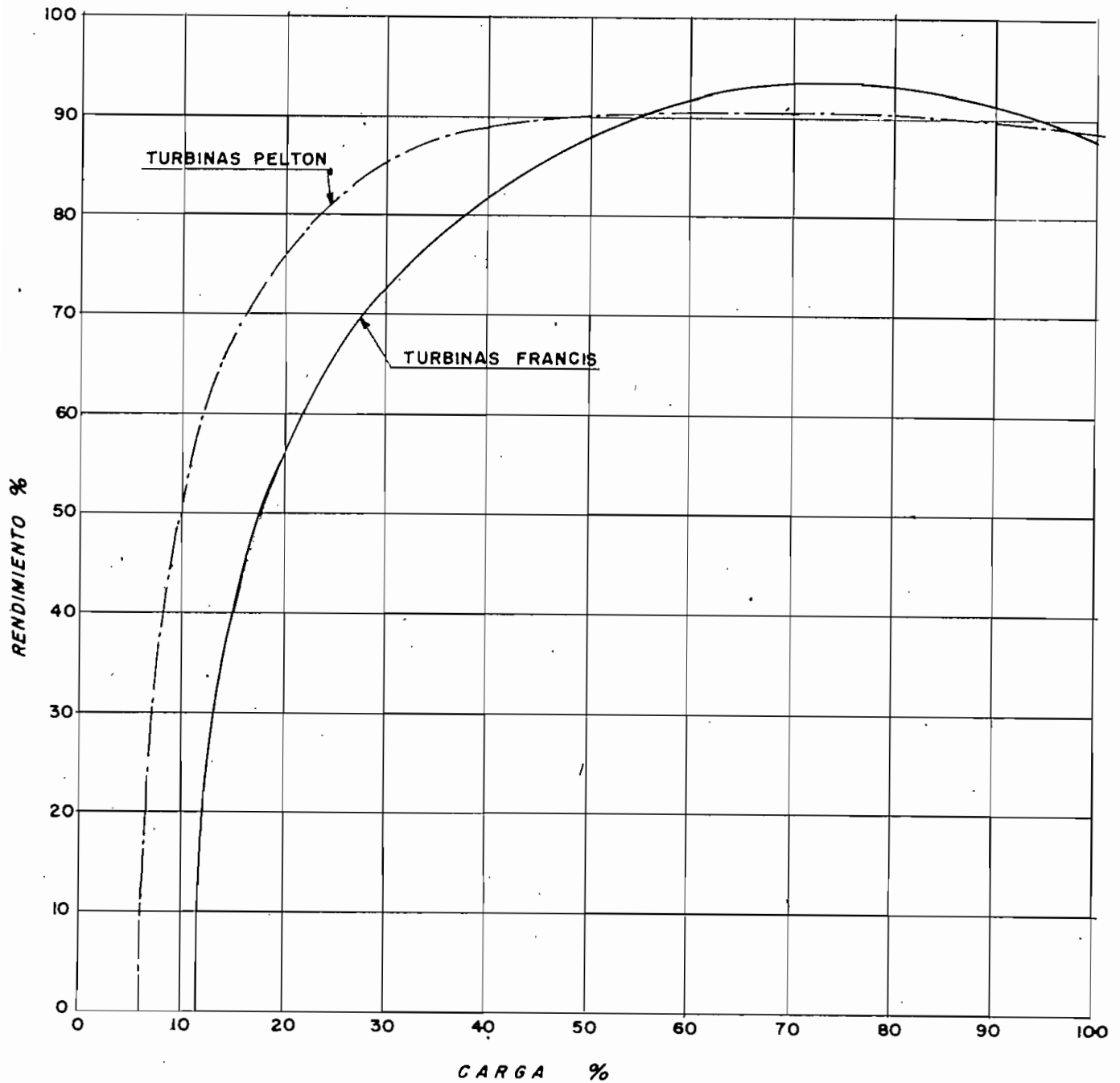
$$S = 2 \times 20 = 40 \text{ cm}^2.$$

La fatiga de corte con la que va a trabajar la cuña es de :

$$\zeta = \frac{F}{S} = \frac{2593}{40}$$

$$\zeta = 648 \text{ Kgr/cm}^2.$$

La fatiga admisible al corte para el acero dulce es de 480 Kgr/cm^2



esto quiere decir que nuestra cuña aún en el caso de ser una sola soportaría perfectamente el esfuerzo de corte que la transmite el rodete.

Para terminar el estudio de las turbinas, vamos a hacer un estudio comparativo del rendimiento de los tipos de turbina, Francis y Pelton, en función de la variación de la carga.

En el esquema podemos ver que el rendimiento de las turbinas Pelton tiene una gran estabilidad para grandes variaciones del porcentaje de carga, siendo casi constante para una variación del 40 % al 100 % de la carga, a diferencia de las turbinas Francis en las que el rendimiento cambia constantemente con la variación de la carga.

Por último se puede apreciar también, que el caudal necesario en una turbina Pelton para la marcha en vacío es aproximadamente la mitad del que necesita una turbina Francis.

4.- Cálculo del diámetro del Volante.

Para calcular el diámetro del volante, nos impondremos una velocidad superficial máxima de 55 m/seg. Esta velocidad es permisible para acero fundido, o sea que nuestro volante se construirá de ése material.

Nosotros sabemos que :

$$v = \frac{\pi d n}{60}$$

Despejando el diámetro y reemplazando valores tenemos :

$$d = \frac{v \times 60}{\pi \times n} = \frac{55 \times 60}{3,14 \times 900} = \frac{3300}{2826}$$

$$d = 1,17 \text{ m.}$$

El volante es una máquina que acumula energía para cederlo cuando la instalación lo necesita. El volante gasta su energía en mantener más o menos constante la velocidad de la turbina durante el tiempo que se demora en accionar el regulador de velocidad.

5.- Regulador automático de velocidad de la turbina.

El tipo de regulador que usaremos, se llama hidráulico o de presión de aceite. Este regulador es una máquina que acciona una válvula que permite la entrada de aceite a presión elevada en el interior de un cilindro, obrando sobre un émbolo y por medio de éste sobre la palanca de regulación.

En las turbinas de tipo Pelton, la variación de la cantidad de agua para regular la potencia se consigue casi sin excepción por medio de una guja con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de la boquilla. En las instalaciones importantes se tiene además otra regulación por desviación del chorro que consiste en una superficie metálica en medio del chorro y lo divide desviando una parte del agua, que en vez de chocar contra las cucharas sale lateralmente sin producir efecto alguno.

En la instalación nuestra se usará el Regulador Doble FD50 - suministrado por la casa J. M. Voith, cuyo esquema se puede ver en el Plano N° 6 y cuyo accionamiento transcribimos a continuación :

Se adopta regulación doble en turbinas Pelton con tubería de características desfavorables, cuando se desea una regulación ahorrativa de agua. A fin de evitar golpes de ariete inadmisibles por brusca variación de la velocidad del agua en la tubería, en los procesos de descarga se introduce primero rápidamente en el chorro un desviador, mientras que la aguja de la tobera prosigue lentamente y el caudal de servicio se ajusta correspondientemente a la nueva carga, reculando entonces el desviador. Aumentando la carga, el chorro está influido únicamente por la regulación de la aguja.

Atendiendo a las funciones, que desempeñan los elementos individuales del regulador, los podemos clasificar en cuatro grupos principales, o sea :

- a).- Elementos para realizar el trabajo de regulación.
- b).- Elementos para la provisión del aceite a presión.
- c).- Elementos para distribuir el aceite a presión.
- d).- Equipos adicionales.

a).- Elementos para realizar el trabajo de regulación.

Se comprenden los servomotores 103 y 104, la guía recta 106 con las palancas 137 de regulación, la regulación a mano 124, 125 y 211 para la aguja así como la guía recta 107 con palanca de regulación 138 para la regulación del desviador mediante el eje regulador 140.

b).- Elementos para la provisión del aceite a presión.

Dos bombas de engranaje 501 y 502 movidas simultáneamente por correa o electromotor proveen el aceite a presión necesaria para la regulación tomando el aceite del depósito 101 del regulador. Las bombas de engranaje se distinguen por su caudal. La bomba 502 con pequeño caudal alimenta el mecanismo de regulación y la válvula de aguja con aceite a presión. El caudal mayor suministrado por la bomba 501 a la válvula gobernadora del desviador permite al desviador movimientos de regulación más rápidos. Válvulas 300 de desoarga compensadas por resortes mantienen en el debido grado necesario la presión producida por la bomba. Durante los intervalos de regulación, el aceite impelido por ambas bombas vuelve al depósito de aceite por los recubrimientos negativos en los cantos de gobernación por la salida.

c).- Elementos para la distribución de aceite a presión.

- 1.- Iniciación del proceso de regulación.-

Las variaciones de velocidad provocadas por oscilaciones de carga en la turbina operan una desviación de los pesos del péndulo centrífugo y por lo tanto un desplazamiento del manguito del péndulo superior 4. La camisa pregobernadora 2 fijada en dicho manguito se desplaza hacia la espiga pregobernadora 37 por lo pronto fija. Por esto varía la presión de aceite en la superficie inferior de contención del émbolo de gobierno 203 de la válvula gobernadora de aguja, en cuya superficie superior de contención gravita la presión de la bomba pequeña 502 y por consiguiente se pone en movimiento el émbolo de gobierno 203. El movimiento del émbolo 203 se transmite por las palancas 167 y 169, que están unidas entre si por un eje apoyado en fijo, en el punto de giro 163 al vástago de retroceso de válvula 126. El émbolo de gobierno 203 está por lo tanto en comunicación forzosa con el péndulo por mediación del vástago de retroceso de válvula 126, la palanca de retroceso 6 y la espiga pregobernadora 37.

El émbolo de gobierno 203 está por otra parte unido también a las palancas 168 y 166 mediante las palancas 161, cuyo punto de giro transitoriamente fijo está en el vástago de retroceso 158. Las palancas 168 y 166 están unidos entre si por un eje apoyado en firme. Así experimenta también la espiga gobernadora del desviador un desplazamiento de igual recorrido y sentido, cuando el manguito del péndulo se mueve hacia arriba o hacia abajo. La aguja y el desviador se gobiernan en paralelo por el péndulo.

Los émbolos de gobierno de la aguja 203 y del desviador 223 - gobiernan los servomotores de la aguja 120 y del desviador 121 por mediación de los canales 208, 209, 228 y 229. Si se debiera cambiar el sentido de movimiento para cerrar y abrir la aguja y

el desviador, entonces sería necesario girar en 180° las válvulas de gobierno 201 y 221, las cuñas de retroceso 14 y 128 así como la curva de gobierno 127, por cuyo motivo se intercambian los canales de servomotores y reacciona el retroceso en sentido contrario. En el esquema se puede apreciar que el movimiento de cierre para ambos servomotores se dirige a la derecha. Por las flechas que indican la dirección de cierre de ambos servomotores, se ve sin mas ni mas el movimiento de los émbolos de las válvulas y la distribución de la corriente de aceite.

2.- Estabilización.-

Correspondiendo a la doble regulación se realizan dos movimientos de gobierno regresivos sobre los elementos 203 y 223 de gobierno desplazados, porque solo puede reinar reposo en el sistema cuando estos dos elementos de gobierno retroceden a su posición media.

La oportuna interrupción del movimiento del servomotor lentamente retardada de la aguja 120 se efectúa por retroempuje del manguito . Debido al movimiento del vástago 122 del émbolo se desplaza la caña de retroceso 14 fijada en él y por la palanca con rodillo 13, biela 16 y soporte 17 del freno se verifica un desplazamiento del freno 18 de aceite proporcional al recorrido de trabajo del émbolo. El émbolo de este freno está unido al manguito superior 4 del péndulo por el muelle estabilizador 19. Según el sentido de desplazamiento que sea, recibe el muelle 19 tensión o compresión y por lo tanto el manguito 4 del péndulo un esfuerzo adicional, que contrarresta a la dirección inicial del movimiento de los pesos basculantes y el péndulo retorna forzosamente a su posición media. Bajo este impulso retroimpelente se efectúa una impulsión del aceite pregobernador en el sentido contrario, por lo que el émbolo 203 de gobierno va a su posición media y

cesa entonces el movimiento del émbolo del servomotor 126 de la aguja. Con el émbolo 203 de gobierno se mueve también en sentido contrario la espiga gobernadora 203 en virtud de su unión por las palancas 161 y 169, apartándose así del chorro el desviador. Al mismo tiempo, con la cuña de retroceso 14 se desplaza una curva corredera 127 fijada en el vástago 122 del émbolo, cuyo desarrollo establece la ley entre posición del desviador y del diámetro del chorro. Así se ajustará conforme al correspondiente juego de regulación, un régimen que corresponde al nuevo momento de esfuerzo en la turbina, en que el desviador queda cerca del chorro recién ajustado.

Si el émbolo del freno 18 de aceite estuviera fijo en el péndulo, la turbina permanecerá en su nuevo estado de régimen, bien que con la velocidad cambiada. Pero el freno tiene una pequeña abertura de paso y su émbolo, bajo el influjo del muelle estabilizador tensado, expelle el aceite en el freno lentamente de uno a otro lado del émbolo. Correspondiendo a este descenso del émbolo del freno se destensa el muelle estabilizador y los pesos basculantes del péndulo tienden de nuevo a alejarse de su posición media. La pregoberación actúa nuevamente en el sentido existente al comienzo del proceso de regulación, los émbolos prosiguen aún algo más y este juego se repite hasta que se establezca reposo en todo el sistema. Como es de ver por la disposición total, esto sólo puede acaecer cuando llegan a su posición media el muelle estabilizador destensado, el manguito 4 del péndulo y los elementos de gobierno 203 y 223. Y esto sólo es posible, cuando la velocidad es igual que antes de comenzar el proceso de regulación, es decir, el diámetro del chorro se ajusta correspondien-

temente a la nueva carga y también la posición del desviador llega nuevamente cerca del chorro.

d).- Equipos adicionales.

Los equipos adicionales son para :

- 1.- Grado permante de desuniformidad.
- 2.- Ajuste de la estabilidad.
- 3.- Ajuste del grado de desuniformidad.
- 4.- Cambio del tiempo isódromo.
- 5.- Variación del número de revoluciones.
- 6.- Limitación de la abertura.
- 7.- Amortiguación del péndulo.

Un aspecto sumamente importante del regulador de velocidad es determinar el tiempo que demora en cerrar completamente la boquilla. Para calcular el tiempo de cierrr tenemos la siguiente fórmula :

$$\% H = 14 \text{ a } 15 \left(\frac{L \times \Delta v}{H_n \times T_o} \right)$$

$\% H$ = porcentaje de sobrepresión.

L = longitud de la tubería.

H_n = altura neta de caída.

T_o = tiempo de cierre

$$\Delta v = v_i - v_o$$

v_i = velocidad del agua en la tubería para plena carga.

v_o = velocidad del agua en la tubería para marcha en vacío.

La velocidad en vacío, se obtiene en instalaciones con turbinas Pelton, con un 10 % del caudal aproximadamente.

$$Q_o = \frac{600 \times 10}{100} = 60 \text{ l/seg.}$$

$$W = \frac{Q}{S} = \frac{0.60}{0.28} = 2,14 \text{ m/seg.}$$

$$v_0 = \frac{Q_0}{S} = \frac{0.06}{0.28} = 0,21 \text{ m/seg.}$$

$$\Delta v = 2,14 - 0,21 = 1,93 \text{ m/seg.}$$

Nos hemos impuesto un 10 % de sobrepresión como máximo y podemos ahora calcular el tiempo de cierre en la siguiente forma :

$$T_0 = \frac{15 \times 1 \times \Delta v}{Hn \times \% H}$$

$$T_0 = \frac{15 \times 1098 \times 1,93}{335 \times 10} = \frac{31.785}{3350}$$

$$T_0 = 9,5 \text{ segundos}$$

Se necesita 9,5 segundos para que la aguja cierre completamente la boquilla.

Con esto damos por terminado el estudio correspondiente a la maquinaria hidráulica y vamos a pasar a la parte que corresponde a la Central Eléctrica.

IV.- Central Eléctrica.-

En las centrales eléctricas se reúnen las máquinas necesarias para producir la energía eléctrica, así como los tableros de control, aparatos de medida y transformadores.

Para que el servicio quede asegurado, es preciso que las diferentes partes de una central productora de energía se encuentren relacionadas entre sí.

De acuerdo a la clasificación de las centrales, la nuestra correspondería a una central de corriente alterna con instalaciones trifásicas en block, en la que el generador y el transformador están rígidamente conectados formando una unidad eléctrica. En el Plano N° 7 que corresponde al diagrama eléctrico de la casa de máquinas, se pueden apreciar todos los aparatos y elementos que formarán parte de la central. A continuación daremos la descripción y las características de los más importantes.

1.- Generadores.

De los generadores nos limitaremos a calcular y especificar las características requeridas por los fabricantes para la cotización del equipo. Estas características son las siguientes :

a).- Capacidad en KVA.

En el capítulo correspondiente al cálculo de la maquinaria hidráulica habíamos calculado la potencia de cada unidad, habiendo sido ésta de 800 KW. Podemos imponernos un factor de potencia de 0,8, que es el más usado y estandarizado para esta clase de instalaciones. De acuerdo a esto la capacidad de los generadores sería de :

$$KVA = \frac{KW}{\cos \varphi} = \frac{800}{0,8}$$

$$KVA = 1.000$$

b).- Factor de Potencia.

Factor de potencia es la relación por cuociente entre la potencia real y la potencia aparente, siendo siempre este factor menor que la unidad. El factor de potencia representa el valor del coseno del ángulo de desfaseamiento entre la tensión y la intensidad; este desfaseamiento se debe a que el circuito no está formado por resistencias óhmicas puras sino también por reactancias inductivas y capacitivas. Habíamos dicho que para nuestra instalación nos impondremos un valor para el factor de potencia de $\cos \varphi = 0,8$.

c).- Número de Fases.

La clase de tensión a usarse depende del consumidor. Se ha probado prácticamente que para consumidores industriales las instalaciones más baratas son las de corriente alterna trifásica. Por ésta razón el número de fases de nuestros generadores será de tres.

d).- Voltaje de Generación.

La elección de la tensión de generación a más de ser un aspecto técnico es también económico. Es decisivo la situación de la central con relación a la zona de consumo, la red de distribución y el tipo de las acometidas.

Al respecto citaremos el criterio expuesto por el Ing. Knowlton en el Manual Estandar del Ingeniero Electricista :
" Los generadores de corriente alterna pueden tener la misma tensión que la red o una tensión distinta, según sea la longi-

tud de la transmisión y la economía que resulte de la transposición de transformadores. Los pequeños generadores de corriente alterna que suministran energía a una distancia del orden de un centenar de metros producen la corriente a 120 ó 240 voltios ó 120 / 208 sistema tetrafilar y, en algunos casos, a 440 voltios. Los generadores de mayor potencia, hasta potencias de pocos millares de KW. que suministran corriente dentro de un radio de pocos kilómetros, producen la energía a 2.300 ó 4.000 voltios en estrella " .

En nuestro caso, no estamos en posibilidad de hacer el estudio económico de la tensión de generación debido a las dificultades de conseguir las cotizaciones de todos los aparatos y materiales que se deben considerar; por ésta razón nos limitaremos a elegir la tensión de acuerdo al amperaje nominal.

Probaremos con la baja tensión de 440 voltios :

$$I = \frac{\text{KVA}}{\text{KV} \times \sqrt{3}} = \frac{1.000}{0,44 \times 1,73} = \frac{1.000}{0,76}$$

$$I = 1.320 \text{ amp.}$$

Un amperaje nominal de ésta naturaleza requeriría secciones muy grandes de conductores y elevaría el costo de los interruptores automáticos, swiches, transformadores, fusibles, etc.; por ésta razón probaremos la alta tensión de 2.300 voltios :

$$I = \frac{1.000}{2,3 \times 1,73} = \frac{1.000}{4}$$

$$I = 250 \text{ amp.}$$

Sin realizar el estudio económico parece ser más conveniente elegir la tensión de 2.300 voltios para la generación.

e).- Frecuencia.

La frecuencia será de 60 ciclos por segundo, ya que ésta es una frecuencia que se vá generalizando cada vez más y especialmente en el país es la que más se usa.

f).- Localización y Altitud sobre el Nivel del Mar.

La central estará situada en San Juan, en la Provincia de Chimborazo a 3.500 m. de altura sobre el nivel del mar.

g).- Clase de Accionamiento.

La instalación deberá ser de accionamiento automático y manual.

h).- Corriente de la Excitatriz.

La corriente de excitación tendrá un amperaje nominal de 145 amp. y una tensión de 110 voltios.

i).- Valor del Efecto Volante del Grupo.

El efecto volante o GD^2 de todo el grupo vale :

$$\sum GD^2 = k_1 \frac{N \times T_o}{n^2 \times Z_{25}} \left(1 + k_2 \frac{L \times \Delta v}{H_n \times T_o} \right)^{3/2}$$

N = potencia en H.P. = 1166

T_o = tiempo de cierre del regulador = 9,5 seg.

n = número de revoluciones por minuto = 900

Z_{25} = porcentaje de variación del número de revoluciones para una carga o descarga del 25 %. Z_{25} = 2 a 6 %, nosotros tomaremos un valor de 4. %.

L = longitud de la tubería = 1.098 m.

Δv = incremento de velocidad = 1,93 m/seg.

k_1 = constante = 1'450.000

k_2 = constante = 0,27

H_n = altura neta de caída = 335 m.

Reemplazando estos valores tenemos :

$$\sum GD^2 = 1'450.000 \left(\frac{1166 \times 9,5}{900^2 \times 4} \right) \left(1 + 0,27 \frac{1.098 \times 1,93}{335 \times 9,5} \right)^{3/2}$$

$$\sum GD^2 = 1'450.000 \times 0,0034 (1,18)^{3/2}$$

$$\sum GD^2 = 1'450.000 \times 0,0034 \times 1,28$$

$$\sum GD^2 = 6.310 \text{ Kgrm}^2.$$

Este efecto volante debe repartirse entre generador, volante y turbina, dejando a elección de los constructores los valores parciales.

j).- Sobrevelocidad.

El generador debe ser construido de manera que pueda resistir cualesquier exeso de velocidad que pueda presentarse. El exeso de velocidad es del orden del 75 al 80 % para generadores accionados por turbinas hidráulicas.

k).- Tipo de Turbina.

La turbina que accionará al generador será una turbina de tipo Pelton con un inyector y controlada por un regulador automático de velocidad de regulación doble.

l).- Caída de Tensión.

La caída de tensión o regulación de un alternador no depende solamente de la clase del generador sino también del factor de potencia de la carga. Puede variar entre el 5 y el 15 % cuando el factor de potencia de la carga es igual a uno y llegar hasta el 15 y 30 % cuando el factor de potencia de la carga es de 0,8. Se puede disminuir la caída de tensión construyendo el generador para una reactancia sincrónica más baja, pero ésta condición aumenta el costo de la máquina y aumenta la intensidad de las corrientes de cortocircuito, por

lo que dichas máquinas resultan poco convenientes. El porcentaje de la caída de tensión de nuestros generadores queda a elección de los fabricantes.

m).- Reactancias del Generador.

Las reactancias más importantes y comunes son :

a.- Reactancia sincrónica directa : sirve para determinar la intensidad de las corrientes permanentes de cortocircuito. Un valor típico de esta reactancia está comprendido entre el 60 y el 125 %.

b.- Reactancia subtransitoria directa : sirve para determinar la intensidad instantánea simétrica de cortocircuito trifásico. Su valor puede estar comprendido entre 15 y 35 %.

c.- Reactancia transitoria : sirve para determinar la intensidad de cortocircuito entre fase y neutro. Su valor es del orden del 2 al 21 %.

Los valores exactos de todas estas reactancias también quedan al criterio de los fabricantes.

Para completar el estudio del generador calcularemos el número de polos a partir de la fórmula que dice :

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

f = frecuencia

p = número de pares de polos

n = revoluciones por minuto

Despejando y reemplazando tenemos :

$$p = \frac{60 \times 60}{900}$$

p = 4 pares de polos.

La unión del eje del generador con el eje de la turbina se hará por medio de un acoplamiento elástico. Esta clase de acoplamientos sirven de amortiguadores o sea disminuyen la intensidad de los golpes bruscos que transmite el eje de la turbina al eje del generador cuando empieza a andar la maquinaria.

El eje de todo el grupo estará apoyado sobre cuatro cojinetes de magnolia. Los cojinetes irán dispuestos en la siguiente forma : uno entre la excitatriz y el generador, uno entre el generador y el volante, uno entre el volante y la turbina, y el último en el otro lado de la turbina.

2.- Excitatrices.-

La importancia del sistema de excitación es primordial. Es condición que debe estar disponible en todo momento. La pérdida de la excitación de un generador conectado a barras colectoras constituye una perturbación más grave que la que resulta al desconectar el generador de las barras, debido a que el resto de las unidades que siguen en servicio no solo tienen que tomar la carga del generador desconectado sino también suministrar la fuerte corriente reactiva absorbida por el generador que ha perdido la excitación.

Las excitatrices directamente acopladas al generador constituyen la forma más antigua y gozan de preferencia general. Los principales argumentos en favor de éste sistema son : simplicidad, alto rendimiento, ausencia de grandes rebátos de campo y la circunstancia de que se reduce a un mínimo la posibilidad de perder simultáneamente la excitación en más de una unidad. Además las excitatrices individuales se prestan más fácilmente a la regulación automática de voltaje.

La potencia del equipo de excitación depende de la importancia de la central eléctrica y del tipo de los generadores. Los generadores de reducida potencia necesitan hasta un 3 % de su potencia para las excitatrices.

La tensión de excitación generalmente usada es de 110 voltios en todas las centrales excepto en las más grandes en las que se emplea una tensión de 250 voltios. Nuestra excitatriz tendrá una potencia que será el 2 % de la potencia del generador y la tensión será de 110 voltios.

$$KW = \frac{800 \times 2}{100} = 16$$

$$I = \frac{KW}{KV} = \frac{16}{0,11}$$

$$I = 145 \text{ amp.}$$

La excitatriz será de acoplamiento directo, o sea, estará accionada por el mismo eje del generador y será del tipo shunt como puede verse en el esquema que aparece en Plano N° 7 .

3.- Especificaciones de los Aparatos que forman parte de la Central.-

- 1.- Generadores : Serán en número de dos para instalación inmediata y su conexión va a ser en el sistema en paralelo. Los generadores deben ser previstos para trabajar bajo techo a 3.500 metros de altura sobre el nivel del mar.. La ventilación se realizará por medio de unas aspas que irán soldadas en el rotor. Las otras características de los generadores se especificación en el capítulo correspondiente.
- 2.- Excitatrices : Serán en número de dos para instalación inmediata. Sus características se especificó también en el ca-

pítulo correspondiente.

3.- Resistencias de desexcitación : Los interruptores automáticos por sí solos no constituyen una protección suficiente para los generadores ya que solo le protegen contra los cortocircuitos y las sobrecargas que se presentan en la red, en cambio son insuficientes cuando el mismo generador sufre un desperfecto. Para proteger al generador se emplea un dispositivo de debilitación del campo destinado a reducir la excitación del generador. Este dispositivo se obtiene intercalando una resistencia en el circuito del campo de la excitatriz. De esta manera se reduce la tensión y la corriente de cortocircuito en tal forma que ya no exista peligro para el generador.

4.- Reóstatos : El reóstato forma parte de la excitatriz y se encuentra conectado en serie en el circuito inductor. El reóstato está formado por una serie de resistencias, las cuales se conectan o desconectan por un sistema giratorio disminuyendo o aumentando respectivamente la corriente de excitación.

5.- Regulador Automático de Tensión : Para mantener constante la tensión del generador, aún en el caso de que la carga sea variable, se emplean reguladores automáticos de acción rápida, siendo uno de los más conocidos y el que nosotros usaremos el regulador sistema Tirrill. Este regulador pertenece al tipo de contactos vibratorios, en los cuales se intercala y suprime alternativamente la resistencia (3) en el circuito de la excitación, mediante el rápido movimiento de apertura y cierre de los contactos C_1 y C_2 , como puede verse en el esquema del Plano N° 7. La bobina del contacto vibratorio se alimenta con la tensión de la excitatriz mediante el influ-

jo del electroimán b y de la palanca d. Para evitar las oscilaciones de la tensión del generador se provee al electroimán b de un amortiguador de aceite.

Como los contactos están calculados solo para una intensidad limitada, al tratarse de grandes corrientes de excitación se emplean reguladores con varios contactos, teniendo cada uno de ellos que poner en cortocircuito una parte de la resistencia de regulación.

El regulador tirrill tiene el inconveniente de que puede haber la posibilidad de que se peguen los contactos lo que equivaldría a intercalar o suprimir toda la resistencia.

6.- Transformadores de Fuerza o de Potencia : Son aparatos que se usan en corriente alterna para transferir energía de un circuito a otro. En principio constan de dos circuitos eléctricos, independiente el uno del otro y acoplados entre sí por medio de un flujo magnético común. Así se puede transformar la energía de baja tensión en energía de alta tensión, como en nuestro caso, o viceversa.

Habíamos dicho ya, que nuestra central corresponde a una central de corriente alterna con instalaciones trifásicas en block. Esto obliga a que cada grupo generador esté rígidamente conectado con su respectivo banco de transformación. Nosotros hemos previsto un transformador trifásico para cada grupo generador. Los transformadores serán trifásicos porque para una misma capacidad son más baratos que tres transformadores monofásicos y además ocupan menos espacio.

Los transformadores serán en número de dos para instalación inmediata e irán ubicados al exterior de la casa de máquinas,

como puede verse en el Plano N° 8, y tendrán las siguientes características :

Capacidad nominal 1.000 KVA.

Tensión nominal del primario 2,3 KV.

Tensión nominal del secundario 22 KV. \pm 5 %.

El secundario de los transformadores tiene la posibilidad de aumentar o disminuir en un 5 % la tensión nominal para compensar las variaciones de tensión debido a las pérdidas en la línea de transmisión. Los cambios de las conexiones en los taps, se pueden hacer solamente cuando el transformador está sin carga.

Los transformadores deberán ser sumergidos en baño de aceite y del tipo OA/FA que significa sumergido en aceite autoenfriado y refrigeración forzada de aire. Además deben ser construídos para trabajar a la intemperie a 3.500 metros de altura sobre el nivel del mar. La impedancia, regulación y rendimiento quedan al criterio de los fabricantes, debiendo estar sus valores comprendidos dentro de los límites permisibles.

7.- **Interruptores Automáticos** : Son aparatos de maniobra que al ~~presentarse~~ perturbaciones , automáticamente interrumpen el suministro de corriente hacia las instalaciones que protegen. Con el uso de interruptores automáticos dotados de los correspondientes relés se consigue la protección contra sobrecargas. Los interruptores automáticos que se usan de una manera casi general, para los circuitos de corriente alterna de una tensión superior a 500 voltios, son los interruptores en baño de aceite. Esta clase de interruptores se fabrican de dos tipos generales : con tanque conectado a tierra y con tan-

que bajo tensión. El tipo de interruptor con tanque conectado a tierra se fabrica para todas las tensiones y capacidades de ruptura, para servicio al interior o a la intemperie; mientras que el uso del tipo de interruptor con tanque bajo tensión se ha limitado a tensiones inferiores a 15 KV.

Para nuestra instalación usaremos dos interruptores automáticos en baño de aceite con tanque conectado a tierra.

La calidad del interruptor automático depende del tiempo que se demora en interrumpir el circuito. Se construyen interruptores automáticos que interrumpen el circuito a partir del segundo ciclo de haberse producido el cortocircuito hasta interruptores que accionan al octavo ciclo. Mientras más rápido opera un interruptor mayor es la corriente con la que tiene que trabajar y por ésta razón estos interruptores deben ser de mejor calidad y consecuentemente son más caros.

El interruptor automático tiene que ser calculado en tal forma de satisfacer dos características fundamentales :

a.- Capacidad nominal momentánea : en el primer instante del cortocircuito se producen corrientes sumamente altas que ejercen esfuerzos de atracción y repulsión en el interruptor automático y cualesquier aparato de éstos debe ser capaz de soportar esas corrientes. Según las tablas, estas corrientes tienen un valor hasta 1,6 veces más que la capacidad continua del interruptor.

b.- Capacidad de interrupción : este valor depende del tiempo de operación del interruptor automático. Esta capacidad de interrupción es igual o mayor que la corriente de cortocircuito. El factor de multiplicación depende de la velocidad de opera-

ción de acuerdo a la siguiente tabla :

Tiempo de operación :	Factor de multiplicación :
8 ciclos por segundo	1,00
5 " " "	1,10
3 " " "	1,20
2 " " "	1,40

Ahora vamos a determinar la capacidad continua de cada uno de los interruptores automáticos que corresponden al numeral 7, para luego calcular la capacidad de interrupción y la capacidad momentánea. En la siguiente hoja aparece el esquema representativo de la disposición de los generadores, transformadores e interruptores automáticos con los valores de sus respectivas reactancias.

Los porcentajes de reactancias anotados se han tomado arbitrariamente pero dentro de los límites establecidos. Nos supondremos para el caso, que las reactancias de los conductores y de los otros aparatos conectados al sistema son nulas.

El valor de la reactancia total, para el caso de producirse el cortocircuito en el punto marcado con una X, será de :

$$X_t = X_1 + X_2 = 12 + 8 = 20 \%$$

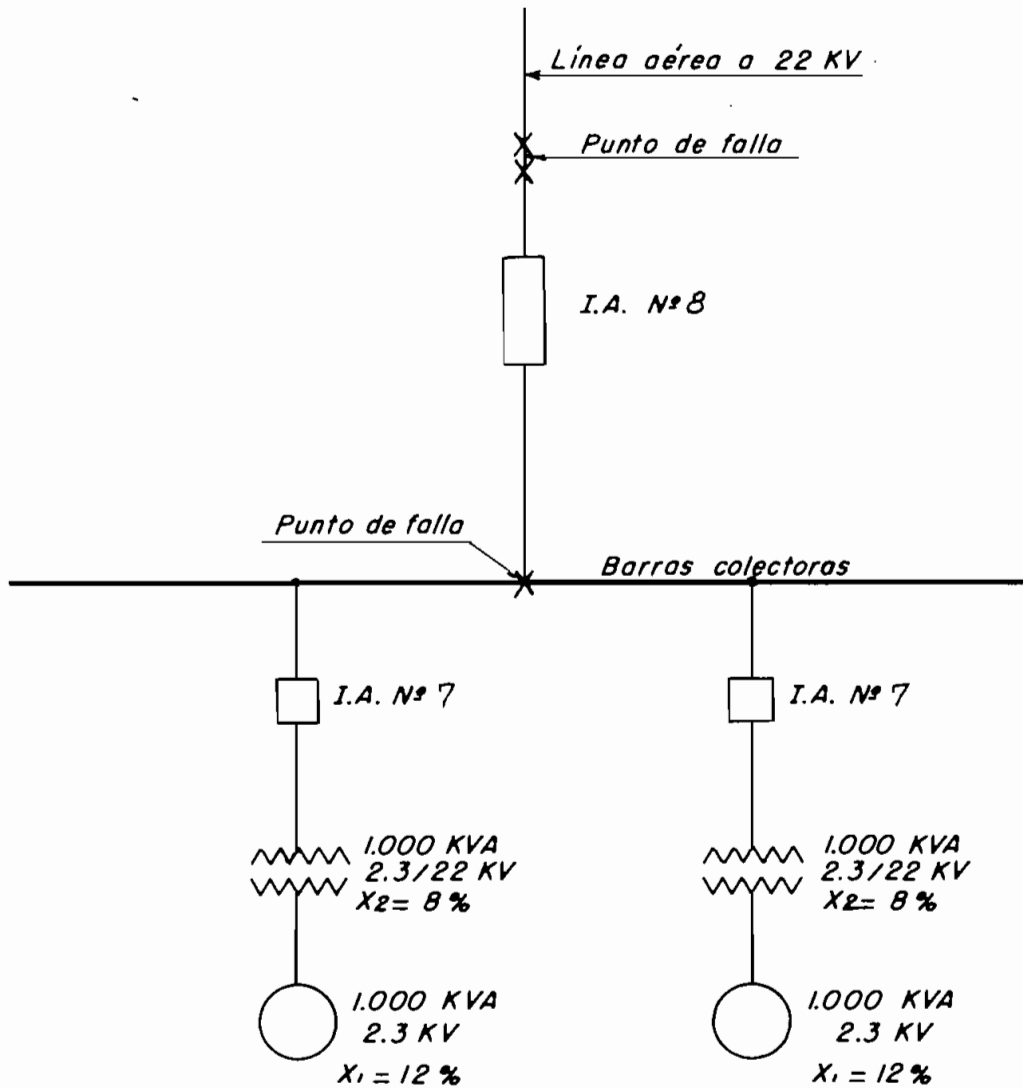
$$20 \% \text{ ----- } 1.000 \text{ KVA}$$

$$100 \% \text{ ----- } X = \frac{1.000 \times 100}{20} = 5.000 \text{ KVA.}$$

$$I = \frac{\text{KVA.}}{\text{KV} \times \sqrt{3}}$$

$$I = \frac{5.000}{22 \times 1,73} = 132 \text{ amp.}$$

Capacidad continua = 132 amp.



Para la capacidad momentánea tenemos un factor de multiplicación que vale 1,6 :

$$132 \times 1,6 = 211 \text{ amp.}$$

Para la capacidad de interrupción, si queremos que el interruptor accione al tercer ciclo de producirse el cortocircuito, tenemos un factor de multiplicación que vale 1,2 :

$$132 \times 1,2 = 158 \text{ amp.}$$

8.- Interruptor Automático General : Para éste caso suponemos que la falla se ha producido en el punto marcado con dos X en el esquema. El interruptor automático general deberá tener las

siguientes características :

$$\frac{1}{X_t} = \frac{1}{X_1} + \frac{1}{X_2} = \frac{1}{20} + \frac{1}{20}$$

$$X_t = 10 \%$$

$$10 \% \text{-----} 2.000 \text{ KVA.}$$

$$100 \% \text{-----} X = \frac{2.000 \times 100}{10} = 20.000 \text{ KVA.}$$

$$I = \frac{20.000}{22 \times 1,73} = 580 \text{ amp.}$$

Capacidad continua 580 amp.

Capacidad de interrupción = 580 x 1,2 = 696 amp.

Capacidad momentánea = 580 x 1,6 = 928 amp.

9.- Transformadores de Intensidad : Se suministran para distintos valores de intensidad primaria estando estandarizado la intensidad secundaria en 5 amp. normalmente. La relación de la corriente primaria nominal para la secundaria se llama relación de transformación. Los transformadores de intensidad suministran la corriente necesaria para los aparatos de medida como son : contadores, vatímetros, amperímetros y además los relés de puesta a tierra, diferenciales y de sobrecorriente.

10.- Transformadores de Tensión : Así mismo se suministran para distintos valores de tensión primaria estando estandarizado la tensión secundaria en 100 o 110 voltios, generalmente. La relación de la tensión primaria nominal para la tensión secundaria se denomina relación de transformación. Los transformadores de tensión proporcionan la tensión que necesitan los aparatos de medida como son : contadores, vatímetros, volímetros, sincronoscopio, frecuencímetro y además los relés

dé sobretensión.

11.- Amperímetros : Los instrumentos electromagnéticos son los más baratos y los que más se usan. Su funcionamiento se basa en el efecto repelente de las piezas de hierro imantadas de igual polaridad. Consta de dos segmentos de hierro dispuestos concéntricamente en una bobina atravezada por la corriente de medición. El un segmento es fijo y el otro es móvil y provisto de una aguja. De éste modo se produce un par motor que hace girar al eje hasta alcanzar un par motor de igual magnitud, al producido por un resorte espiral. Para nuestra central necesitamos los siguientes amperímetros :

6	para corriente	alterna	de	0	-	300	amp.	para	los	generadores.		
2	"	"	"	"	0	-	30	amp.	con	conmutador.		
2	"	"	continua	de	0	-	150	amp.	para	las	exitatrices.	
1	"	"	"	"	"	"	"	para	la	batería	de	acumuladores.

12.- Watímetros : En las instalaciones de corriente alterna los watímetros son imprescindibles debido al defasaje existente entre la intensidad y la tensión. Los instrumentos ferrodinámicos se componen de una bobina fija en cuyo campo magnético de líneas de fuerza está dispuesta una segunda bobina móvil. La corriente a medir pasa por la bobina fija, mientras que la móvil se conecta con la tensión. Los watímetros ferrodinámicos se construyen para corriente alterna siempre que la intensidad no pase de 5 amp. por consiguiente al tratarse de intensidades mayores, como en nuestro caso, hay que intercalar transformadores de intensidad. Los watímetros nos indican el valor de la potencia instantánea, o sea el producto :

$E \times I \times \sqrt{3} \times \cos \varphi$. En la central necesitamos los siguientes vatímetros :

2 para corriente alterna de 0 - 1.000 KW.

1 " " " " 0 - 2.000 KW.

13.- Medidores del Factor de Potencia : Permiten la lectura directa del factor de potencia y son indispensables en toda central para darse cuenta en todo momento del defasaje existente. El medidor del factor de potencia se compone de una serie de bobinas de tensión fijas que obran sobre una bobina móvil de corriente. La desviación de la aguja es proporcional al defasaje siendo independiente del valor de la intensidad, tensión y frecuencia. Para saber si el defasaje es inductivo o capacitivo el medidor del factor de potencia deberá ser construido con el cero en el medio de la escala. Para la instalación necesitamos dos medidores del factor de potencia, siendo uno para cada grupo generador.

14.- Contadores de Vatios hora : Los contadores sirven para la medición y facturación de la energía eléctrica. Los contadores van conectados intercalando transformadores de tensión y de intensidad cuando el voltaje sobrepasa los 550 voltios y la intensidad sobrepasa los 100 amp. como en nuestro caso. Los contadores son pequeños motores cuya velocidad es proporcional a la potencia y cuyo rotor acciona un mecanismo registrador, en el cual queda indicado el consumo. Los contadores de corriente alterna se basan en el principio de los motores de inducción. Los contadores del tipo colector constan de un elemento móvil formado por un rotor, un colector y un disco li-

viano de metal, todo montado sobre un eje que gira sobre cojinetes. El disco gira entre los polos de dos o más imanes permanentes; el rotor está conectado al circuito exterior por medio de escobillas. En la central necesitamos un contador para cada generador y un contador totalizador.

15.- Voltímetros : Los instrumentos electromagnéticos para medir la tensión se equipan con un mecanismo igual al de los amperímetros, con la diferencia de que el solenoide, en éste caso, se forma con muchas espiras de alambre fino. Para la central necesitamos los siguientes voltímetros :

- 2 para corriente alterna de 0 - 2.500 volt. con conmutador.
- 3 " " " " 0 - 150 para control a tierra.
- 2 " " " " continúa de 0 - 150 para la exitatriz.
- 1 " " " " para la batería de acumuladores.

16.- Voltímetro de Escala Cero : Es un aparato de medida que sirve para conectar en paralelo dos generadores. El voltímetro de escala cero nos indica la diferencia de tensión entre los bornes de una misma fase de los dos generadores que van a conectarse en paralelo. El acoplamiento se debe realizar cuando la aguja marca el cero. Las condiciones para la puesta en paralelo, de generadores de corriente alterna, son las siguientes :

- a.- Igualdad de tensión.
- b.- Igualdad de frecuencia.
- c.- Igualdad de fases.

Las máquinas marchan en sincronismo y pueden conectarse en paralelo cuando se satisfacen simultáneamente las condiciones expuestas. La condición a podemos verificar por medio del vol-

tímetro de escala cero, la condición b con un frecuencímetro doble y la condición c con un sincronoscopio.

17.- Sincronoscopios : Se basa en el principio de conexión de lámparas encendidas. El sincronoscopio constituye a la vez un sustituto de las lámparas de fase, voltímetro de fase y frecuencímetro. En la caja del sincronoscopio hay un sistema que funciona con el principio de inducción y sobre él obran los dos circuitos a conectarse en paralelo. Detrás de un vidrio mate se encuentra una lámpara de fase que luce con mayor intensidad al momento de conseguirse la igualdad de fases. Con el sistema se combina una aguja que se sitúa en la posición media cuando existe la igualdad de fases y oscila de un lado al otro al tratarse de fases desiguales.

18.- Frecuencímetro : Sirve para medir el número de períodos de la corriente alterna y se usa especialmente para la puesta en paralelo. En caso de tener una sola unidad sirve también para determinar la velocidad. En los frecuencímetros de lengüetas hay una hilera de lengüetas metálicas sintonizadas de modo que oscilen únicamente bajo el efecto de su correspondiente electroimán. La lectura se efectúa observando las puntas de las lengüetas. Para la sincronización se necesita un frecuencímetro doble que permita la observación simultánea de las dos frecuencias a comparar.

19.- Relé Diferencial : Cuando se trata de grandes generadores de 1.000 KVA en adelante, se debe tratar de determinar cualesquier perturbación lo antes posible y desexcitar y desconectar el alternador en el mismo momento de presentarse un cortocircuito, con el fin de abaratar la reparación de la máquina y

acelerar la puesta en marcha. Para conseguir este efecto se usa la protección diferencial y la protección de puesta a tierra.

Basándose en el hecho de que debe existir la misma corriente al principio y al fin de cada fase de un generador se conectan transformadores de corriente en los empalmes de las tres fases, uniendo con los secundarios de los transformadores un relé diferencial que, al presentarse una diferencia de corrientes en una de las fases, cierra un contacto con lo cual hace desenganchar el automático de debilitación del campo. Para seguridad del funcionamiento del dispositivo de protección, no se deben utilizar los transformadores de corriente de la protección diferencial para fines de medición.

20.- Relé de Sobrecorriente : Los relés de sobrecorriente o de corriente máxima deben ser ajustados a una gran intensidad y un tiempo largo para asegurar la debida selección con la protección de barras y la de los alimentadores, lo que constituye un inconveniente. Los generadores deben poder desconectarse de las barras en caso de defectos sostenidos en el sistema o en el caso de falla de las protecciones selectivas; ésta protección no opera en caso de defectos del generador, a menos que haya suficiente alimentación de retorno desde el resto del sistema.

21.- Relé de Sobretensión : El relé de tensión máxima es en substancia un aparato similar al relé de corriente máxima y opera desconectando el interruptor automático cuando el valor de la tensión sobrepasa un valor que corresponde a la tensión máxima que es la de cortocircuito y para la cual fué ajustado.

22.- Relé de Protección a Tierra : Al presentarse una puesta a tierra en uno de los tres arrollamientos de fase fluye por una resistencia intercalada entre el neutro del alternador y tierra con el fin de accionar un relé.

Cuando trabajan en paralelo dos o más generadores se debe evitar que accione el relé cuando se presentan puestas a tierra en otro generador. Esto se consigue conectando solamente uno de los generadores a tierra.

23.- Fusibles : Los fusibles son accesorios que contienen hilos o cintas destinadas a fundirse o derretirse al ser recorridos por una corriente anormal, interrumpiendo así el circuito. Los fusibles son elementos esenciales para proteger los aparatos e instrumentos que forman parte de la central.

Los fusibles van calibrados para dejar pasar una corriente máxima y si ésta sobrepasa el valor establecido, el aumento de temperatura consiguiente hace que se funda el fusible y se interrumpa el circuito.

24.- Transformador de Servicio : Es un transformador de potencia que servirá en el sistema auxiliar que corresponde al rectificador, la batería de acumuladores y el servicio de luz. El transformador irá conectado por medio de un separador y de un fusible a las barras colectoras de 22 KV. La capacidad se debe determinar a base de las cargas conectadas al sistema, podemos suponer que ésta no exederá de 50 KVA. La relación de transformación será de 22.000 / 210 / 121 voltios. El transformador deberá ser sumergido en aceite y del tipo OA, o sea autoenfriado. Debe ser también construído para trabajar bajo techo a 3.500 metros de altura sobre el nivel del mar.

25.- Rectificador : Es un aparato que transforma la corriente alterna en continúa para alimentar a la batería de acumuladores, impidiendo en ésta forma que los acumuladores se descarguen.

Los metales y materiales conductores emiten electrones, y si se enfrenta a dichos materiales con un conductor frío, al que se le dá una carga positiva, éste atraerá los electrones. Debido a que el material incandescente emite siempre nuevos electrones se produce un flujo de corriente entre ambos. Si al segundo conductor se le dá en cambio una carga negativa, repelerá los electrones. Por lo tanto este dispositivo puede considerarse como un interruptor que para una polaridad deja pasar la corriente mientras que para la polaridad contraria impide su paso. En los rectificadores de vapor de mercurio se emplea mercurio líquido como material para el cátodo.

26.- Batería de Acumuladores : En toda central de mediana importancia es necesario contar con una fuente de energía que sea independiente de los generadores. Esta fuente de energía sirve precisamente para suministrar corriente para el accionamiento de los relés, luz de emergencia y se lo puede utilizar también para magnetizar las exitatrices cuando éstas hayan perdido su magnetismo remanente. La batería de acumuladores operará con una tensión de 110 voltios.

En ésta forma quedan descritos y especificados los distintos aparatos e instrumentos que forman parte de la central eléctrica. Para terminar el estudio que comprende esta tesis vamos a calcular el anteproyecto de la tensión económica de transmisión.

V).- Anteproyecto para Seleccionar la Tensión Económica de Transmisión.

Los datos de los que disponemos son los siguientes :

Potencia $P = 1600 \text{ KW.}$

Factor de potencia $\cos \varphi = 0,8$

Longitud de la línea $L = 14 \text{ Km.}$

Número de circuitos $n = 1$

Número de fases $m = 3$

Frecuencia $f = 60 \text{ H2.}$

Factor de carga $f_c = 0,76$

Las tensiones estandarizadas de transmisión para la baja tensión son :

11 ; 13,2 ; 22 ; 33 y 44 KV.

Nosotros probaremos para 13,2 ; 22 y 33 KV.

Para saber aproximadamente los calibres de conductores con los cuales vamos a calcular el anteproyecto, usaremos la siguiente fórmula que está en función de las pérdidas de potencia :

$$S = \frac{100 \times L \times P}{56 \times \% N \times E^2 \times \cos^2 \varphi}$$

S = sección del conductor en mm^2

L = longitud de la línea en m.

P = potencia en vatios

$\% N$ = porcentaje de pérdida de potencia

E = tensión de transmisión

$\cos \varphi$ = factor de potencia

Nos impondremos un porcentaje de pérdida de potencia del 4 %.

Reemplazando los valores para cada una de las tensiones tenemos :

$$S = \frac{100 \times 14.000 \times 1600000}{56 \times 4 \times 33.000 \times 33.000 \times 0,64}$$

$$S = \frac{2240000}{156000} \quad 14,4 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{100 \times 14000 \times 1600000}{56 \times 4 \times 22000 \times 22000 \times 0,64}$$

$$S = \frac{2240000}{69100} \quad 32,5 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{100 \times 14000 \times 1600000}{56 \times 4 \times 13200 \times 13200 \times 0,64}$$

$$S = \frac{2240000}{25000} \quad 89 \text{ mm}^2$$

Las secciones estandard de conductores comprendidos entre estas secciones son 21,2 ; 33,5 ; 43,3 ; 52 ; 62,9 y 90,8 mm² que corresponden a los números 4, 2, 1, 1/0, 2/0, y 3/0 respectivamente.

Nosotros probaremos solamente :

Para la tensión de 23 KV los conductores # 4 A. y 2 F. para la tensión de 22 KV. los conductores # 2 F, 1 F, y 1/0 F. para la tensión de 13,2 KV. los conductores # 1/0 F. y 2/0 F.

La clase de alambre que se usaría será el **Copperweld** copper que es alambre de cobre con alma de acero. La letra A indica que el alambre está formado por 3 hilos y F por 7 hilos.

Las distancias equivalentes son :

para 33 KV. 5 pies

para 22 KV. 4 pies

para 13,2 KV. 3 pies

De las tablas de conductores de la **Copperweld** podemos anotar los siguientes datos que necesitamos :

Conductor	R- Ω /milla	X- Ω /milla	P Lbrs/pie	Distancia equivalente
4 A	1,3738	0,8039	0,1615	5
2 F	0,8819	0,7691	0,2228	5
2 F	0,8819	0,7420	0,2228	4
1 F	0,6995	0,7280	0,2809	4
1/0 F	0,5549	0,7139	0,3541	4
1/0 F	0,5549	0,6790	0,3541	3
2/0 F	0,4403	0,6649	0,4468	3

1).- Cálculo del amperaje nominal para las diferentes tensiones.

El cálculo lo realizamos partiendo de la siguiente fórmula :

$$P = E \cdot I \cdot \cos \sqrt{3}$$

P = potencia en vatios

E = tensión en voltios

I = intensidad en amperios

$\cos \varphi$ = factor de potencia

$\sqrt{3}$ constante por ser sistema trifásico

Reemplazando los valores para las diferentes tensiones y despejando tenemos :

$$I = \frac{1600}{33 \times 1,73 \times 0,8} = 35 \text{ amp.}$$

$$I = \frac{1600}{22 \times 1,73 \times 0,8} = 52 \text{ amp.}$$

$$I = \frac{1600}{13,2 \times 1,73 \times 0,8} = 88 \text{ amp.}$$

2).- Cálculo del peso de los conductores.

De las tablas sacamos el valor del peso unitario en libras/pie.

La longitud de la línea es 14 Km. y el número de fases 3.

1 m _____ 3,281 pies

1000 _____ X = 3.281 pies

$$14 \text{ Km} \times 3 \text{ fases} \times 3.281 \text{ pies} = 137.802 \text{ pies}$$

$$4 \text{ A} \quad 0,1615 \times 137.802 = 22.255 \text{ libras} = 10.093 \text{ Kgrs.}$$

$$2 \text{ F} \quad 0,2228 \times 137.802 = 30.702 \text{ libras} = 13.924 \text{ Kgrs.}$$

$$1 \text{ F} \quad 0,2809 \times 137.802 = 38.709 \text{ libras} = 17.555 \text{ Kgrs.}$$

$$1/0 \text{ F} \quad 0,3541 \times 137.802 = 48.796 \text{ libras} = 22.130 \text{ Kgrs.}$$

$$2/0 \text{ F} \quad 0,4468 \times 137.802 = 61.570 \text{ libras} = 29.922 \text{ Kgrs.}$$

3).- Cálculo de la resistencia y la reactancia que ofrecen los conductores.

De las tablas sacamos el valor de la resistencia unitaria en Ω /milla.

$$1,609 \text{ Km} \text{-----} 1 \text{ milla}$$

$$42 \text{ Km} \text{-----} \times = \frac{42}{1,609} = 26,1 \text{ mills}$$

Resistencia :

$$4 \text{ A} \quad 26,1 \times 1,3738 = 35,9$$

$$2 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,8819 = 23,0$$

$$1 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,6995 = 18,3$$

$$1/0 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,5549 = 14,5$$

$$2/0 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,4403 = 11,5$$

Reactancia :

$$4 \text{ A} \quad 26,1 \times 0,8039 = 21,0$$

$$2 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,7691 = 20,1$$

$$2 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,7420 = 19,4$$

$$1 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,7280 = 19,0$$

$$1/0 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,7139 = 18,6$$

$$1/0 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,6790 = 17,7$$

$$2/0 \text{ F} \quad 26,1 \times 0,6649 = 17,4$$

4).- Cálculo de las pérdidas de potencia en KW y %

Las pérdidas de potencia valen :

$$N = RI^2$$

N = potencia de pérdida en vatios

R = resistencia del conductor en Ω

I = intensidad nominal en amperios

Reemplazando los valores para los distintos conductores tenemos :

$$4 \text{ A} \quad 1225 \times 35.9 = 43.978 \text{ vatios} \cong 44 \text{ KW.}$$

$$2 \text{ F} \quad 1225 \times 23.0 = 28.175 \quad " \quad \cong \quad 28 \quad "$$

$$2 \text{ F} \quad 2704 \times 23.0 = 62.192 \quad " \quad \cong \quad 62 \quad "$$

$$1 \text{ F} \quad 2704 \times 18.3 = 49.483 \quad " \quad \cong \quad 49 \quad "$$

$$1/0 \text{ F} \quad 2704 \times 14.5 = 39.208 \text{ vatios} \cong 39 \text{ KW.}$$

$$1/0 \text{ F} \quad 7744 \times 14.5 = 112.288 \quad " \quad \cong \quad 112 \quad "$$

$$2/0 \text{ F} \quad 7744 \times 11.5 = 89.056 \quad " \quad \cong \quad 29 \quad "$$

En porcentajes las pérdidas valen :

$$\% N = \frac{N \times 100}{P}$$

$$\% N = \frac{N \times 100}{1600} = \frac{N \times 1}{16}$$

$$\% N = 0.0625 \times N$$

Reemplazando los valores tenemos :

$$4 \text{ A} \quad 0.0625 \times 44 = 2.75 \%$$

$$2 \text{ F} \quad 0.0625 \times 28 = 1.75 \%$$

$$2 \text{ F} \quad 0.0625 \times 62 = 3.88 \%$$

$$1 \text{ F} \quad 0.0625 \times 49 = 3.06 \%$$

$$1/0 \text{ F} \quad 0.0625 \times 39 = 2.44 \%$$

$$1/0 \text{ F} \quad 0.0625 \times 112 = 7.00 \%$$

$$2/0 \text{ F} \quad 0.0625 \times 89 = 5.56 \%$$

5).- Cálculo de las pérdidas de tensión en voltios y en %.

La fórmula que usaremos para calcular la pérdida de tensión en las líneas de transmisión es la siguiente :

$$E_s = \sqrt{(E_R \cos \varphi + I R)^2 + (E_R \operatorname{sen} \varphi + I X)^2}$$

E_s = tensión al neutro de salida

E_R = tensión al neutro de llegada

$\cos \varphi$ = factor de potencia

I = intensidad nominal

R = resistencia de la línea

X = reactancia de la línea

Conocida la tensión de salida y la tensión de llegada podemos calcular las pérdidas de tensión al neutro en la siguiente forma :

$$\mathcal{E} = E_s - E_R$$

Para calcular la caída de tensión entre fases multiplicamos la caída de tensión al neutro por $\sqrt{3}$.

Reemplazando los valores respectivos para los diferentes casos tenemos :

para $E = 33$ KV. y conductor 4 A.

$$E_R = \frac{33000}{\sqrt{3}} = 19.075$$

$$E_s = \sqrt{(19.075 \times 0.8 + 35 \times 35.9)^2 + (19.075 \times 0.6 + 35 \times 21)^2}$$

$$E_s = \sqrt{(15.260 + 1257)^2 + (11.445 + 735)^2}$$

$$E_s = \sqrt{16.517^2 + 12.180^2} = \sqrt{272811289 + 1483522400}$$

$$E_s = \sqrt{421163689} = 20.522$$

$$\mathcal{E} = 20.522 - 19.075 = 1447$$

$$E_f = 1.447 \sqrt{3} = 2.503$$

$$E_f = \frac{2503 \times 100}{33.000} = 7.6 \%$$

Para E 33 KV y conductor 2 F.

$$E_s = \sqrt{(19.075 \times 0.8 + 35 \times 23)^2 + (19.075 \times 0.6 + 35 \times 20.1)^2}$$

$$E_s = \sqrt{(15260 + 805)^2 + (11445 + 704)^2}$$

$$E_s = \sqrt{16065^2 + 12149^2} = \sqrt{258084225 + 147598201}$$

$$E_s = \sqrt{405682426} = 20.141$$

$$E = 20.141 - 19.075 = 1.066$$

$$E_f = 1066 \sqrt{3} = 1.844$$

$$E_f = \frac{1844 \times 100}{33.000} = 5.6 \%$$

Para E = 22 KV. y conductor 2 F.

$$E_R = \frac{22.000}{\sqrt{3}} = 12.717$$

$$E_s = \sqrt{(12.717 \times 0.8 + 52 \times 23)^2 + (12.717 \times 0.6 + 52 \times 19.4)^2}$$

$$E_s = \sqrt{(10.174 + 1196)^2 + (7630 + 1009)^2}$$

$$E_s = \sqrt{11370^2 + 8639^2} = \sqrt{129276900 + 74632321}$$

$$E_s = \sqrt{2.03.90.92.21} = 14.286$$

$$E = 14.286 - 12.717 = 1569$$

$$E_f = 1569 \sqrt{3} = 2.714$$

$$E_f = \frac{2714 \times 100}{22000} = 12.3 \%$$

Para E = 22 KV. y conductor 1 F.

$$E_s = \sqrt{(12.717 \times 0,8 + 52 \times 18,3)^2 + (12.717 \times 0,6 + 52 \times 19)^2}$$

$$E_s = \sqrt{(10.174 + 952)^2 + (7630 + 988)^2}$$

$$E_s = \sqrt{11.126^2 + 8618^2} = \sqrt{123787876 + 74269924}$$

$$E_s = \sqrt{198057800} = 14.073$$

$$E = 14073 - 12717 = 1356$$

$$E_f = 1356 \sqrt{3} = 2346$$

$$E_f = \frac{2346 \times 100}{22000} = 10,7 \%$$

Para E = 22 KV. y conductor 1/0 F.

$$E_s = \sqrt{(12.717 \times 0,8 + 52 \times 14,5)^2 + (12.717 \times 0,6 + 52 \times 18,6)^2}$$

$$E_s = \sqrt{(10.174 + 754)^2 + (7.630 + 967)^2}$$

$$E_s = \sqrt{10928^2 + 8597^2} = \sqrt{119421184 + 73908409}$$

$$E_s = \sqrt{193329593} = 13.904$$

$$E = 13904 - 12717 = 1187$$

$$E_f = 1187 \sqrt{3} = 2054$$

$$E_f = \frac{2054 \times 100}{22000} = 9,3 \%$$

Para E = 13,2 KV. y conductor 2/0 F.

$$E_s = \sqrt{(7630 \times 0,8 + 88 \times 14,5)^2 + (7630 \times 0,6 + 88 \times 17,7)^2}$$

$$E_s = \sqrt{(6104 + 1276)^2 + (4578 + 1558)^2}$$

$$E_s = \sqrt{7380^2 + 6136^2} = \sqrt{54464400 + 37650496}$$

$$E = 9597 - 7630 = 1967$$

$$E_f = 1967 \sqrt{3} = 3403$$

$$E_f = \frac{3403 \times 100}{13200} = 25,8 \%$$

Para $E = 13,2$ KV y conductor 1/0 F.

$$E_s = \sqrt{(7630 \times 0,8 + 88 \times 11,5)^2 + (7630 \times 0,6 + 88 \times 17,4)^2}$$

$$E_s = \sqrt{(6.104 + 1012)^2 + (4598 + 1531)^2}$$

$$E_s = \sqrt{7116^2 + 6109^2} = \sqrt{50637456 + 37319881}$$

$$E_s = \sqrt{87957337} = 9378$$

$$E = 9378 - 7630 = 1748$$

$$E_f = 1748 \sqrt{3} = 3024$$

$$E_f = \frac{3024 \times 100}{13200} = 22,9 \%$$

6).- Cálculo de las Pérdidas de Energía por año.

Para calcular las pérdidas de energía en un año usaremos la fórmula que dice :

$$N = I^2 \text{máx} R \times \text{horas equivalentes}$$

N = potencia de pérdida

I máx = intensidad máxima

R = resistencia

horas equivalentes = horas de consumo máximo en el año.

Para calcular la intensidad máxima tenemos la fórmula :

$$I_m = I \sqrt{2}$$

I = intensidad nominal

$$I_m = 35 \times 1,41 \quad 49,4$$

$$I_m = 52 \times 1,41 \quad 73,3$$

$$I_m = 88 \times 1,41 \quad 124,1$$

Las horas equivalentes calculamos multiplicando el número de horas del año por una constante F que vale :

$$F = 0,7 f_c^2 + 0,3 f_c$$

$$f_c = \text{factor de carga} = 0,76$$

$$F = 0,7 \times 0,76^2 + 0,3 \times 0,76$$

$$F = 0,7 \times 0,58 + 0,3 \times 0,76$$

$$F = 0,41 + 0,23$$

$$F = 0,64$$

$$\text{horas equivalentes} = 8760 \times 0,64 = 5.606$$

Reemplazando estos valores en la fórmula tenemos :

$$4 F \quad N = 49,4 \times 35,9 \times 5.606 = 491063176 \cong 491.000 \quad \text{KWh.}$$

$$2 F \quad N = 49,4 \times 23,0 \times 5.606 = 314608720 \cong 315.000 \quad \text{KWh.}$$

$$2 F \quad N = 73,3 \times 23,0 \times 5.606 = 692783874 \cong 693.000 \quad \text{KWh.}$$

$$1 F \quad N = 73,3 \times 18,3 \times 5.606 = 551214995 \cong 551.000 \quad \text{KWh.}$$

$$1/10 F \quad N = 73,3 \times 14,5 \times 5.606 = 436755051 \cong 437.000 \quad \text{KWh.}$$

$$1/10 F \quad N = 124,1 \times 14,5 \times 5.606 = 1251819800 \cong 1252.000 \quad \text{KWh.}$$

$$2/10 F \quad N = 124,1 \times 11,5 \times 5.606 = 992822600 \cong 993.000 \quad \text{KWh.}$$

7).- Cálculo de Costos.

Los precios que constan en este estudio son sacados de un catálogo de la casa "Westinghouse" y corresponden al año 1.944 ; por lo tanto son precios aproximados, pero nos darán una idea que nos facilitará hacer el estudio de la tensión económica de transmisión.

a).- Costo de conductores.

Los conductores valen aproximadamente US. \$ 1.100/Ton.

4 A	10,093	x	1.100	=	11.102
2 F	13,924	x	1,100	=	15.316
1 F	17,755	x	1.100	=	19.531
$\frac{1}{2}$ F	22,130	x	1.100	=	24.343
$\frac{3}{4}$ F	29,922	x	1.100	=	32.914

b).- Costo de los interruptores automáticos.

Para la línea se necesitan dos I.A. uno después de los transformadores de elevación y uno antes de los transformadores de bajada.

33 KV	2	x	9.200	=	\$ 18.400
22 KV	2	x	5.000	=	\$ 10.000
13,2 KV	2	x	2.550	=	\$ 5.100

c).- Costo de los transformadores.

Los transformadores son trifásicos, que cuestan menos que un banco de transformadores monofásicos para una misma capacidad ; se necesitan 2 para elevación y 2 para bajar la tensión.

33 KV y 1000 KVA	4	x	9.200	=	\$ 36.800
22 KV y 1000 KVA	4	x	7.500	=	\$ 30.000
13,2 KV y 1000 KVA	4	x	6.000	=	\$ 24.000

d).- Costo de los Pararrayos.

En una línea de transmisión se necesitan 3 pararrayos para cada fase y van dispuestos en la siguiente forma : uno después de los transformadores de elevación, uno en la línea y uno antes de los transformadores de bajada.

33 KV	9	x	565	=	\$ 5.055
22 KV	9	x	388	=	\$ 3.492
13,2 KV	9	x	297	=	\$ 2.673

e).- Costo de los Aisladores.

Para calcular este costo tenemos que suponernos que se instalarán 6 torres por kilómetro y que un tercio de los aisladores - sean de retención y los dos tercios sean aisladores normales - o tipo pin.

Se necesitan 3 aisladores por cada torre.

14 Km. x 6 torres x 3 fases 252

Aisladores normales	Aisladores de retención	Total
33 KV 168 x 4,4 = \$ 739	84 x 12 = \$ 1.008	\$ 1.747
22 KV 168 x 36 = \$ 605	84 x 9 = \$ 756	\$ 1.361
13,2 KV 168 x 2,8 = \$ 470	84 x 6 = \$ 504	\$ 974

f).- Costo de las pérdidas de energía.

Podemos suponer que el costo del kWh. sea de US \$ 0,02. Para los diferentes casos las pérdidas valen :

4 A	491.000	x	0.02	=	\$ 9.820
2 F	315.000	x	0.02	=	\$ 6.300
2 F	693.000	x	0.02	=	\$ 13.860
1 F	551.000	x	0.02	=	\$ 11.020
1/0 F	437.000	x	0.02	=	\$ 8.740
1/0 F	1252.000	x	0.02	=	\$ 25.040
2/0 F	993.000	x	0.02	=	\$ 19.860

Con los datos obtenidos podemos elaborar los cuadros que aparecen en las dos hojas siguientes y de los cuales podemos sacar como conclusión que la tensión económica para la línea de transmisión es 33 KV. con el conductor N° 2F siguiendo en segundo lugar la tensión de 22 KV. con el conductor N° 1 / 0 F.

La diferencia de precios entre las dos posibilidades no es un factor decisivo en la elección, por cuanto se debe tomar en

Tensión en KV.	Calibre del conductor.	Número de hilos	Corriente en Amp.	Peso Unitario libras / pie	Peso Total en Ggrs.	Resistencia Unitaria ohmios / milla	Resistencia total Ω	Reactancia Unitaria ohmios / milla	Reactancia total Ω	Pérdidas				
										Tensión		Potencia		Energía por año.
										Voltios	%	KW.	%	
33	4A	3	35	0,1615	10,093	1,3738	35,9	0,8039	21,0	2.503	7,6	44	2,15	491.000
	2F	7	35	0,2228	13,924	0,8819	23,0.	0,7691	20,1	1.844	5,6	28	1,75	315.000
22	2F	7	52	0,2228	13,924	0,8819	23,0.	0,7420	19,4	2,714	12,3	62	3,88	693.000
	1F	7	52	0,2809	17,555	0,6995	18,3.	0,7280	19,0	2.346	10,7	49	3,06	551.000
	1/OF	7	52	0,3541	22,130	0,5549	14,5.	0,7139	18,6	2.054	9,3	39	2,44	437.000
13,2	1/OF	7	88	0,3541	22,130	0,5549	14,5.	0,6790	17,7	3.403	25,8	112	7,00	1'252.000
	2/OF	7	88	0,4468	29.922	0,4403	11,5.	0,6649	17,4	3.024	22,9	89	5,56	993.000

Tensión en KV.	Calibre del Conductor	Número de hilos	Corriente en Amp.	Costos en U.S.A. \$						Interés 10 % anual y depreciación 6 % anual.	Valor de las pérdidas de energía por año.	Cuota Total Anual.
				Conductores	Interruptores Automáticos	Transformadores	Pararrayos	Aisladores	Total			
33	4A	3	35	11.102	18.400	36.800	5.085	1.747	73.134	11.700	9.820	21.520
	2F	7	35	15.316	18.400	36.800	5.085	1.747	77.348	12.380	6.300	18.680
22	2F	7	52	15.316	10.000	30.000	3.492	1.361	60.169	9.630	13.660	23.490
	1F	7	52	19.531	10.000	30.000	3.492	1.361	64.384	10.300	11.020	21.320
	1/0 F	7	52	24.343	10.000	30.000	3.492	1.361	69.196	11.070	8.740	19.810
13,2	1/0 F	7	88	24.343	5.100	24.000	2.673	974	57.090	9.130	25.040	34.170
	2/0 F	7	88	32.914	5.100	24.000	2.673	974	65.661	10.510	19.860	30.370

cuenta las posibilidades de interconexión. De acuerdo a este otro aspecto fundamental sería preferible elegir para la línea de transmisión la tensión de 22 KV. con el conductor 1/OF. ya que en el país se ha estandarizado esta tensión para líneas de transmisión; al hacer ésta elección, en un futuro tendremos posibilidades de interconectar instalaciones y conseguir repuestos del equipo con mayor facilidad.

En ésta forma queda terminado el estudio de las características principales de los capítulos que corresponden a esta Tesis.

Para finalizar, deseo hacer presente al Ing. Dimitri Kakabadze, autor del presente proyecto y Director de Tesis, mi especial agradecimiento por las facilidades que me ha prestado para la elaboración de este trabajo.

Deseo también hacer extensivo mi agradecimiento al Ing. Vicente Jácome quien me ha ayudado en el desarrollo de esta tesis, y a todos los señores profesores de la Escuela Politécnica Nacional que han colaborado para mi formación técnica y moral.

F I N .

Indice de Materias.-

	Pag. N ^o .
Finalidad e Informe General del Proyecto	4
I.- Determinación del Caudal y de la Capacidad :	
1.- Determinación del Caudal	8
2.- Determinación de la Capacidad	9
3.- Factor de Carga Diario y Semanal	18
II.- Tubería de Presión :	
1.- Determinación del Diámetro	19
2.- Pérdidas de Carga	21
3.- Cálculo de los Espesores	29
4.- Cálculo del Peso	32
5.- Cálculo de las Dilataciones	35
6.- Cálculo de los Esfuerzos en los Bloques de Anclaje	35
7.- Diseño y Comprobación de los Bloques de Anclaje	49
8.- Cálculo de los Esfuerzos en los Bloques de Apoyo	56
9.- Diseño y Comprobación de los Bloques de Apoyo	59
10.- Organos de Cierre de la Tubería	62
11.- Juntas de Expansión	62
12.- Chimenea de Ventilación	63
13.- Estudio del Golpe de Ariete Positivo	63
14.- Estudio del Golpe de Ariete Negativo	64
15.- Determinación de la Línea de las Cargas	67
III.- Cálculo de la Maquinaria Hidráulica :	
1.- Potencia de la Instalación	70
2.- Determinación del Tipo de Turbina	70
3.- Cálculo de las Turbinas	75
4.- Cálculo del Diámetro del Volante	88

5.- Regulador Automático de Velocidad	89
IV.- Central Eléctrica :	
1.- Generadores	96
2.- Excitatrices	102
3.- Especificaciones de los Aparatos de la Central	103
V.- Anteproyecto para seleccionar la Tensión Económica de Transmisión :	
1.- Cálculo de los Amperajes Nominales	120
2.- Peso de los Conductores	120
3.- Resistencia y Reactancia de los Conductores	121
4.- Pérdidas de Potencia	122
5.- Pérdidas de Tensión	123
6.- Pérdidas de Energía por Año	126
7.- Cálculo de Costos	127

Indice de Diagramas.-

	Pag. N ^o .
Diagrama de Carga Diario	15
Diagrama de Carga Semanal	16
Diagrama de Elasticidad del Acero ST37	30
Diagrama de la Parábola de Subpresión	68
Diagrama de Comprobación del Paso Ta entre Cucharas	79
Diagrama de Comprobación de las Cufias	85
Diagrama Comparativo del Rendimiento de las Turbinas Francis y Pelton	87

Indice de Planos.-

	Plano N ^o .
Perfil de la Tubería de Presión	1
Líneas de Carga y Sobrepresión del Golpe de Ariete	2
Esfuerzos en los Anclajes	3
Tubería de Presión - Anclajes	4
Tubería de Presión - Apoyos	5
Turbina y Regulador de Velocidad	6
Diagrama Eléctrico de la Casa de Máquinas	7
Estación de Transformación de Elevación y Tableros de Control	8

Bibliografía.-

- 1.- Saltos de Agua y Presas de Embalse. Tomo I
José Luis Gómez Navarro y José Juan Aracil
Tipografía Artística - Madrid - 1952
- 2.- Problemas de Hidráulica Aplicada.
Otto Streck
Editorial Labor - Barcelona - 1948
- 3.- Elementos de Hidráulica General y Aplicada.
I. Rubio Sanjuan
Editorial Labor - Barcelona - 1949
- 4.- Tratado de Hidráulica Aplicada.
Herbert Addison
Editorial Gustavo Gili - Barcelona - 1954
- 5.- Motores Hidráulicos.
L. Quantz
Editorial Gustavo Gili - Barcelona - 1953
- 6.- Motores Hidráulicos.
Marcos Gándara E.
Escuela de Ingeniería y Artilleros - Quito - 1948
- 7.- Construcciones Civiles.
C. Levi
Editorial Gustavo Gili - Barcelona - 1926
- 8.- La Escuela del Técnico Electricista. Tomo IV
H. Trenkmann
Editorial Labor - Barcelona - 1951
- 9.- La Escuela del Técnico Electricista. Tomo V
A. Königslöw
Editorial Labor - Barcelona - 1952

- 10.- La Escuela del Técnico Electricista. Tomo X
Paul Hering
Editorial Labor - Barcelona - 1949
- 11.- La Escuela del Técnico Mecánico. Tomo IV
G. D. Jerie
Editorial Labor - Buenos Aires - 1939
- 12.- Manual del Ingeniero Electricista. Tomo I
Archer E. Knowlton
Editorial Labor - Barcelona - 1953
- 13.- Enciclopedia Práctica de Electricidad Quillet. Tomo I
Henry Desarces
Editorial Argentina - Buenos Aires - 1952
- 14.- Manual A. E. G.
Allgemeine Elektrizitäts Gesellschaft
Berlín - 1939
- 15.- Curso de Hidráulica.
Dictado por el Profesor Marcos Gándara E.
Escuela Politécnica Nacional - Quito - 1954/55
- 16.- Curso De Proyectos de Electrotecnia.
Dictado por el Profesor Dimitri Kakabadze
Escuela Politécnica Nacional - Quito - 1954/55
- 17.- Curso de Electrotecnia.
Dictado por el Profesor Vicente Jácome
Escuela Politécnica Nacional - Quito - 1953/55