

ESCUELA NACIONAL DE INGENIEROS

Departamento de Mecánica y Electricidad

CALCULO Y DISEÑO DE UNA TURBINA

PELTON

Proyecto para optar el Titulo
de Ingeniero Mecánico - Electricista.

SANTOS MORENO GUTIERREZ

Promocion 1953

T E M A

Cálculo y diseño de una turbina Pelton para las siguientes condiciones de trabajo, altura 120 mt. cantidad de agua 200 lt. por segundo.

La turbina está destinada para accionar un generador trifásico de 60 ciclos.

El proyecto abarca:

- 1.- Cálculo y diseño del rotor:
 - a) Rotor con paletas y ejes.
 - b) El Pitón con regulación por Deflección
 - c) Dibujo del conjunto.
-

I N T R O D U C C I O N

La tendencia, en la presente época es hacia la industrialización del País. Esto trae consigo el incremento en la demanda de la Energía Eléctrica. Las Industrias que se establecen en la Capital pueden adoptar cualquiera de las siguientes soluciones, generar su propia Energía o comprarla a las Empresas Eléctricas Asociadas, Según lo determine un estudio económico muy bien elaborado. Es en las Industrias que tratan de establecerse en las Provincias donde se agudiza el problema de la Energía Eléctrica. Pero es también en estos últimos lugares donde generalmente se dispone de abundantes fuentes de Energía.

Merecen citarse entre estas, las Minas de carbon, los Saltos Hidráulicos, Los Bosques de nuestra Selva la gran cantidad de Bagazo de Caña de que se dispone en los Ingenios Azucareros y por último el Petróleo cuya explotación cada día va en aumento. Surge de aquí el problema de la determinación del medio más económico de la generación de la Energía que nos ocupa.

De este estudio resultará en ciertos casos aconsejable la instalación de una Central Hidro-Eléctrica. Dentro de esta solución será posible el empleo

//

de Turbinas de Reacción o de impulso, según las condiciones de Gasto y de Caída del lugar, donde se piensa instalar la Cueva Central Generadora. Serán muchas las veces que se tengan que considerar a las Turbinas Pelton.

Son innumerables los Pueblos que se encuentran mas o menos alejados de la Capital, que carecen de esta Energía, estando por esto imposibilitados de gozar de las ventajas que ofrece el Alumbrado Eléctrico. Esto ocurre con mas frecuencia en nuestros pueblos de la Sierra. Muchos son los pueblos ^{en} que sus cercanías poseen Saltos Hidráulicos de regular magnitud y de un gasto casi constante todo el año, factores que harían posible la instalación de una pequeña Central Eléctrica, con el accionamiento del Alternador por medio de una Turbina Pelton.

Las Turbinas Pelton como todas las Turbinas Hidráulicas gozan de la característica de tener un reducido costo de mantenimiento, debido a que necesita poco o ningún cuidado, trayendo esto consigo el evitarnos pagar fuertes sumas a un personal especializado y dándonos la alternativa de poner ^{la} Turbina bajo el cuidado de cualquier persona por poco conocimiento que tenga éste de la Máquina.

///

Todas las Turbinas Hidráulicas tienen un arranque inmediato, característica que las coloca por sobre las otras máquinas, ya que pueden ponerse en marcha tan pronto como la situación lo requiera. Si bien estas máquinas, en grandes potencias hacen necesarias, costosas obras de Ingeniería Civil razón por la cual en los Estados Unidos se les instala para obtener el Fluido Eléctrico como un subproducto de las grandes obras de Irrigación; en pequeñas potencias el costo de las obras en lo que concierne a la Ingeniería Civil se reduce.

Todas las Turbinas se prestan a la construcción por unidades, consecuencia que se deduce del hecho de que cada una tendrá que trabajar bajo condiciones diferentes a las otras. Las Turbinas Pelton en especial se prestan para su construcción en cualquier maestranza general, que posea las máquinas y herramientas más indispensables.

Queda demostrado con lo expresado anteriormente la importancia que tienen en el país esta clase de Tur
bina Hidráulica.

Trataré enseguida de hacer un comentario acerca del Proyecto que me ocupo.

Esta Turbina Pelton tendrá posiblemente un rendimiento manométrico un poco inferior al calculado en las siguientes páginas, debiéndose esto a los pocos da
tos de que se dispone en lo referente a los coeficienu

////

tes de una Tobera sin regulación por aguja, hecho que nos conduce a la obtención de un rendimiento global también inferior. Al efecto anterior se sumarán las pérdidas q' se producirán cuando la Turbina se encuentra bajo las condiciones de cargas fraccionarias, por deformación del chorro, debido a la presencia del deflector, hecho que se evita en las Turbinas que disponen de regulación mixta de aguja y deflector haciendo actuar a este último órgano momentaneamente, quedando regulada la magnitud del chorro únicamente por la aguja, sin deformarlo.

Como esta máquina está destinada a funcionar en las condiciones mas adversas de mantenimiento y siendo la aguja un órgano muy difícil de reparar, con respecto al deflector se ha considerado solo la regulación de deflector.

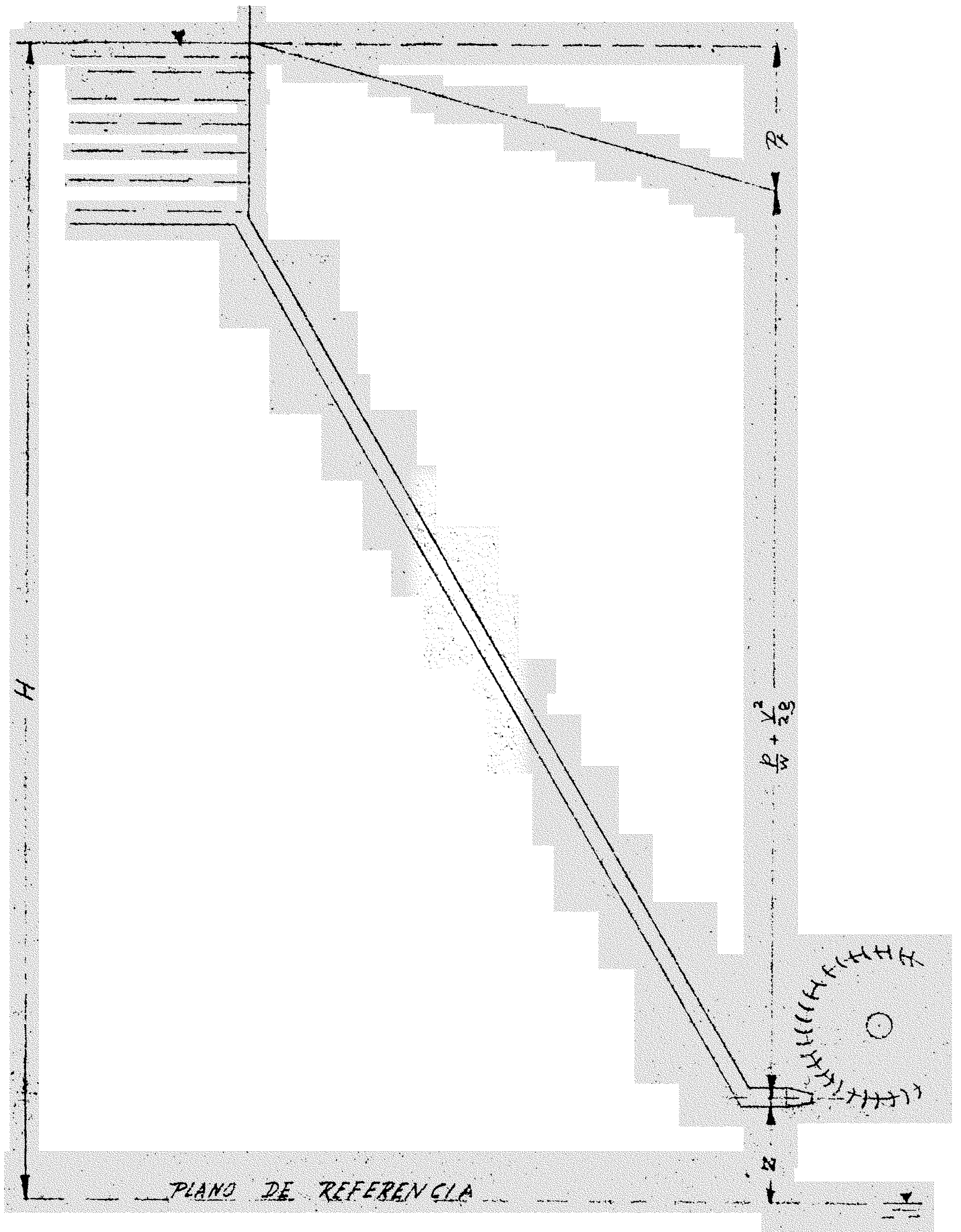
.....

CAICULO DEL ROTOR

CAICULO DEL DISCO.-

En las turbinas Pelton o tangenciales, la carga disponible de la Planta no es la carga bajo la cual opera. En la Fig. 1, la carga disponible es H. Una parte considerable de ésta se pierde por fricción en la tubería forzada, y una pequeña parte, z, se pierde debido a la necesidad de situar el rotor en tal forma que no se innunde por el agua que haya llenado su cometido. La carga restante se denomina carga efectiva. Según la Fig. se tiene:

$$\begin{aligned} \text{Carga efectiva} &= H - \text{pérdidas fricción} - z \\ &= p/w + v^2/2g \end{aligned}$$



PROYECTO DE GRADO

SANTOS MORENO G.

FIG. N° 1

Las pérdidas por fricción no se han producido en la turbina. Además no disponiendo de datos que nos permitan hallar ésta pérdida, no me detendré en estos cálculos, asumiendo en consecuencia como carga neta una altura de 120 metros.

Los alternadores que mas abundan en el comercio son los que tienen 6, 8, 9, 12, pares de polos.

Ahora bien, la frecuencia de la corriente alterna que se desea generar viene expresada por la siguiente fórmula.

$$f = pN/60$$

Donde:

f = Frecuencia de la corriente

p = Número de par de polos

N = Número de revoluciones por minuto

Despejando N de la ecuación anterior se tendrá:

$$N = 60f/p$$

Dando valores se halla:

$$N = 60 \times 60/p$$

$$= 3600/p$$

Asumiendo para p los valores antes mencionados de 6, 8, 9 y 12 pares de polos se podrá formar la siguiente tabla de valores:

P	N
6	600
8	450
9	400
12	300

La velocidad específica está dada por la expresión:

$$N_s = N/h \sqrt{P/\sqrt{h}}$$

Donde:

N_s = Velocidad específica

N = Revoluciones por minuto

P = Potencia

h = Carga neta.

Se define esta velocidad específica como la velocidad que debe dar una turbina de tipo determinado, para desarrollar una potencia de un caballo bajo la carga de un metro, dando el mismo rendimiento que una de P caballos de potencia y que gira a una velocidad óptima N rpm.

La Potencia viene dada por:

$$P = wQhn/75$$

en unidades métricas.

Asumiendo $n = 0.75$ y $w = 1000$

$$P = 10Qh$$

y reemplazando valores se tiene:

$$P = 10 \times 0.20 \times 120 = 240 \text{ CV}$$

reemplazando los valores conocidos en la ecuación de la velocidad específica se tiene:

$$N_s = \frac{N}{120} \sqrt{\frac{240}{120}} = 0.039 N$$

dando valores a N se puede formar la siguiente tabla.

N	N _s
600	23.35
450	17.55
400	15.60
300	11.70

Los manuales aconsejan considerar una velocidad tangencial en la circunferencia a la cual es tangente el chorro de líquido de:

$$U_o = (0.48 \text{ a } 0.41) \sqrt{2gh}$$

tomando para nuestro caso:

$$U_o = 0.42 \sqrt{2gh}$$

$$U_o = 20.2 \text{ mts/seg.} = 0.42 \sqrt{2 \times 9.8 \times 120}$$

El diámetro al cual es tangente el chorro está dado por la expresión:

$$D_p = 60 U_o / \pi N$$

$$D_p = 60 \times 20.2 / 3.14 \times N = 387/N$$

Dando valores a N se podrá formar la siguiente tabla.

N	D_p
600	0.645
450	0.860
400	0.968
300	1.290

Siendo el mas económico de los alternadores el de 6 pares de polos asumiré $N = 600$ RPM.

De acuerdo a todos los cálculos anteriores se tendrá:

$$N = 600 \qquad N_s = 23.35 \qquad D_p = 0.645$$

A la salida del Pitón no se obtendrá una velocidad del chorro igual a la Torriceliana, sino una menor, dada por la ecuación:

$$V_o = C_v \sqrt{2 gh}$$

Donde:

C_v = Coeficiente de velocidad de la tobera

que según experiencias puede considerarse entre 0.97 y 0.98.

$\sqrt{2 gh}$ = Velocidad Torricelliana correspondiente a la carga neta.

Dado valores tendremos en nuestro caso:

$$V_o = 0.97 \sqrt{2 \times 9.8 \times 120} = 47 \text{ mt/sg.}$$

El Manual de Dubbel establece ciertas limitaciones en lo que se refiere al número de toberas a usarse. Estas vienen dadas en la siguiente tabla.

número toberas	N _s
1	30
2	17 - 42
4	24 - 60

Para el presente proyecto se considerarán 2 Pitones.

El gasto que fluirá por cada Pitón será:

$$q = 0.200/2 = 0.1 \text{ m}^3/\text{sg.}$$

Area de la sección transversal del chorro.

$$0.1/47 = 0.00212 \text{ m}^2$$

Diámetro del chorro:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 \times 0.00212}{\pi}} = 0.052 \text{ mts.}$$

La relación D_p/d_o no debe ser menor que 9 en las turbinas de regular velocidad y no menor de 6 en las muy veloces, en las cuales las Paletas son fundidas integralmente con el Disco.

Para el proyecto que me ocupa ésta relación es de:

$$D_p/d_o = 645/52 = 12.40$$

Esta relación se encuentra pues dentro de las especificaciones.

El diámetro de paso está dado por la ecuación:

$$D_s = D_p + 7/3d_o \quad (\text{Tenot})$$

$$D_s = 645 + 7 \times 52/3 = 766 \text{ mm.}$$

La velocidad tangencial del rotor en la circunferencia definida por el diámetro anterior será:

$$U_s = U_o D_s/D_p = 20.2 \times 766/645 = 24.2 \text{ mt/sg.}$$

PASO DE LAS PALETAS.-

Consideremos el círculo de paso, que está determinado por el diámetro D_s . El chorro encuentra a este círculo en los puntos A.M.BiN.

En el momento en que una de las paletas O_2 toma contacto por su punta con el chorro en B. la totalidad del chorro AB debe estar chocando contra la paleta precedente O_1 . Por consiguiente cuando la punta del alabe O_2 se desplaza de B a A la parte del chorro que debe chocar contra la cuchara O_1 disminuye progresivamente hasta anularse en el momento en que la punta de O_2 llega a A. A partir de éste momento, la cuchara O_2 es atacada en pleno por el chorro y gira hasta que la cuchara siguiente O_3 tome contacto con el chorro, por su punta en B. Toda la parte del chorro que no está en contacto con la cuchara que está cortándolo debe alcanzar la cuchara anterior para que no se pierda ninguna gota de agua.

Durante el tiempo en que una partícula cualquiera M, que no alcanza la cuchara O_2 sigue su camino rectilíneo a la velocidad C_0 la cuchara O_1 que esta partícula debe alcanzar gira alrededor del eje de la rueda. Es pues de interés trazar las trayectorias relativas del chorro, con relación a la rueda supuesta en reposo.

En el filete líquido AM, hay una gota, que como se dijo encuentra al disco. Esta gota gira con la velocidad w en el punto A sobre la circunferencia de diámetro D_s . En cada segundo, la gota, cuya trayectoria absoluta en la rueda supondremos que permanece rectilínea, recorre, espacios iguales a V_0 y después, de 1,2,3 sg. se situará en los puntos I, II, III, IV..... En los mismos intervalos de tiempo, el punto A se mueve sobre la circunferencia de diámetro D_s , con una velocidad tangencial U_s alejándose en consecuencia en una cantidad U_s , mientras que el disco gira al ángulo ϕ_1 . Es decir que mientras la gota ha recorrido la trayectoria AI, el disco ha girado el ángulo ϕ_1 y un punto l de este disco que antes se hallaba retrazado respecto de I, en una longitud de arco abrazada por el ángulo central ϕ_1 , viene a coincidir después de un segundo con el mismo punto I. Así el punto l pertenece a la trayectoria relativa de la gota de agua.

De la misma manera encontraremos el punto 2 de dicha trayectoria, haciendo un giro hacia atrás del punto II con un ángulo $2\phi_1$.

La curva A, 1,2,3,... G es la trayectoria relativa de la gota A.

Si el paso de las paletas sobre la circunferencia de diámetro D_s fuera igual al arco $AG = t_h$

la gota de agua A pasará por la paleta sin desarrollar trabajo alguno, de manera que el paso de las paletas debe ser algo menor que AG ; generalmente se adopta $t_s = 0.65$ a $0.85 t_h$. La experiencia muestra que resulta ventajoso adoptar un paso mínimo, es decir un número máximo de paletas. Este número de paletas está limitado por la posibilidad de una fijación sólida de las mismas sobre el disco.

De la Fig. Nº 2 se halla $t_h = 158$ mm.

Tomando un valor de 20 grados para el ángulo que subtiende al arco correspondiente al paso de las paletas se tendrá:

$$t_s = \pi D_s \frac{20}{360} = \pi \cdot 766 \frac{20}{360} = 133.8 \text{ mm.}$$

La relación t_s/t_h será de $133.8/158 = 0.845$, que se encuentra dentro de las especificaciones.

El número de paletas será de:

$$360/20 = 18$$

La posición de la arista de la paleta, que por el giro se desplaza respecto de los filetes del chorro, conviene que, en lo posible sea normal a las trayectorias relativas de los filetes.

En el presente proyecto, la arista media MN de la peleta es normal a la trayectoria relativa del filete exterior, en una posición tal, que pase por un punto definido, por la distancia $t_s/2$ tomada en el círculo de paso, a partir del punto A.

Punto de ataque del chorro a la paleta. Θ_1 .- En el instante en que la punta de la cuchara O_1 se encuentra en A_1 , la trayectoria relativa de B encuentra la arista de ésta cuchara en P' , pero el punto en que ésta B alcanzará a esta cuchara O_1 no es éste punto P' , sino P'_2 punto de encuentro de BB_4 (trayectoria absoluta de la gota B antes del contacto con O_1) y la circunferencia de P' trayectoria real del punto de contacto de la cuchara.

De la misma manera, la partícula A, tocará la paleta O_2 solamente en P''_1 punto de encuentro de la circunferencia de P'' y la trayectoria real de la gota A. Por éste motivo la gota de agua saldrá de la paleta O_1 en la región Z, de una manera casi centrífuga.

En la Fig. Nº 2 todo el chorro está actuando sobre O_2 sin que esto quiera decir que la paleta O_1 se encuentre inactiva. Esto sucederá cuando llegue a la región Z, pues ^{es} solamente en P''_1 que la paleta O_1 recibe la última gota de agua; en la posición

indicada por O_1 esta paleta no ha recibido todavía la última gota que pasa por B. Finalmente cada una de las paletas es activa después de su primer contacto con el chorro (punto B) hasta la región Z; la paleta recibe agua desde B hasta P_1'' y P_2'' en la forma siguiente:

De B hasta A, la paleta recibe una parte del chorro.

De A hasta A_1 , tal que $\widehat{AA_1} = \widehat{BB_1} = \text{paso} - \text{arco}AB$ la paleta recibe todo el chorro y permanece en contacto directo con éste.

De A_1 hasta A_0 , tal que $\widehat{A_0A} = \text{paso } p$, la paleta no recibe sino una parte del chorro (aquella que no recibe la paleta que sigue) y permanece siempre en contacto directo con el chorro mismo.

De A_0 hasta D la paleta sigue recibiendo agua, pero la parte del chorro correspondiente está completamente separado del chorro a la derecha de la cuchara siguiente.

TRANSFORMACION DE LA POTENCIA HIDRAULICA EN POTENCIA

MECANICA

Esta transformación se debe a la velocidad relativa W , del agua, sobre las paletas, y a las fuerzas centrífugas que consecuentemente se producen debido a la curvatura dada a las paletas.

El producto de la componente tangencial de ésta fuerza centrífuga por la velocidad de rotación U correspondiente da la potencia mecánica teórica.

En la Fig. N° 3 se ve:

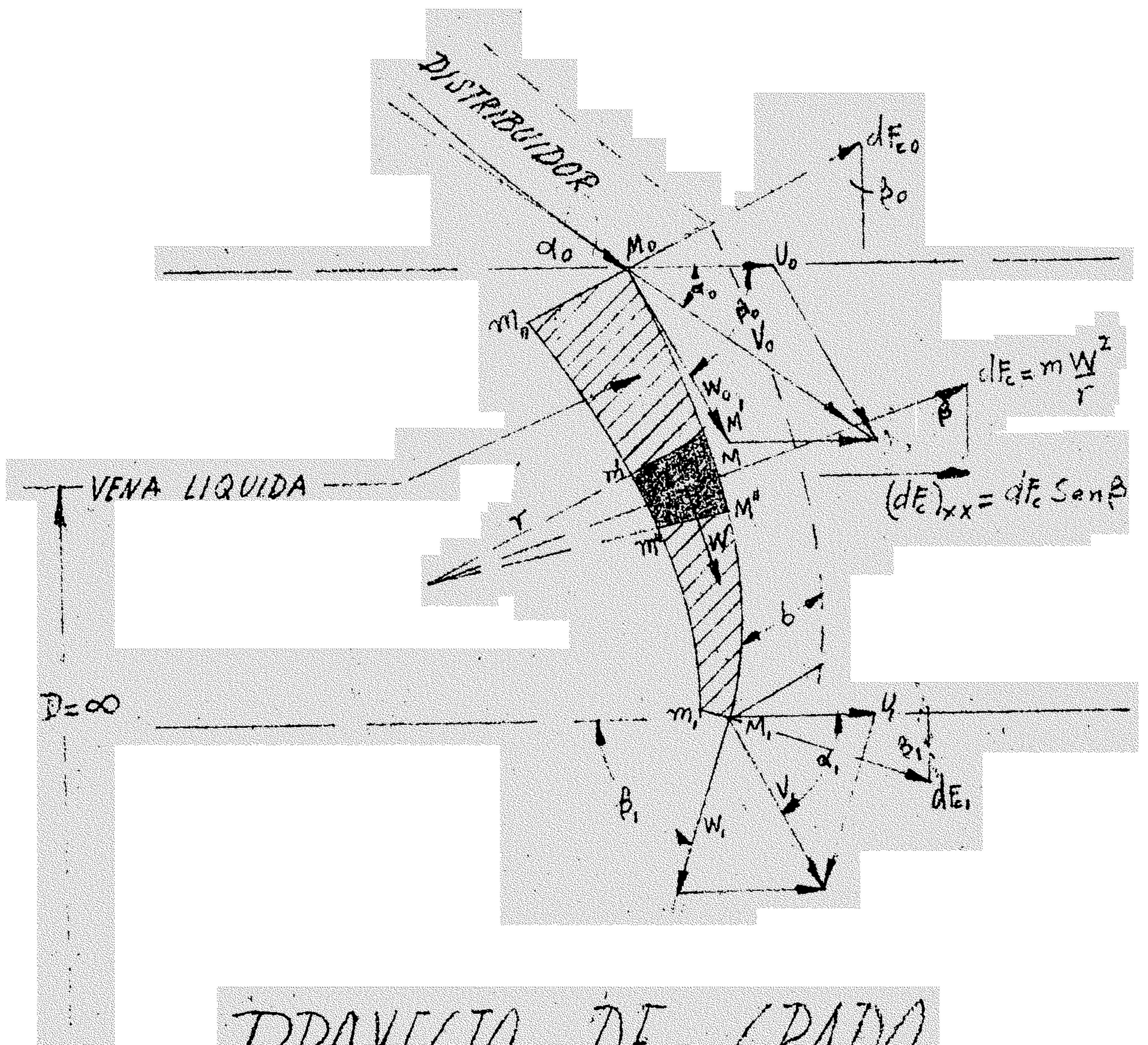
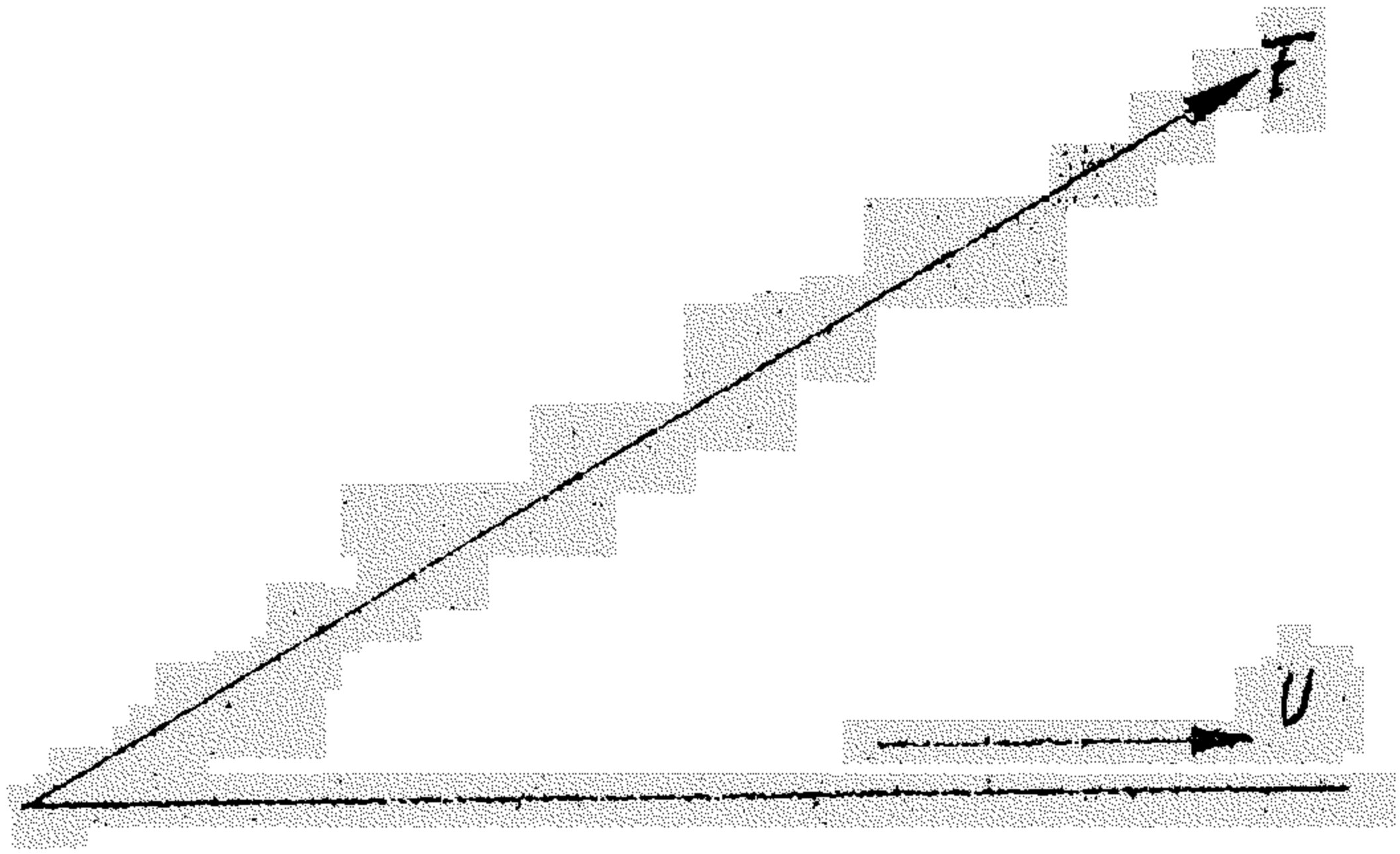
$$P = FUCos (F U)$$

Fórmulas Teóricas.- Consideremos un líquido, que es descargado por un distribuidor cualquiera, con una velocidad V_0 y una dirección cualquiera sobre la paleta de una turbina que posee cierta curvatura constante o no.

Sea U la velocidad circunferencial común impuesta a todos los elementos de la paleta teórica. Sea el caso de una paleta de pequeña dimensiones, cuya distancia media al eje de la máquina es $D/2$ (caso de una turbina Pelton). Supongamos ahora que la entrada del agua sobre la paleta se produce sin choques. M_0 , m_0 , M , m , M_1 , n_1 son los espesores sucesivos de la vena líquida que se considerará, pudiendo ser este flujo forzado ó no.

$$\text{Peso del elemento } m' \ M' \ m'' \ M'' = (r \ dB) \ b \ Mm \ w$$

El punto C es el centro de curvatura de la trayectoria relativa en M , w el peso específico del agua, r el radio de curvatura, $(r \ dB)$ la longitud de la cuerda.



PROYECTO DE GRADO

SANTOS MORENO G.

FIG. N° 3

Fuerza centrífuga producida por el desplazamiento del elemento de peso anterior; por el punto M (la velocidad W es normal a la paleta en este punto):

$$(r \, dB) \, b \, Mm \, w \, W^2 / gr.$$

Componente tangencial de esta fuerza centrífuga elemental, o proyección de dF_c sobre el eje de movimiento XX.

$$dF_c \, \text{Sen}B = (b \, Mm \, W) \, Ww \, \text{Sen}B \, dB/g$$

pero $b \, Mm \, W = Q$ (ecuación de continuidad aplicada al movimiento relativo).

Entonces:

$$\text{Proyecc. de } dF_c \text{ sobre XX} = QwW \, \text{Sen}B \, dB/g$$

Proyección de la resultante de las fuerzas centrífugas elementales sobre la dirección del movimiento, o fuerza motriz F_x

$$F_x = Qw/g \int_{B_0}^{B_1} W \, \text{Sen}B \, dB$$

La potencia teórica es:

$$P = F_x U = QwU/g \int_{B_0}^{B_1} W \text{ Sen}B \, dB$$

Esta ecuación es general para todas las turbomáquinas. En la solución de ésta integral se presentan dos casos, según que la vena líquida fluya libremente a la presión atmosférica, o fluya de una manera forzada. Si consideramos la primera solución, estaremos en el caso de una turbina Pelton. La segunda solución, pertenece a las otras cases de turbinas. Para la primera solución véase la Fig. Nº 4

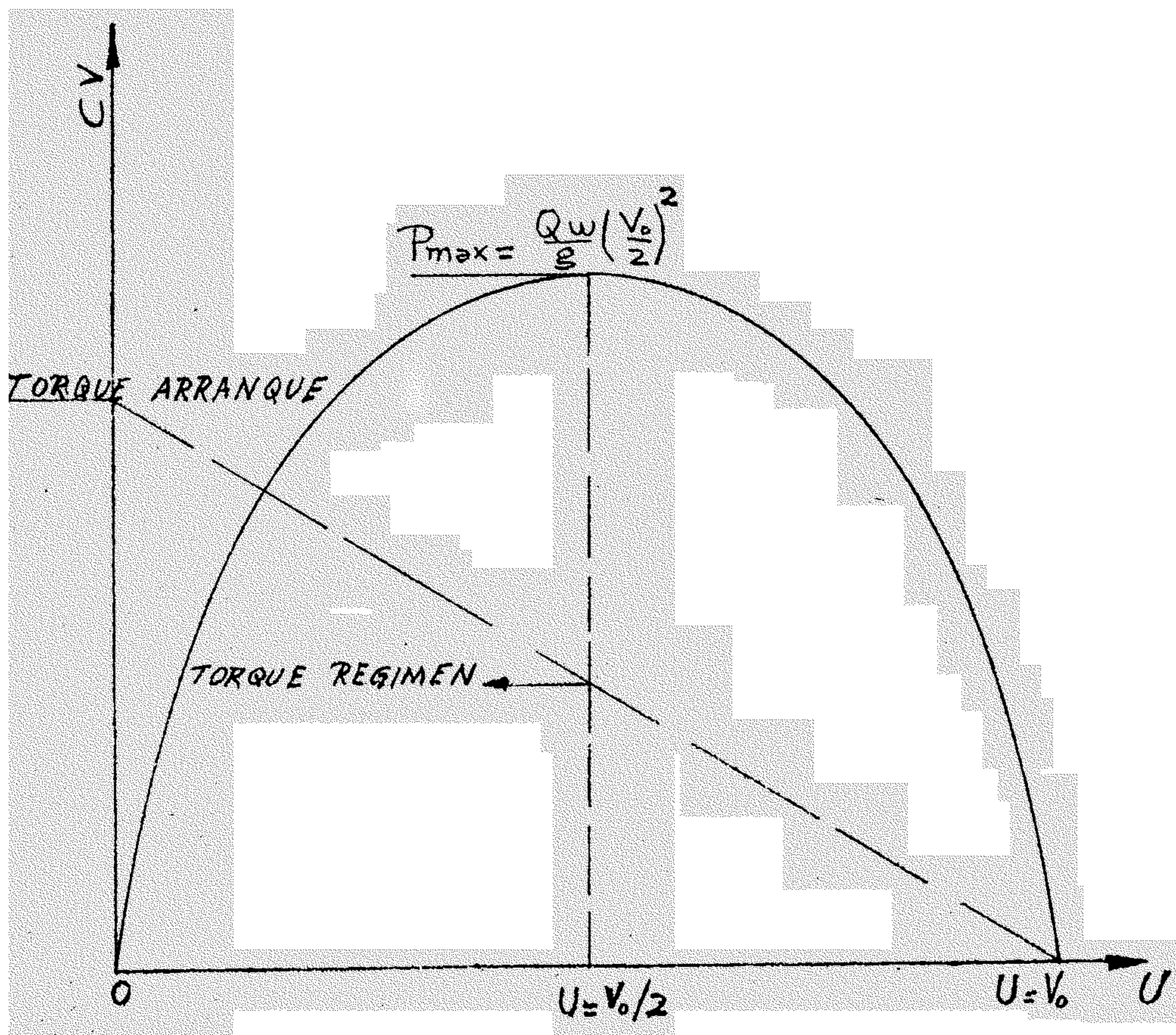
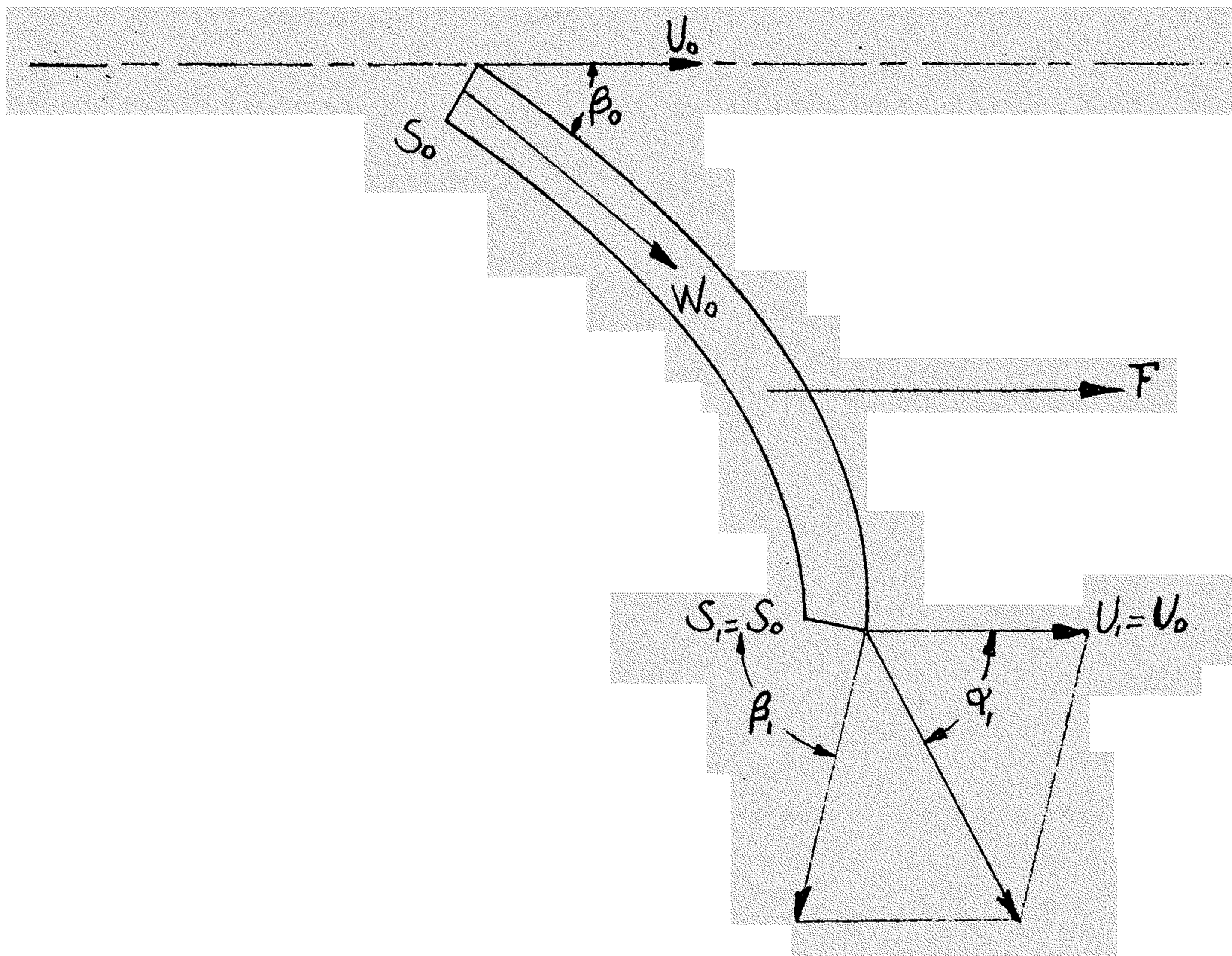
En primera aproximación, podemos despreciar las pérdidas debidas al frotamiento del líquido con la paleta (superficie de la paleta bien pulida, sin abolladuras ni cresta). Dadas estas condiciones se tiene:

$$W_0 = W_1 = \text{const} = W$$

(el espesor de la capa de agua permanece constante).

Para éste caso la integral resulta;

$$P = QwUW/g (\text{Cos}B_0 - \text{Cos}B_1)$$



PROYECTO DE GRADO

SANTOS MORENO G.

FIGS. 4 Y 5

Si $B_0 = B_1 = \text{aprox } 0$, caso que mas o menos se acerca en la práctica en las turbinas Pelton, se tiene:

$$P = QwUW/g$$

En la figura se observa:

$$W = W_0 = W_1 = V_0 - U$$

y resulta:

$$P = wQU(V_0 - U) /g$$

Se observa que la potencia teórica es una función de la velocidad de rotación U . Esta función, es una parábola, donde el máximo corresponde a una velocidad $U = V_0/2$ y se anula para $U = 0$ (máquina en reposo), y $U = V_0$ (velocidad de embalamiento)

La velocidad $U = V_0/2$ se denomina velocidad de régimen y es la velocidad para la cual se obtiene aproximadamente un rendimiento máximo.

La velocidad de embalamiento es en realidad de 1.8 a 2 veces la velocidad de régimen, que está comprendida entre 0.41 y $0.49V_0$, según la velocidad específica. Ver la Fig. 5.

La cupla motor teórica, cuociente de la potencia y la velocidad angular w , es una recta:

$$\text{En efecto Torque} = P/w = QwD \times \frac{1}{2}(V_0 - U)/2g$$

Desde que $U = w D/2$

En esta expresión, para $U = 0$

$$\text{Torque de arranque} = QwDV_0/2g.$$

Se llegará a los mismos resultados mediante la aplicación del teorema de las proyecciones de las cantidades de movimiento, mas se ha perseguido entender mejor el fenómeno; Efecto de la fuerza centrífuga sobre la paleta.

A fin de emplear los datos prácticos anteriores transformemos la ecuación general, asumiendo que el ángulo B_0 es nulo. La ecuación por emplear será:

$$F_x = wQ (V_0 - U)(I + \text{Cos}B_1)/g$$

CALCULO DE LAS PALETAS.-

Antes de entrar de lleno en el cálculo de las paletas, analizaremos las pérdidas que se producen en estas, dando ciertas recomendaciones para evitarlas.

La energía residual por kilogramo de agua, a la salida de la paleta es $V_1^2 / 2g$, si la velocidad en esta sección considerada es V_1 . Debe tratarse que esta pérdida se haga tan pequeña como sea posible, ya ^{que} su anulación es prácticamente imposible.

Esta pérdida de energía llega a valores comprendidos entre el 3 y 8% en las ruedas Pelton, de alta velocidad específica (25 a 32) el monto de la energía residual depende evidentemente del trazado de las paletas. Estas pérdidas son esencialmente variable a lo largo de la paleta. Experiencias realizadas con una Turbina de 4500 CV y $N_s = 28$ dieron los siguientes valores para estas pérdidas.

$$V_1^2 / 2 gh \text{ en } A = 3.5\%$$

$$V_1^2 / 2 gh \text{ en } A' = 5\%$$

$$V_1^2/2 \text{ gh en A''} = 1.8\%$$

Hagamos un corte XY, según lo indica la Fig.6 en la paleta, que es atacada por el chorro en pleno. En primera aproximación y despreciando el rozamiento en la paleta, se tendrá:

$$W_1 = \text{aprox. } W_0$$

Sabemos que si deseamos obtener el máximo rendimiento debemos tratar de conseguir que:

$$U_0 = \text{aprox. } V_0/2$$

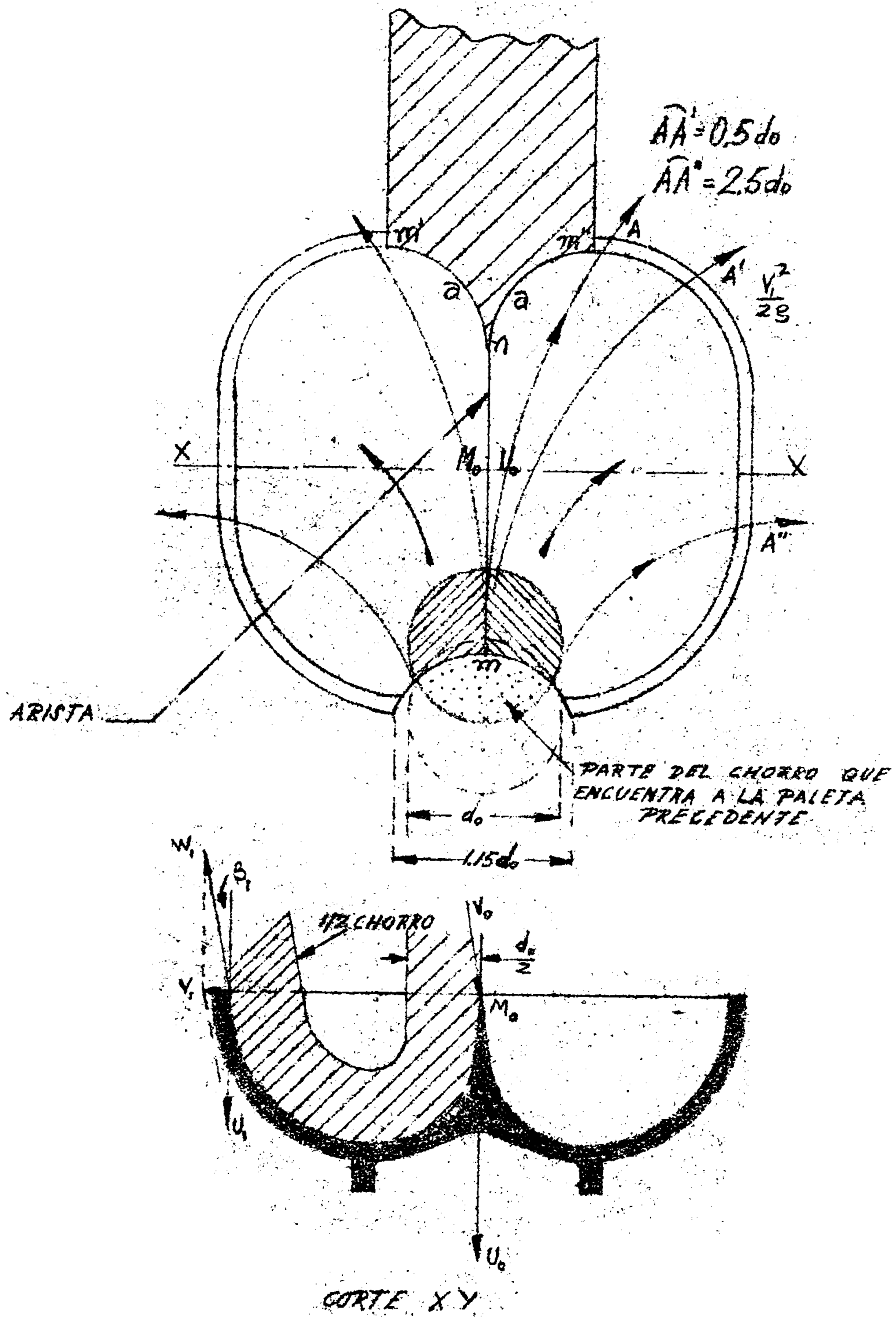
Dada la pequeñez de los ángulos B_0 y B_1 se puede escribir:

$$W_0 = \text{aprox } U_0 = U_1$$

ya que:

$$V_1 = \text{aprox } 0$$

Todo lo anteriormente enunciado no es más que una grosera aproximación, dada que en la realidad, varias son las paletas activas, y las condiciones son bien distintas a las supuestas.



PROYECTO DE GRADO

SANTOS MORENO G.

FIG. N° 6

Del raciocinio efectuado, se deduce que el ángulo B_1 debe ser lo más pequeño posible, dependiendo esto de que el chorro que salga de la paleta O_1 no vaya a tocar a la paleta siguiente O_2 en el momento en que la paleta O_1 es atacada por su punta.

Otra clase de pérdidas que se producen en las paletas de una turbina Pelton, es la debida al choque del chorro a la entrada de la paleta. Si W_0 es la velocidad relativa a la entrada de la paleta, la citada pérdida vendrá expresada como :

$$W_0^2 / 2 gh$$

Si d_0 es el diámetro máximo del chorro y D_p el diámetro Pelton, se había visto que:

$$V_0 = C_v \sqrt{2hg}$$

donde:

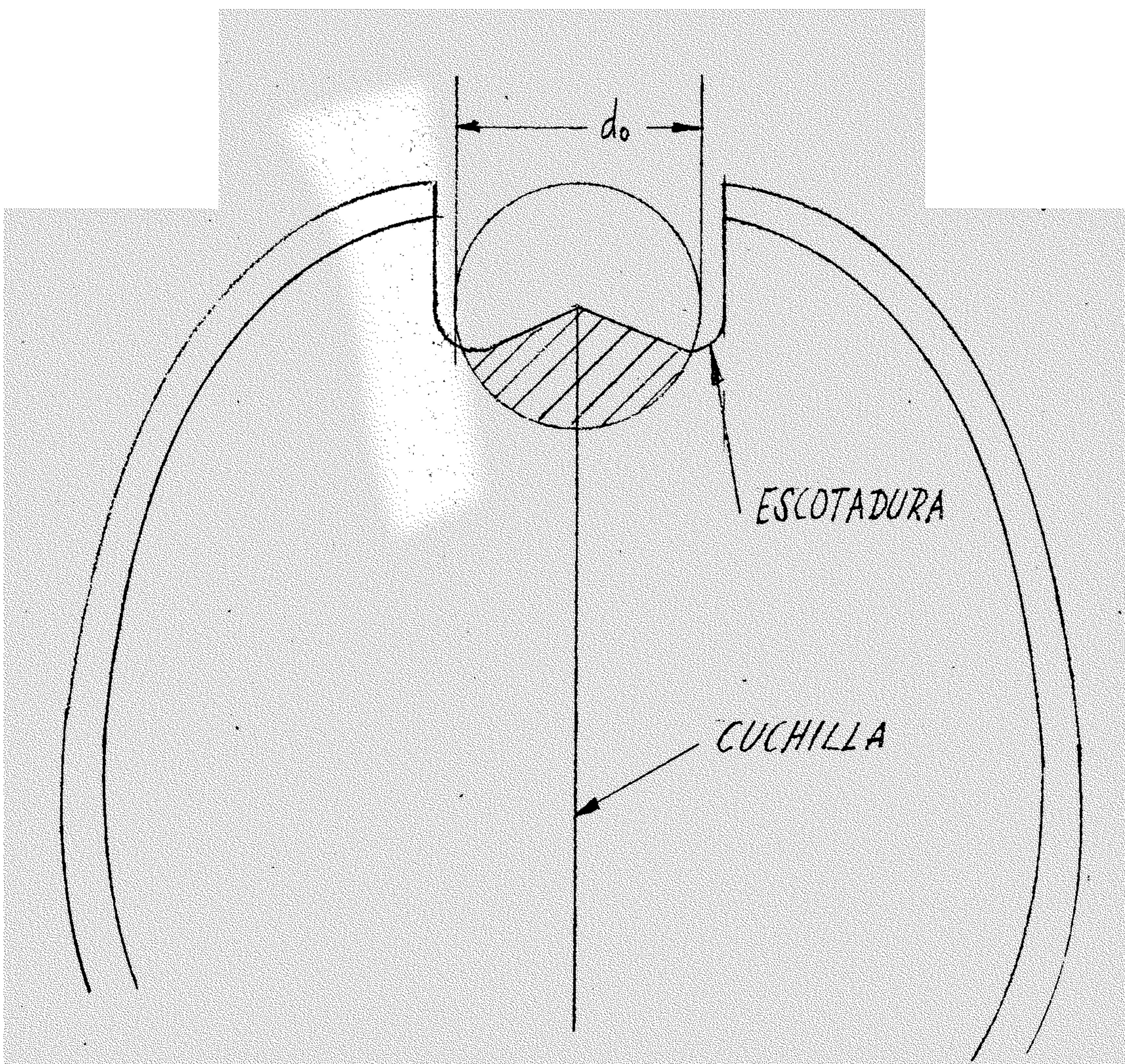
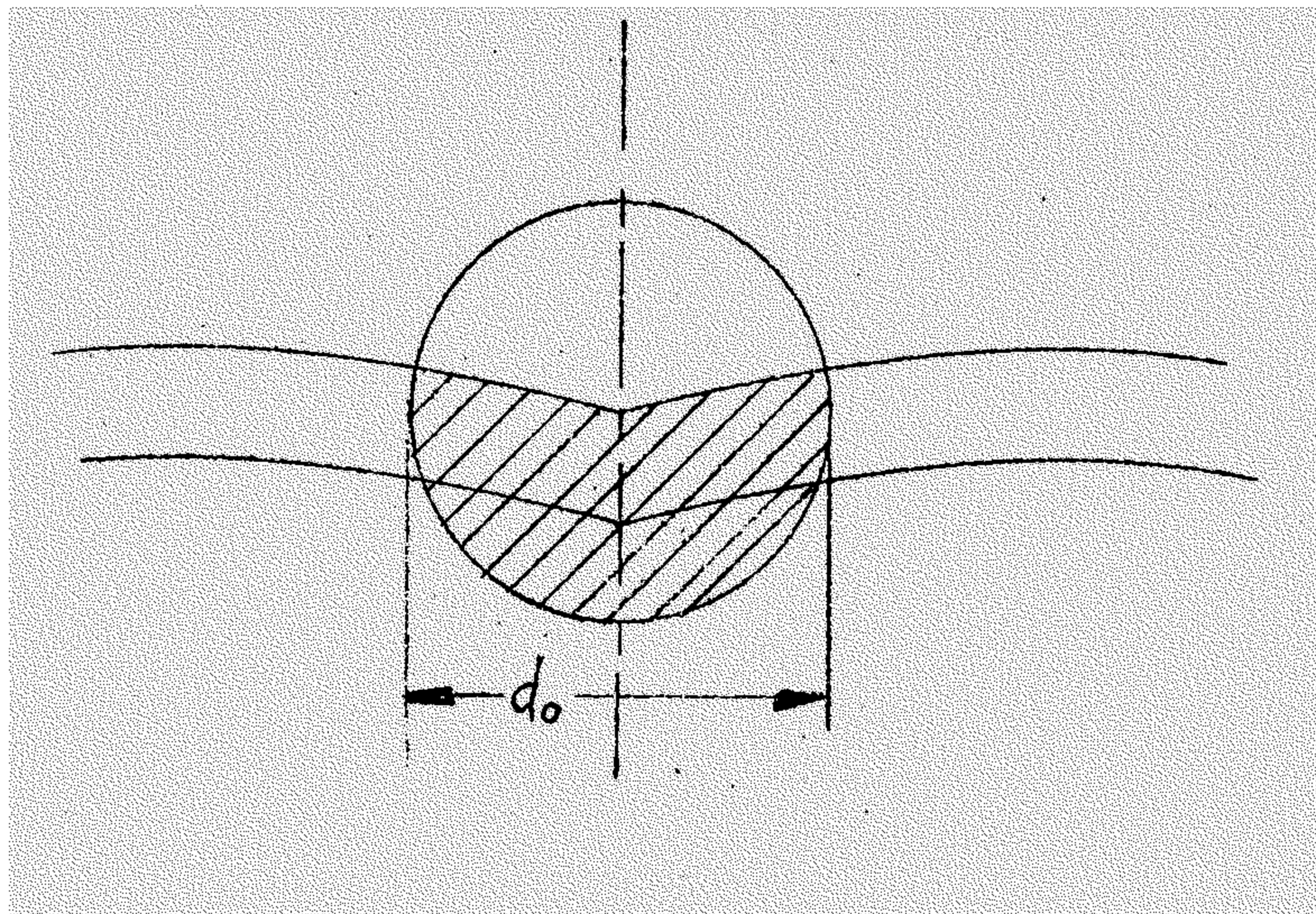
$$C_v = \text{aprox } 0.97$$

$$U_p = \pi D_p N / 60 = K \sqrt{2gh}$$

donde:

$$K = \text{aprox } C_v / 2$$

Si la paleta es atacada por el chorro como lo indica la Fig. 7 los bordes de la paleta producirían un choque perjudicial al buen funcionamiento de la turbina, pues la parte achurada, del chorro que debe tocar esta paleta, lo hace en malas condiciones. Ade-



PROYECTO DE GRADO

SANTOS MORENO G.

FIGS 7 Y 8

más el chorro será seccionado en dos partes divergentes y la parte del chorro no achurado en la Fig., que debería atrapar a la paleta que ha recibido todo el chorro, saldrá de la trayectoria de la rueda.

De ésta última discusión se ve la necesidad de adoptar una escotadura en la paleta, tal como se indica en la Fig. N° 8.

Una vez justificada la adopción de ciertos datos, procedamos al dimensionado de las paletas. La norma seguida en el presente proyecto corresponde aproximadamente a la adoptada por la ALLIS CHARMERS

Profundidad de la paleta = $d_o = 52$ mm (t)

Ancho de la paleta = $3d_o = 3 \times 52 = 156$ mm (b)

Longitud del escote hasta la punta = aprox.

$$d_o / 2 = 52 / 2 = 26 \text{ mm}$$

Distancia entre la punta de la arista hasta la punta superior de la arista = $1.7d_o = 1.7 \times 52 = 88$ mm

Longitud de la paleta = $2.5d_o = 2.5 \times 52 = 130$ mm (L)

Todas las dimensiones anteriores se encuentran indicadas en la lámina N° 2

CALCULO DEL PITÓN.-

De una manera general, el perfil del pitón debe ser tal que se evite toda clase de desprendimientos del filete liquido, de las paredes del mismo. De la misma manera deben evitarse los choques y los movimientos de torbellino, a fin de obtener para éste órgano, el máximo rendimiento manométrico.

Anteriormente se habia dicho que a la salida del pitón no se obtenía la velocidad torriceliana $\sqrt{2gh}$, sino una menor $C_v \sqrt{2gh}$.

La pérdida de energía debida al rozamiento del liquido en las paredes del pitón estará dada por la expresión:

$$V_0^2 / 2g - V_0'^2 / 2g = h - C_v^2 h = h (1 - C_v^2)$$

El rendimiento manométrico del pitón será:

$$\text{Rendimiento manométrico del pitón} = C_v^2 = 0.97^2 = 0.94$$

Este es el rendimiento manométrico en energía, el único a considerar. Se debe dejar sentado que la pérdida en lo que se refiere a la potencia es mucho mayor que $1 - C_v^2$. En efecto, la energía por segundos proporcional en el primer caso a V_0^3 y en el segundo caso a $V_0'^3$. De donde:

$$\text{Rend. mano. en potencia} = C_v^3$$

En realidad es suficiente considerar el rendimiento manométrico C_v^2 ya que para tener en cuenta lo segundo basta aumentar un poco la dimensión de la salida del pitón.

El coeficiente de contracción de un pitón está dada por la siguiente fórmula experimental:

$$K' = 0.97 - 0.213 \operatorname{tg} A$$

donde A es el ángulo de convergencia del pitón.

En el presente proyecto se ha considerado el ángulo A como cero, por ser ^{la curva} del perfil del pitón en el tramo de la salida, casi paralela a su eje. En consecuencia el coeficiente de contracción será:

$$K' = 0.97$$

De acuerdo con la definición de coeficiente de contracción se podrá escribir:

$$\pi d_o^2 / 4 = \pi d^2 \times 0.97/4$$

o sea

$$d = 1.018 d_o$$

$$d = 1.018 \times 52 = 53 \text{ mm}$$

La velocidad en la salida del pitón será:

$$V_{10} = 0.1 \times 4 / \pi 0.053^2 = 45.3 \text{ m/sg.}$$

La velocidad a la entrada es :

$$V_1 = 0.1 \times 4 / \pi 0.2034^2 = 3.05 \text{ m/sg.}$$

Asumamos una ley lineal para la variación de la velocidad, a lo largo del pitón. Por semejanza de triángulos se tendrá:

$$(45.3 - 3.05)/10 = (V_x - 3.05)/L_x$$

de donde:

$$V_x = 4.225 L_x + 3.05$$

En esta ecuación la distancia L_x debe estar dada en pulgadas.

El área A_x a la distancia L_x del origen será:

$$A_x = \pi d_x^2 / 4 = 0.1 / V_x$$

de donde se tendrá:

$$d_x = 0.356 / \sqrt{V_x}$$

Dando valores a la variable L_x se ha confeccionado la siguiente tabla.

L_x	V_x	$\sqrt{V_x}$	d_x
0	3.05	1.745	0.204
2	11.50	3.390	0.105
4	19.95	4.470	0.0798
6	28.40	5.330	0.0667
8	36.85	6.070	0.0587
10	45.30	6.740	0.0530

Con éstos resultados se ha trazado el perfil del pitón que se muestra en la Fig. Nº 9

Se observa que el perfil del pitón en la distancia $L_x = 2''$ pulg. varía muy bruscamente, lo que podría en las condiciones de trabajo, originar zonas de torbellinos y de cavitación. Por éste motivo, en este tramo el pitón tiene una forma mas o menos suave. En este tramo ya nó regirá la ley lineal para las velocidades, pero sí una que esté representada por una curva cuyo ascenso no seá tan brusco.

Esta nueva ley de las velocidades ha sido considerada para el tramo $-7\frac{1}{4}$, 1 pulg. y es lo que se muestra en la siguiente tabla:

L_x	r_x	r_x^2	$A_x \text{ (mt)}^2$	V_x
1	6.3	39.7	0.01215	8.225
0	7.1	50.4	0.01580	6.330
-1	7.9	62.4	0.01960	5.100
-2	8.55	72.2	0.02260	4.430
-3	9.05	81.0	0.02540	3.930
-4	9.4	88.5	0.02780	3.600
$-7\frac{1}{2}$	10.17	103.3	0.03280	3.050

CALCULO DEL DEFLECTOR.-

Existen dos maneras de desviar el chorro del líquido. Una de ellas consiste en atacar al chorro por su filete superior. Con éste método se produce la máxima desviación, en el momento en que el borde de ataque del deflector se encuentra formando un ángulo de 45° , respecto de la horizontal; con estas clases de deflectores se producen deformaciones muy acentuadas del chorro lo que va en desmedro de la eficiencia de la Turbina.

En resumen se dirá que se dispone de un escaso rango de regulación del gasto, amén de que produzcan las pérdidas mencionadas, por deformación del chorro.

La otra manera consiste en atacar al chorro por su filete inferior. Por este medio se produce deformaciones en el chorro en forma menos acentuada, disponiéndose además de un rango mas amplio de regulación. Por este motivo se ha preferido esta última disposición del deflector.

Para el cálculo del deflector, se ha considerado que en su posición máxima de deflección, el efecto del chorro pase por el eje de rotación de éste órgano. Considerando esta misma posición, deberá evitarse que el chorro toque tanto la caja de

la turbina, como a cimentación de la máquina.

El ancho del deflector deberá calcularse para la condición antes mencionada. Se podrá escribir en consecuencia según la Fig. 10

$$N \cdot d^2 \cos 23^\circ / 4 = 0.1/47$$

$$d = 0.0542 \text{ mt.}$$

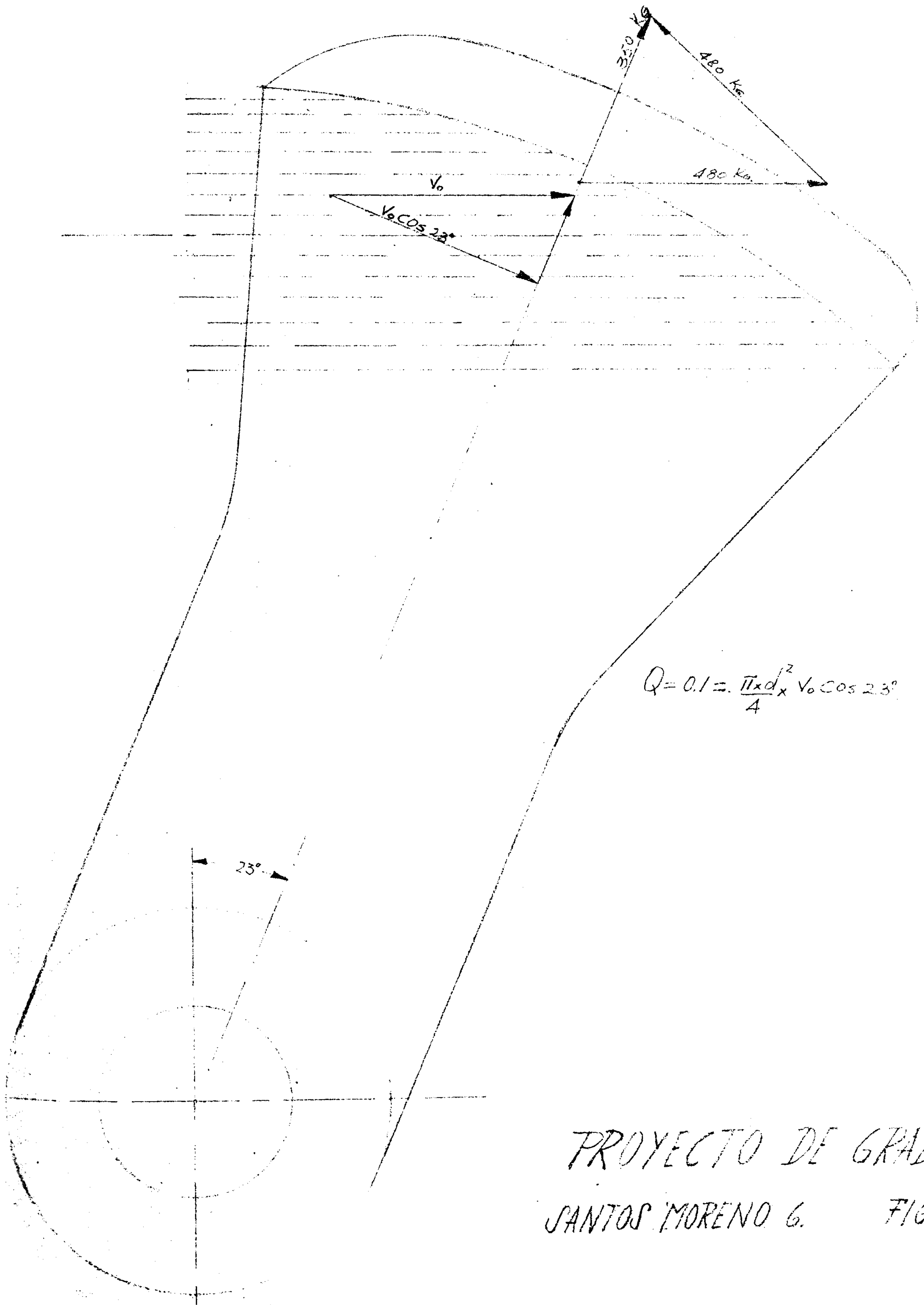
$$= 54.2 \text{ mm}$$

A fin de contemplar posibles rebosamientos del líquido se ha adoptado un diámetro de 56 mm.

DISTANCIA A LA CUAL DEBE COLOCARSE EL PITON.-

Durante el recorrido del chorro desde la boca del Pitón hasta que se pone en contacto con las paletas se pierde una pequeña parte de líquido que llamaremos $q.A$, esta pérdida de gasto q . corresponde un rendimiento que llamaremos volumétrico y que viene expresada por la ecuación siguiente:

$$\frac{Q - q}{Q} = N_{\text{vol.}}$$



$$Q = 0.1 = \frac{\pi \times d_x^2}{4} V_0 \cos 23^\circ$$

PROYECTO DE GRADO
 SANTOS MORENO G. FIG 10

Por este motivo las turbinas deben construirse de tal manera que esta pérdida sea la menor posible. De este deseo surge la conveniencia de situar los pitones lo mas cerca posible del Rotor, estando esta distancia limitada unicamente por el espacio libre que se debe dejar para el accionamiento del deflector. En este proyecto ésta distancia es de 384 mm a partir de un eje que es normal al chorro y que pasa por el centro del rotor.

RENDIMIENTO TOTAL DE LA TURBINA.-

Por definición de rendimiento se tiene:

$$N = \frac{\text{Potencia efectiva medida en el eje}}{\text{Potencia hidráulica absorbida.}}$$

Si llamamos P_f a las pérdidas debidas a la fricción, la potencia efectiva vendrá expresada como:

$$P_{\text{efectiva}} = w(Q-q) (U_o V_{on} - U_l V_{ln}) / g$$

La potencia hidráulica absorbida es = Qwh

En consecuencia el rendimiento global será:

$$N = \frac{\frac{w(Q-q) (U_o V_{on} - U_l V_{ln}) - P_f}{g}}{w Qh}$$

Multiplicando y dividiendo el segundo miembro de la expresión anterior por la relación:

$$\frac{w (Q-q) (U_o V_{on} - U_l V_{ln})}{g}$$

y teniendo en cuenta que:

$$N_{vol} = (Q-q)/Q = \text{rendimiento volumétrico}$$

$$N_{man} = (U_o V_{on} - U_l V_{ln})/gh = \text{rendimiento manométrico.}$$

$$N_{meca} = \frac{w(Q-q) (U_o V_{on} - U_l V_{ln})/g - P_f}{w(Q-q) (U_o V_{on} - U_l V_{ln})/g}$$

resultaque:

$$N = N_{vol} \times N_{man} \times N_{mec}$$

Estos diferentes rendimientos varían de una máquina a otra, según la carga, potencia, y la velocidad (o N_s).

De los rendimientos mencionados anteriormente, el único que puede ser calculado con bastante aproximación es el rendimiento manométrico. Resulta imposible poder calcular en el caso de una turbina Pelton, la parte del líquido que llega a las paletas; es decir que es difícil calcular el rendimiento volumétrico. Sin embargo este rendimiento puede hacerse muy cercano a la unidad, situando convenientemente el pitón. El rendimiento mecánico depende del grado de rozamiento que puede existir entre los diferentes órganos móviles de la turbina.

En el presente proyecto el rendimiento volumétrico será de 0.94 aproximadamente. Suponiendo un rendimiento global de la turbina de 0.80 habremos asumido un rendimiento mecánico de

$$N_{\text{mec}} = \frac{0.80}{0.94 \times 0.94} = 0.905$$

La potencia que nos proponemos producirán con esta turbina será de :

$$P = 0.80 \times 1000 \times \frac{0.2 \times 120}{75} = 256 \text{ c.v.}$$

DISEÑO DEL ROTOR

Cálculo aproximado del centro de gravedad de cada
paleta

Para este efecto dividamos la paleta en las siguientes partes:

Dos trapecios, dos triángulos y una semiesfera hueca
Todas estas partes tienen las dimensiones que se muestran en la Fig. 11.

Mediante el cálculo gráfico se halla para el trapecio una distancia de 2.5"

Centro de gravedad del triángulo = $4.5 + 3.5/3 = 5.665''$

Centro de gravedad de la cuchara = $4.5 + 2.75 = 7.25''$

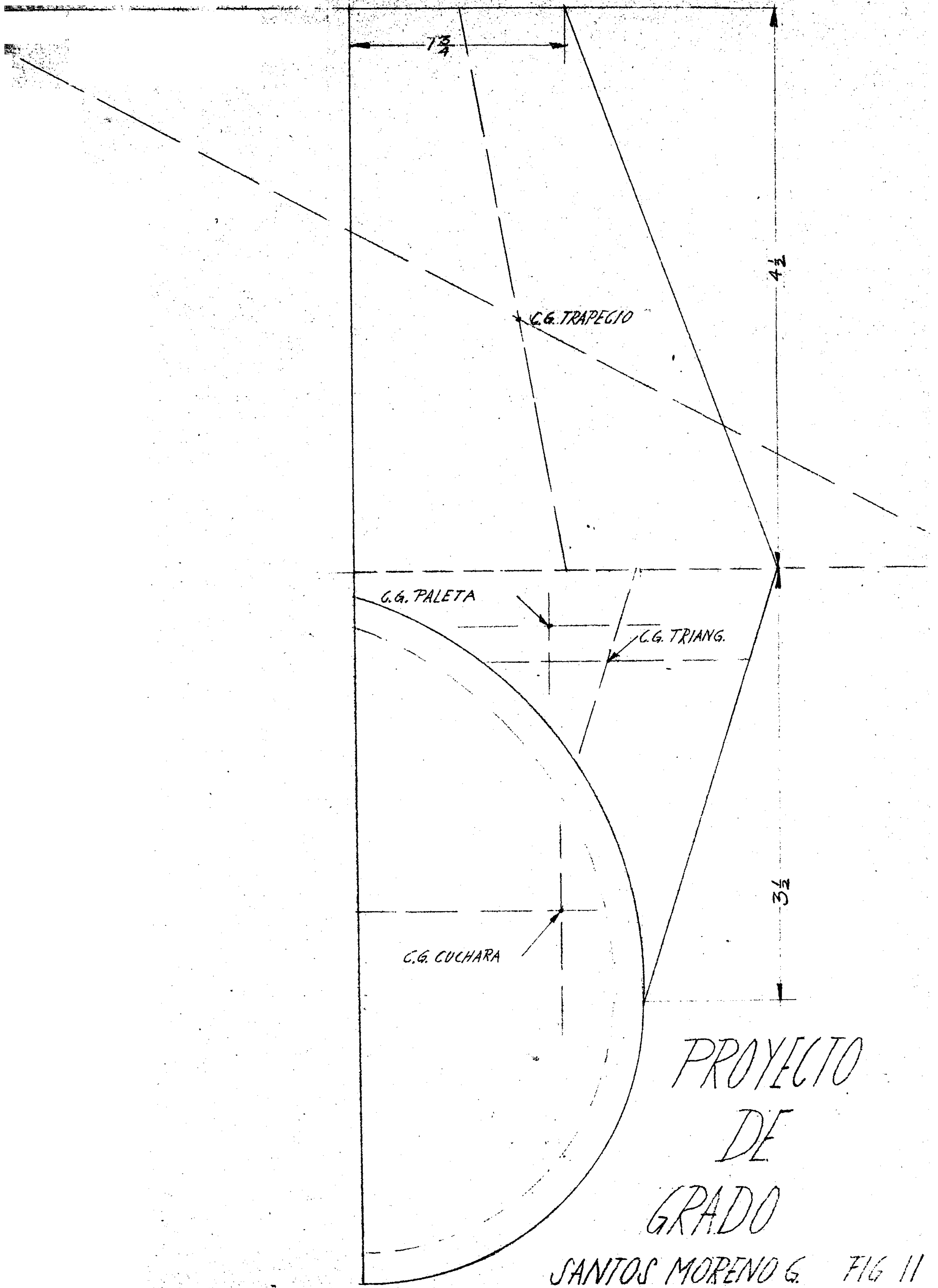
Volumen de los nervios = $3.5 \times 3.437 \times 2 \times 0.75 / 2 = 9.03 \text{ pulg}^3$

Volumen de la cuchara = $4 \times \pi \times (3.3125^3 - 3.0625^3) / 3 \times 2 = 15.7 \text{ pulg}^3$

Volumen de las orejas = $(1.75 + 3.437) \times 4.5 \times 0.75 \times 2 / 2 = 17.5 \text{ pulg}^3$

Con los resultados anteriores se puede formar la siguiente tabla de valores.

Fig	X	V	XV
2 trapecios	2.500	17.50	43.75
2 triángulos	5.665	9.03	51.20
1 semiesfera	7.250	15.70	114.00



PROYECTO
 DE
 GRADO

SANTOS MORENO G. FIG 11

$$\sum X = 42.23 \quad \sum XV = 208.95$$

de donde $X_c = 208.95/42.23 = 4.95$ pulg.

La distancia del centro de gravedad de la paleta al centro geométrico del rotor será:

$$5.625 + 4.95 = 10.575 \text{ pulg.}$$

Asumiendo un peso específico del acero de 480 lb/pie³ y el espesor de 1", el peso del disco será:

$$\pi \times 20.625^2 \times 480/4 \times 144 \times 12 = 93 \text{ lb.}$$

La velocidad tangencial de las paletas es de:

$$\frac{1}{12} \times 2 \pi \times 10.575 \times 1.8 \times 600 = 72000/\pi 2 = 6000 \text{ pies/min.}$$

El fierro fundido admite una fuerza centrífuga correspondiente a una velocidad máxima de 5000 pies/min. Siendo la muestra muy superior a la anterior tomaremos como material para la construcción de nuestras paletas el bronce, que tiene como peso específico 8.8 ton./mt³. En consecuencia el peso de las 18 paletas de bronce será:

$$8.8 \times 2.2 \times 42.23 \times 18 \times 2.54^3/10^3 = 242 \text{ lb}$$

Peso del rotor:

$$242 + 93 = 335 \text{ lb}$$

DISEÑO DEL EJE DEL MOTOR.-

Los manuales especifican que el ancho de la caja de la turbina debe estar comprendido entre 7.5 y 10 veces el diámetro del chorro. De acuerdo a lo anterior se tendrá:

$$\text{Ancho de la caja} = 9.95 \times 52 = 518 \text{ mm} = 20 \text{ pulg.}$$

$$\text{Distancia entre la caja y la cara de la chumacera} = 2 \text{ pulg.}$$

Para una potencia de aproximadamente 240 CV se deberá tener una chumacera de mas o menos $7\frac{3}{4}$ pulgadas de longitud.

Según los datos anteriores, la longitud del eje entre centros de chumacera será:

$$20 + 2 \times 2 + 7\frac{3}{4} = 31 \frac{3}{4}$$

Tanto el momento flector como el de torsion son máximos en el momento de arranque.

La fuerza de que disponemos en el chorro es de :

$$F_X = 1000 \times \phi.1 \times 47 (1 + \cos 5^\circ) / 9.8 = 960 \text{ kg} = 2110 \text{ lb.}$$

Los chorros se han dispuesto formando un ángulo de 80° tal como lo indica la fig. Nº 12

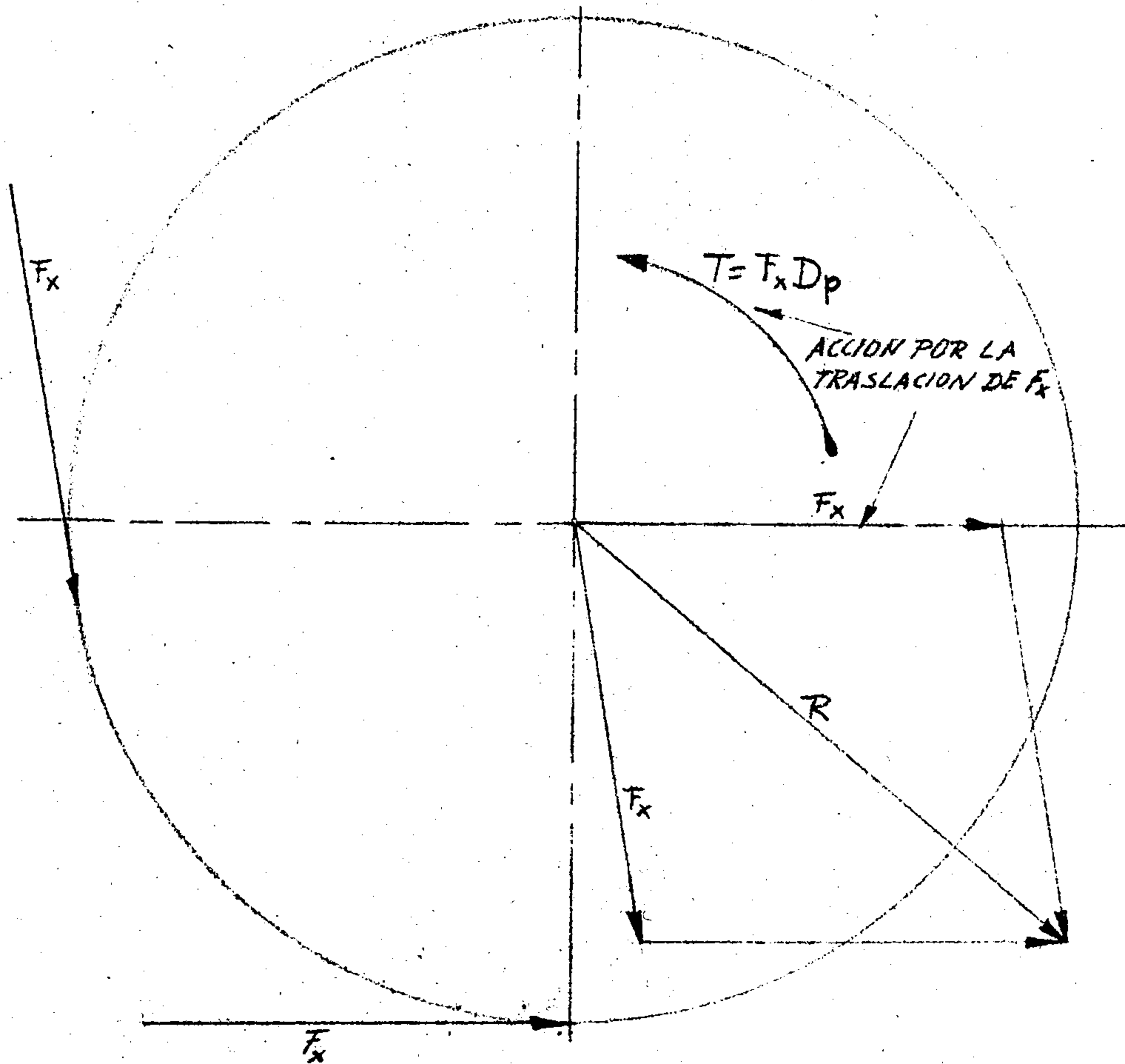
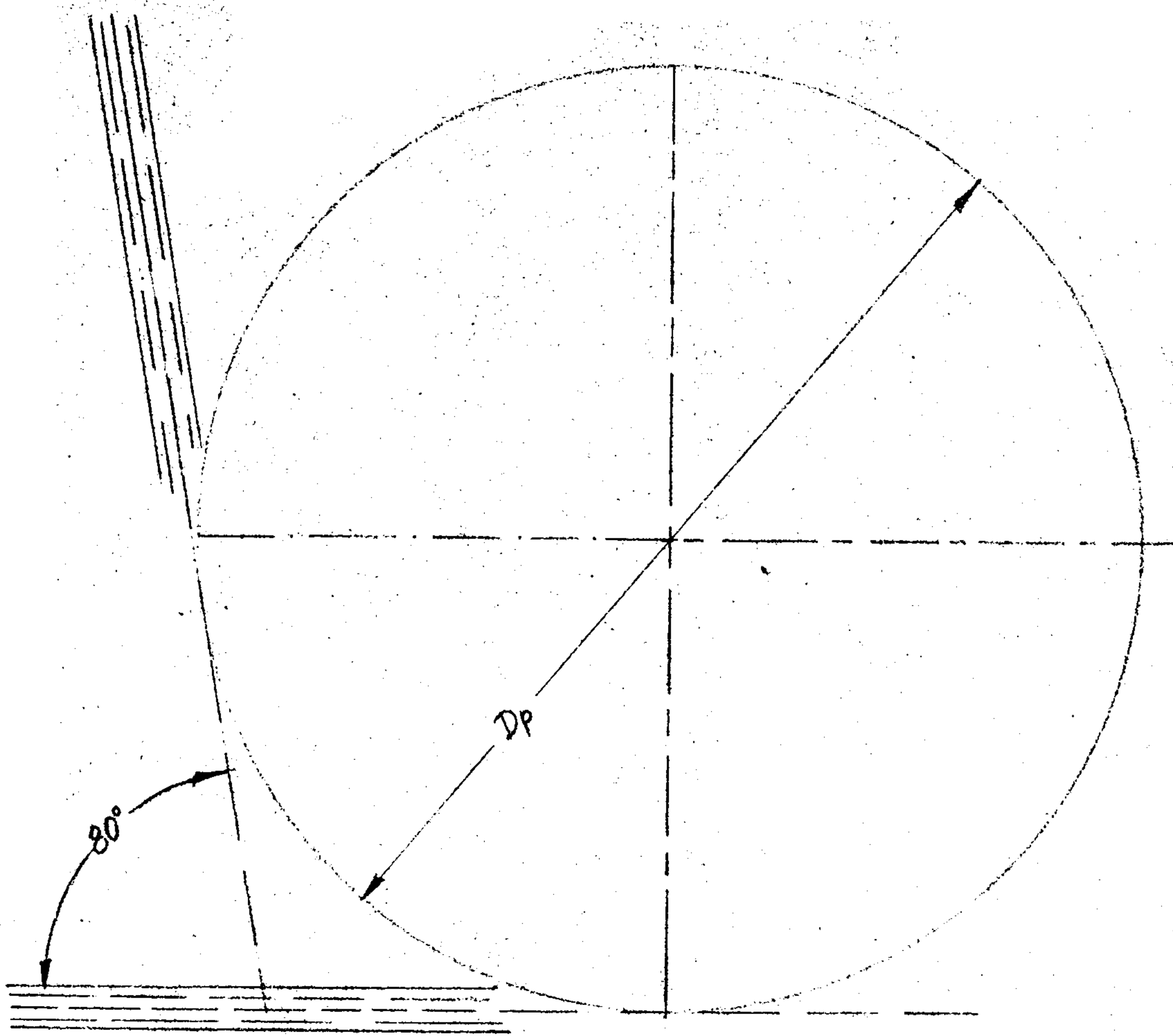
Haciendo un traslado de fuerzas, al centro de gravedad del rotor se observa que:

$$\begin{aligned} \sum (F_X)_h &= F_X + F_x \cos 80^\circ \\ &= 2110 \times 1.1738 \\ &= 2475 \text{ lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum (F_X)_v &= W + F_x \sin 80^\circ \\ &= 335 + 2110 \times 0.985 \\ &= 2415 \text{ lb.} \end{aligned}$$

La resultante de estas fuerzas será:

$$R = \sqrt{2475^2 + 2415^2} = 3460 \text{ lb.}$$



PROYECTO DE GRADO
SANTOS MORENO G.

FIG. 12

El momento flector:

$$M = WL/4 = 31.75 \times 3460/4 = 27500 \text{ lb-pulg.}$$

El momento de torsión:

$$T = F \frac{D}{x \cdot p} = 2110 \times 64.5/2.54 = 53700 \text{ lb - pulg.}$$

El código de la AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, da una ecuación para el diseño de ejes, la cual en el caso de ejes sólidos se transforma a la siguiente:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}}{\pi S_d}}$$

Los factores K_m y K_t toman en cuenta la forma como se manifiestan los momentos M y T .

De la tabla Nº 52 del texto MACHINE DESIGN de Malleev se puede asumir para K_m y K_t unos valores de 1.5¹ respectivamente.

Para tener en cuenta el surco de la chaveta se recomienda considerar un valor de 0.75 x 8000, para el esfuerzo de diseño.

Con la poseción de todos los datos anteriores tendremos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \sqrt{(1.5 \times 27500)^2 + (53700)^2}}{3.14 \times 0.75 \times 8000}} = 3.86 \text{ pulg.}$$

El diámetro comercial más apoximo es de 3 7/8 pulg.
En todos los cálculos anteriores no se ha considerado el peso propio del eje.

El peso del eje es:

$$\frac{3.14 \times 3 \times 3.875^2 \times 28 \times 480}{4 \times 12 \times 14} = 91.8 \text{ lb.}$$

El momento flector máximo debido al peso propio del eje es:

$$wL/8 = \frac{91.8 \times 28}{8} = 322 \text{ lb-pulg.}$$

Momento flector vertical debido al peso del rotor y a la fuerza F_x :

$$\frac{2415 \times 31.75}{4} = 19150 \text{ lb-pulg.}$$

El momento total vertical será:

$$19150 + 322 = 19472 \text{ lb-pulg.}$$

El momento flector horizontal es:

$$\frac{2475 \times 31.75}{4} = 19600 \text{ lb-pulg.}$$

En consecuencia el momento flector resultante será:

$$\sqrt{19600^2 + 19472^2} = 27500 \text{ lb-pulg.}$$

Del resultado anterior, se saca como conclusión, que la inclusión del peso propio del eje, en los cálculos no influyen apreciablemente en el cálculo de su diámetro.

Diámetro definitivo del eje = $3.7/8$ pulg.

DISEÑO DE LA CHAVETA

Según lo recomienda la tabla Nº 26 del texto antes de Maleev se deberá usar una chaveta de IXI para un eje de $3.7/8$

Consideremos un material SAE 1010, para la construcción de esta chaveta.

Los límites elásticos dados en la tabla Nº 9 de Maleev están referidos a un tamaño del material de experimentación de 1/2 pulg. Cuando las dimensiones del material aumentan, estos límites elásticos decrecen. Para encontrar los límites elásticos actuales, es necesario multiplicar los datos en la tabla anteriormente mencionada por un factor llamado "Factor de tamaño" y que designaremos con e_{sz} . Este factor de tamaño queda expresado por la ecuación:

$$e_{sz} = 1 - 0.4 \left(1 - \frac{S_{e3}}{S_e} \right) (h - 0.5)$$

donde:

S_{e3} = Limite elástico de un material de 3 pulg.

S_e = Limite elastico de un material de 1/2 pulg.

h = Dimencion del material

Los valores de la relación S_{e3}/S_e estan dados en la tabla Nº 16 del tratado de diseño de Maleev. Para un acero de bajo contenido de carbono, esa relación puede considerarse como 0.84 y por consiguiente.

$$\begin{aligned} e_{sz} &= 1 - 0.4 (1 - 0.84) (1 - 0.5) \\ &= 0.968 \end{aligned}$$

El límite elástico a la compresión para un acero SAE 1010 es de 31000 psi.

El límite elástico al aplastamiento de éste mismo material será:

$$S_b = 2S_e = 2 \times 31000 = 62000 \text{ psi}$$

El esfuerzo de diseño al aplastamiento, de este material es:

$$S_{db} = \frac{62000 \times 0.968}{2.5 \times 1.6} = 14000 \text{ psi.}$$

donde se ha asumido un factor de seguridad de 2.5 y un factor de concentración de esfuerzos de 1.6

La expresión que nos da el esfuerzo de diseño al aplastamiento en una chaveta como la que estamos considerando es:

$$S_{bd} = \frac{T}{l_2 h (0.25D - 0.056l_2)}$$

en la que:

T= Torque que deberá soportar la chaveta.

l_2 = Longitud de la chaveta

h= Altura de la chaveta.

D= Diámetro del eje.

Substituyendo valores de tiene:

$$14000 = \frac{53700}{l_2 \times (0.25 \times 3.875 + 0.056 l_2)}$$

de donde:

$$l_2 = 4.96 \text{ aprox. } 5 \text{ pulg.}$$

Se indican en los manuales que estas longitudes no deben ser mayor que: $2.25D$

Para la chaveta que estamos diseñando este limite es:

$$2.25 \times 3.875 = 8.7 \text{ pulg.}$$

con lo que demostramos que la longitud antes hallada está dentro de los límites.

El esfuerzo al corte a que estará sometida la chaveta responde a la ecuación.

$$S_{sd} = \frac{T}{l \times b (0.5D + 0.11 l)}$$

donde:

T = Torque a que estará sometida la chaveta

l = Longitud de la chaveta

b = Ancho de la chaveta

D = Diámetro de eje.

Dando valores se tiene:

$$S_s = \frac{53700}{5 \times 1 (0.5 \times 3.875 - 0.11 \times 5)}$$
$$= 7740 \text{ psi.}$$

El límite elástico al corte del acero SAE 1010 es de 20000 psi, en consecuencia el factor de seguridad, al corte con que trabajará la chaveta será:

$$\frac{20000 \times 0.968}{7740} = 2.5$$

Con este resultado hemos ratificado que la longitud de la chaveta debe ser de 5 pulg.

DISEÑO DEL CUBO.-

Asumamos el diámetro exterior de:

$$2 \times 3.875 = 7.75 \text{ pulg.}$$

La AMERICAN STANDARD ASSOCIATION, define el ajuste N° 6, como uno en el cual, la diferencia entre el diámetro del eje y el diámetro interior del cubo es ligeramente negativa. Se requieren pequeñas presiones para introducción del eje dentro del cubo, las piezas ensambladas en esta forma quedan mas o menos permanentemente fijadas. Esta clase de ajustes se utiliza cuando la distancia que tiene que recorrer el cubo es grande.

En nuestro caso el cubo debe recorrer mas de 14 pulgadas antes de llegar a su posición definitiva.

Por lo expuesto anteriormente debemos decidirnos por el ajuste N° 6. La relación n, entre el esfuerzo de compresión en el eje y el de tensión en el cubo viene expresada por la siguiente fórmula.

$$n = \frac{S_c}{S} = \frac{(r_3^2 - r_2^2) (r_2^2 + 2r_1^2)}{(r_2^2 - r_1^2) (r_2^2 + 2r_3^2)}$$

En nuestro caso $r_1 = 0$ y la expresión anterior queda

$$n = \frac{(r_3^2 - r_2^2)}{(r_2^2 + r_3^2)}$$

En esta expresión:

r_3 = Radio exterior del cubo

r_2 = Radio del eje.

Como $r_3 = 2r_2$ el valor de n resulta ser:

$$n = 0.33$$

De la tabla Nº 30 del texto de Maleev se obtiene la interferencia radial recomendable.

$$\begin{aligned} i &= 0.00025 r_2 \\ l &= 0.00025 \times 3.875/2 \\ i &= 0.000484 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

El esfuerzo a la tensión a que estará sometido el cubo ^{es} expresado por la relación:

$$S = \frac{i}{\left(\frac{n}{E_s} + \frac{l}{E_h} \right) r_2}$$

donde:

i = Interferencia radial.

E_s = Módulo de elasticidad del material del eje.

E_h = Módulo de elasticidad del material del cubo.

r_2 = Radio del eje.

Dando valores se tiene:

$$S = \frac{0.000484.}{\left(\frac{0.330}{20.2 \times 10^6} + \frac{1}{30.2 \times 10^6}\right) \times \frac{3.875}{2}} = 5670 \text{ psi.}$$

El factor de tamaño del cubo es:

$$e_{sz} = 1 - 0.4(1 - 0.84)(7.75 - 0.5) = 0.536$$

Si el límite elástico a la tensión del material del cubo es de 35000 psi, el margen de seguridad del cubo será:

$$\frac{0.536 \times 35000}{5670} = 3.32$$

que es bastante aceptable.

El eje estará sometido a una compresión de :

$$S_c = nS = 0.33 \times 5670$$

El factor de tamaño del eje es de :

$$\begin{aligned} e_{sz} &= 1 - 0.4(1-0.84)(33.875-0.5) \\ &= 0.784 \end{aligned}$$

El margen de seguridad del ejes de :

$$\frac{35000 \times 0.784}{5670 \times 0.33} = 14.65$$

con lo cual estamos en el lado de mayor seguridad.

DISEÑO DEL DISCO.-

La fuerza Centrífuga, tenderá a separar la corona de $D = 20.625$ pulg. y $d = 7.75$ pulg., en dos partes iguales. Esta fuerza centrífuga será máxima en el momento de embalamiento de la turbina.

Hallemos el punto de aplicación de la fuerza centrífuga. Esta se manifestará en una semi-corona de diámetros antes dados.

La distancia al centro de gravedad, en una semicorona está dada por.

$$X_c = \frac{2 (D^3 - d^3)}{3 \times \pi \times (D^2 - d^2)}$$

Para nuestros cálculos:

$$X_c = \frac{2 (20.625^3 - 7.75^3)}{3 \times \pi \times (20.625^2 - 7.75^2)} = 4.82 \text{ pulg. aprox } 5 \text{ pulg.}$$

La fuerza centrífuga puede expresarse en la siguiente forma:

$$F_c = P X_c w^2 / g.$$

El peso del disco fué calculado anteriormente y resultó ser de 93 lb. En consecuencia la fuerza centrífuga actuante sobre el semi-disco será:

$$F_c = \frac{93 \times 5 (1.8 \times 600 \times \pi)^2}{2 \times 32.2 \times 12 (30)^2}$$

$$= 7750 \text{ lb.}$$

Las fuerzas centrífugas correspondientes a las paletas siguen las direcciones que se muestran en la Fig. Nº 13

$$\frac{8.8 \times 2.2 \times 42.23}{10^3} \times 2.54 = 14 \text{ lb.}$$

La fuerza centrífuga que producirá cada paleta será:

$$\frac{14 \times 10.75}{32.2 \times 12} \frac{(\pi \times 1.8 \times 6000)^2}{30^2} = 4900 \text{ lb.}$$

Efectuemos la suma de las fuerzas a que estará sometido cada mitad del rotor. La suma de las proyecciones horizontales tiene un valor nulo.

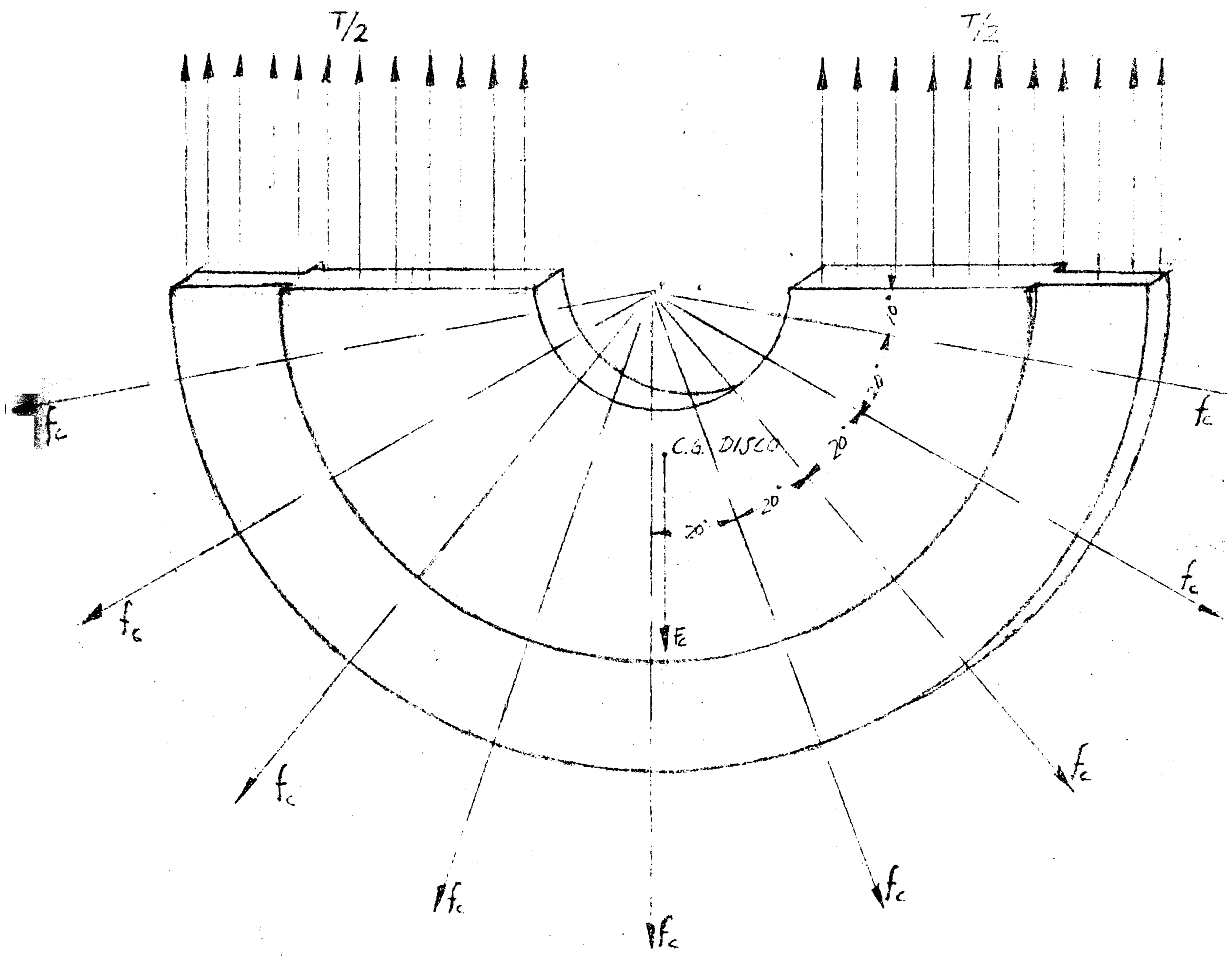
Efectuemos pues la suma de las proyecciones verticales.

$$2f_c \text{ Sen}10^\circ = 2 \times 4900 \times 0.1738 = 1705 \text{ lb.}$$

$$2f_c \text{ Sen}30^\circ = 2 \times 4900 \times 0.5000 = 4900 \text{ lb.}$$

$$2f_c \text{ Sen}50^\circ = 2 \times 4900 \times 0.643 = 6300 \text{ lb.}$$

$$T = \bar{f}_c + \sum f_{ic} \sin \alpha_i$$



PROYECTO DE GRADO
SANTOS MORENO G FIG. 15

$$2f_c \text{ Sen}70^\circ = 2 \times 4900 \times 0.9400 = 9230 \text{ lb.}$$

$$f_c = 4900 = 4900 \text{ lb.}$$

$$F_c = 7750 = 7750 \text{ lb.}$$

$$\sum F_v = 34785 \text{ lb}$$

Asumiremos que ésta tensión se manifiesta en una área de

$$(20.625 - 7.75) \times 0.875 = 11.25 \text{ pulg}^2$$

En el cálculo^{de} esta área se ha despreciado la correspondiente a la sección transversal de una semi-corona de 1/8 pulg. de espesor.

Según los cálculos anteriores, la tensión será:

$$\frac{34785}{11.25} = 3100 \text{ psi.}$$

El factor de tamaño de la plancha de una pulgada de espesor es:

$$e_{sz} = 1 - 0.4(1 - 0.84)(1 - 0.5)$$
$$= 0.968$$

El margen de seguridad con que trabajará el disco será:

$$\frac{0.968 \times 35000}{3100} = 11$$

que es satisfactorio.

El diseño del disco no hay que hacerlo solamente desde este punto de vista, sino que se debe también contemplar el problema de la rigidez. La manera como se enfoca el asunto desde éste ángulo es cuestión de la experiencia del diseñador.

DISEÑO DE LA JUNTA SOLDADA ENTRE EL DISCO Y EL CUBO.-

Según GH Jennings (ASME Transaction, Vol 58) el esfuerzo al corte a que esta sometida una junta soldada, que esta sometida a torsión, está expresada por la relación:

$$S_s = \frac{2.83 T}{bD^2 \pi}$$

Donde:

T = Torquea que estará sometida la junta.

b = Ancho del filete.

D = Diámetro medio del filete.

Maleev da en la tabla Nº 36, para una junta soldada ejecutada con soldadura de arco, un esfuerzo de diseño de 10000 psi. Despejando b de la ecuación anterior, y dando valores:

$$b = \frac{2.83 \times 53700}{2 \times 7.75^2 \times 3.14 \times 10000} = 0.0404 \text{ pulg.}$$

FAIRES aconseja considerar en la práctica, aún cuando la resistencia de materiales indique un valor menor, para una plancha de una pulgada un filete de $b = 3/8$ pulg.

Veamos el nuevo esfuerzo que soportará la junta con este filete

$$S_s = \frac{2.83 \times 53700}{2 \times 7.75^2 \times 3.14 \times 0.375}$$

$$= 1075 \text{ psi.}$$

DISEÑO DE LOS PERNOS DE SUJECION DE LAS PALETAS.--

Los pernos de sujección están sometidos simultáneamente a dos clases de cargas, una debida al chorro F_x y otra F_c que se debe a la fuerza centrífuga producida por cada paleta.

El estudio analítico riguroso de la forma como actúan estas fuerzas resulta muy complicado, ya que tendrían que ser efectuados para cada posición relativa de la paleta con respecto al chorro.

Por los motivos antes enunciados, se considerará la fuerza F_x en el momento en que la paleta recibe el chorro en pleno \dot{u} en forma casi normal a la dirección del chorro. Hallemos el centro de gravedad de la paleta, referido al eje. La distancia al centro de gravedad de una semi esfera hueca es:

$$Y_c = \frac{3(R^4 - r^4)}{8(R^3 - r^3)}$$

Dando valores se tiene:

$$Y_c = \frac{3x(3.3125^4 - 3.0625^4)}{8(3.3125^3 - 3.0625^3)} = 1.63 \text{ pulg.}$$

En el cálculo gráfico efectuado anteriormente, se situó el centro de gravedad del trapecio. De éste se deduce:

$$Y_c = 1.312 \text{ pulg.}$$

Distancia del centro de gravedad del triángulo:

$$Y_c = 1.875 \text{ pulg.}$$

Con todos estos datos y el cálculo de volúmenes hecho antes se formará la siguiente tabla:

Fig.	Y	V	YV
2 trapecios	1.312	17.50	23.00
2 triángulos	1.875	9.03	16.95
1 semi esfera	1.630	15.70	25.60

$$\sum Y = 42.23 \quad \sum YV = 65.55$$

$$Y_c = \frac{65.55}{42.23} = 1.55 \text{ pulg.}$$

Habiéndose situado con $X_c = 4.95$ y con $Y_c = 1.55$, el centro de gravedad, es conocida la dirección que tomará la fuerza centrífuga. En los cálculos que a continuación se harán se supondrá que la parte, por la que se apoya, la paleta, en el disco no contribuye a aumentar la resistencia del material.

Asumamos un perno de 1 pulg, en la parte sin roscar La distancia que debe existir entre centros de dos pernos es.

$$L = 2d + 1/4$$

siendo d el diámetro del perno.

En nuestro caso esta distancia es

$$\begin{aligned} L &= 2 \times 1 + 1/4 \\ &= 2 \ 1/4 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

En los dibujos, esta distancia es de 2 1/2 pulg.

Si L es la distancia de la fuerza F_x al centro de gravedad del sistema de sujeción y L_i la distancia de F_c al mismo punto, tanto la acción de F_x como la de F_c pueden descomponerse en los torques FL y $F_c L_i$ y las fuerzas F_x y F_c que actúan en el centro de gravedad antes mencionado. Las direcciones y sentidos de las acciones anteriores se muestran en las Fig. N°14.

Ahora bien el torque FL producirá en los pernos unas reacciones F_s cuyos valores son de :

$$F_s = F_x L/d$$

donde d es la distancia entre los dos pernos.

$$\begin{aligned} F_s &= 4.75 \times F_x / 2.5 \\ &= 1.9 F_x \end{aligned}$$

Además la fuerza F_x que actúa en el centro de gravedad del sistema de sujeción pueden reemplazarse por otras dos que actúan en cada uno de los pernos. El valor de estas cargas serán de:

$$0.5 F_x$$

La suma vectorial de $1.9F_x$ con $0.5 F_x$ nos darán en cada caso la reacción en cada perno. Así para el perno N° 1 se ha encontrado.

$$R_1 = 2.45 F_x$$

y para el perno N° 2.

$$R_2 = 1.45 F_x$$

En igual forma se puede proceder con $F_c L_i$ y la carga F_c aplicada en el centro de gravedad. Se han obtenido los siguientes valores:

$$F'_s = F_c L_i/d$$

$$F'_s = F_c \times 5 \times 2/5 \times 16$$

$$= 0.125 F_c$$

Componiendo éste valor con $0.5F_c$ se han hallado los siguientes valores para cada perno.

Perno N° 1

$$R'_1 = 0.545 F_c$$

Perno N° 2

$$R'_2 = 0.485 F_c$$

Se había visto antes que:

$$F_x = \frac{wQ (C_o - U) (1 + \cos 5^\circ)}{g}$$

La velocidad tangencial U puede expresarse como:

$$U = \frac{\pi DN}{60}$$

$$U = \frac{3.14 \times 0.645 \times N}{60}$$

Reemplazando este valor en la ecuación anterior:

$$F_x = \frac{1000 \times 0.1(47 - \frac{3.14 \times 0.64 \times N}{60})(1 + \cos 5^\circ) \times 2.2}{9.8}$$

Efectuando operaciones se llega a:

$$F_x = 2110 - 1.517N \text{ lb.}$$

La fuerza centrífuga F_c puede también expresarse en función de la velocidad N.

$$F_c = \frac{14 \times 10.575 (3.14 \times N)^2}{32.2 \times 12 (30)^2}$$
$$= 0.0042N^2$$

Con estos valores de F_c y F_x en función de la velocidad, pueden hallarse los valores correspondientes de las reacciones:

$$R_i = 5170 - 3.72N$$

$$R_2 = 3060 - 2.2N$$

$$R'_i = 0.00229N^2$$

$$R'_2 = 0.00204N^2$$

Si hallamos los valores de R_i y R'_i para una determinada velocidad y los sumamos geoméricamente, obtendremos en dirección y magnitud la carga sobre el perno N° 1. Siguiendo los mismos pasos con R_2 y R'_2 se hallará la reacción en el perno N° 2.

Conforme el procedimiento anterior se ha elaborado la tabla que a continuación se encuentra.

CARGAS PARA EL PERNO Nº 1

N	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900
R _i	5170	4798	4426	4054	3682	3310	2938	2566	22194	182
R _i	0	22.9	91.6	206.1	367	573	825	1122	1465	185
F _i	5170	4798	4426	3950	3600	3150	2750	2330	2075	200

1000	1080
1450	1150
2290	2680
2150	2475

CARGAS PARA EL PERNO Nº 2

N	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900
R ₂	3060	2840	2620	2400	2180	1960	1740	1520	1300	1080
R ₂	0	20.40	81.60	183.6	326.4	510	735	1000	1310	1650
F ₂	3060	2840	2620	2500	2225	2075	1950	1875	1912	2037

1000	1080
860	680
2040	2390
2275	2550

donde F_1 y F_2 son las cargas a que estarán sometidos los pernos. Observando los resultados anteriores, se nota que la peor condición bajo la cual trabajará un perno, es la correspondiente al arranque de la turbina. Bajo estas condiciones el perno soportará una carga 5170 lb., digamos 5200 lb.

En ésta etapa de los cálculos debe recordarse que se asumió un diámetro, para el perno, en la sección sin roscar de 1 pulg.

El factor de tamaño del perno:

$$\begin{aligned} e_{sz} &= 1 - 0.4 (1 - 0.84)(1 - 0.5) \\ &= 0.968 \end{aligned}$$

Asumiendo un factor de seguridad de 2.5 el esfuerzo de diseño será:

$$\begin{aligned} S_d &= \frac{34000 \times 0.968}{2.5} \\ &= 13000 \end{aligned}$$

La relación entre el esfuerzo de diseño, el de tensión, y el de corte es:

$$S_d = \frac{(1-u)}{2} S_t + (1+u) \sqrt{\left(\frac{S_t}{2}\right)^2 + S_s^2}$$

donde:

S_t = Tensión del material

S_s = Corte del material

u = Módulo de Poisson

Dando valores se tendrá:

$$13000 = \frac{(1-0.3)}{2} S_t + (1+0.3) \sqrt{\left(\frac{S_t}{2}\right)^2 + \frac{(5200 \times 4)^2}{(\pi)^2}}$$

Por aproximaciones sucesivas se encuentra que:

$$S_t = 8000 \text{ psi}$$

La parte roscada tendrá un diámetro de 7/8 pulg. el área de raíz de esta parte es de 0.48 pulg. cuadradas. En consecuencia la tensión que soportará este perno es:

$$0.48 \times 8000 = 3840 \text{ lb.}$$

que es suficiente para la sujeción de las paletas.
Veamos ahora si el perno resiste a la compresión;
Area sujeta a compresión:

$$1 \times 1 = 1 \text{ pulg. cuadrada.}$$

Esfuerzo de compresión:

$$5200/1 = 5200 \text{ psi.}$$

Límite elástico del material 34000 psi.
Margen de seguridad.

$$\frac{34000 \times 0.968}{5200} = 6.34$$

que es bastante amplio.

DISEÑO DE LAS PALETAS.-

Las paletas estarán sometidas a compresión:
Area que trabaja a la compresión :

$$1 \times 3/4 \times 2 = 1.5 \text{ pulg}^2$$

$$5200/1.5 = 3470 \text{ psi.}$$

La relación S_{e3}/S_e para el bronce puede asumirse de 0.8

El factor de tamaño para este material será de:

$$e_{sz} = 1 - 0.4(1 - 0.8)(0.75 - 0.5)$$

$$= 0.98$$

El límite elástico a la compresión, para este material es de 9000 psi. En consecuencia el margen de seguridad a la compresión, de la paleta será de:

$$9000 \times 0.98 / 3470 = 2.54$$

Con el objeto de subir este margen, aumentemos en 1/8 pulg. el espesor de la oreja de la paleta. Mediante esta solución, no alteraremos en forma apreciable los cálculos anteriores, ya que los pesos han sido hallados con un exceso. Lo mismo se puede decir con respecto a la posición del centro de gravedad de las paletas.

Nueva área que soporta la compresión:

$$1 \times 7/8 \times 2 = 1.75 \text{ pulg. cuadradas} = \dots$$

Compresión de las paletas:

$$5200 / 1.75 = 2970 \text{ psi.}$$

Nuevo factor de tamaño de la oreja de la paleta:

$$\begin{aligned} e_{sz} &= 1-0.4 (1-0.8)(0.875 - 0.5) \\ &= 0.97 \end{aligned}$$

Nuevo margen de seguridad.

$$0.97 \times 9000/2970 = 2.94$$

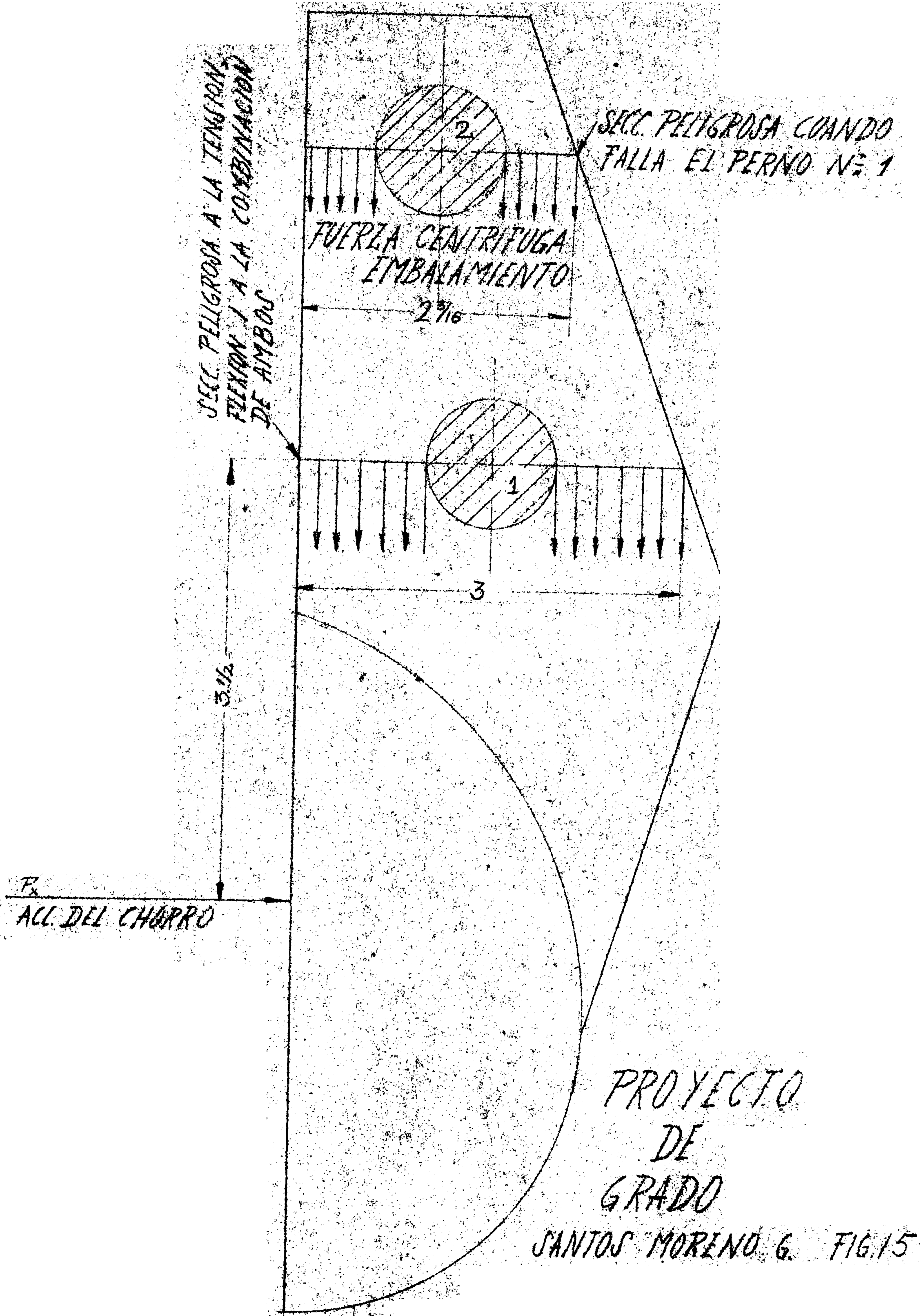
que es satisfactorio.

Supongamos ahora, que el perno N° 1 ha fallado, debido a cualquier motivo. El único perno que soportará toda la carga es el perno N° 2. En estas condiciones la paleta estará soportando una tensión máxima, en la sección que se indica en la figura N° 15. Esta tensión será máxima en el momento de embalamiento.

La fuerza centrífuga en el embalamiento será:

$$\begin{aligned} F_c &= 0.0042 \text{ N}^2 \\ &= 0.0042 \times 1080^2 \\ &= 4900 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Area que absorberá esta tensión.



$$(2.3/16 - 1) \times 7/8 \times 2 = 2.08 \text{ pulg. cuadrada.}$$

Tensión debida a F_c

$$5200/2.08 = 2360 \text{ psi.}$$

Margen de seguridad; asumiendo que el límite elástico de la tensión del bronce sea de 10000 psi.

$$10000 \times 0.97/2360 = 4.1$$

Imaginemos que la paleta recibida, el chorro en pleno, y en forma normal, con lo que estaremos en el lado de mayor seguridad. En esta circunstancia podemos asimilar, las orejas de la paleta, al caso de una viga en voladizo, bajo la acción de la carga de arranque. El valor de F_x en el momento de arranque es de 2110 lb. El momento de flexión en la zona peligrosa tendrá un valor de:

$$2110 \times 3.5/2 = 3700 \text{ lb-pulg.}$$

El módulo, de la sección es:

$$z = \frac{b (h^3 - d^3)}{6h}$$
$$= \frac{0.875 (3^3 - 1^3)}{6 \times 3}$$

$$= 1.262 \text{ pulg cúbicas.}$$

Esfuerzo a la flexión:

$$3700/1.262 = 2930 \text{ psi.}$$

Margen de seguridad a la flexión:

$$0.97 \times 10000/2930 = 3.3.$$

Esta misma sección estará bajo la acción de un esfuerzo combinado de tensión y flexión, a la velocidad de régimen, supuesto el caso de obtenerse la máxima eficiencia ($U = C_o/2$)

La carga debida al chorro será:

$$2110/2 = 1055 \text{ lb.}$$

Velocidad de la turbina:

$$N = 60 \times 47/2 \times \text{pix } 0.645$$

$$= 696 \text{ rpm.}$$

La velocidad angular es:

$$w = \text{pix}696/30 = 72.7 \text{ rad/seg.}$$

La fuerza centrífuga correspondiente será:

$$F_c = 14 \times 10.575 (72.7)^2 / 12 \times 32.2 = 2020 \text{ lb.}$$

El momento flector en la zona mas débil es:

$$1055 \times 3.5/2 = 1850 \text{ lb-pulg.}$$

Esfuerzo de flexión:

$$1850/1.262 = 1465 \text{ psi.}$$

Asumiendo que la F_c se manifieste en forma normal a esta sección debil se tiene:

$$\text{Area tensión} = (3-1) \times 7/8 \times 2 = 3.5 \text{ pulg cuadrada.}$$

Tensión:

$$2020 / 3.5 = 580 \text{ psi.}$$

Esfuerzo combinado:

$$1465 + 580 = 2045 \text{ psi.}$$

Margen de seguridad

$$10000 \times 0.97 / 2045 = 4.74$$

que es satisfactorio.

DISEÑO DEL PITÓN.-

Calculemos el espesor del pitón por medio de la expresión de Bracket. Esta para el caso del fierro fundido viene dada por la ecuación.

$$T = 0.25 + (P + P') r / 3300$$

En esta se tiene:

T = Espesor de la tubería

P = Presión estática máxima.

P' = Aumento de presión.

r = Radio de la tubería.

El valor de P' para tuberías entre 10 y 3 pulgadas es de 120 psi.

Reemplazando valores:

$$\begin{aligned} T &= 0.25 + (171 + 120)4/3300 \\ &= 0.604 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

El pitón en su parte delantera debe ser intercambiable, para poderlo reemplazar en caso de desgaste. El desgaste se originará en la parte que corresponde a un punto de inflección del perfil del pitón. En el presente caso éste punto de inflección se presenta a la distancia de 2" a partir de la sección de donde se comenzó a construir el perfil del pitón. La parte intercambiable de nuestro pitón comienza en la sección cero.

En esta sección el pitón tiene un diámetro de aproximadamente 6 pulgadas. La brida que debe emplearse es la correspondiente, según lo indica el "KENT'S HANDBOOK" a una presión de 125 psi. Las dimensiones de la brida, están dadas en la tabla N° 28 pág. 1078 del manual antes citado.

Nos resta únicamente comprobar los esfuerzos a que estarán sometidos los pernos.

Con esta brida deben usarse 8 pernos de $3/4$ pulgadas,
La carga a que estara sometida el total de pernos será:

$$(171 + 120) \text{ pi } 9.5^2/4 = 20600 \text{ lb.}$$

Cada uno de los pernos soportará

$$20600/8 = 2580 \text{ lb.}$$

El área de base de un perno de $3/4$ es de 0.351 pulg^2
En consecuencia el esfuerzo que soporta cada perno es de:

$$2580/0.351 = 7350 \text{ psi.}$$

Los pernos ^{en} stock tienen un límite elástico de 34000 psi.

El margen de seguridad con que trabajan los pernos será
en consecuencia de:

$$34000/7350 = 4.63$$

Lo que demuestra que el tamaño de nuestros pernos es el
correcto. La brida a la entrada del pitón tendrá las di-
menciones que se dan en la lámina N° 5

Comprobemos, también en este caso el esfuerzo que sopor-
tarán los pernos.

La carga de la totalidad de los pernos:

$$291 \text{ pi } 11.75^2/4 = 31600 \text{ lb.}$$

Carga de cada uno de los pernos:

$$31600/8 = 3950 \text{ lb.}$$

Area de raíz de un perno de 3/4 pulgada = 0.351 pulg^2
esfuerzo en cada perno:

$$3950/0.351 = 11250 \text{ psi}$$

Margen de seguridad:

$$34000/11250 = 3.02$$

que es bastante aceptable.

DISEÑO DEL DEFLECTOR.-

A fin de encontrar la máxima acción a que estará sometida el deflector debe hacerse un estudio de las fuerzas que se producirán sobre éste, bajo la acción del chorro, cuando se encuentra en diferentes posiciones.

Caso 1.- El deflector no intercepta sino el filete inferior del chorro y por lo tanto no se encuentra sometido a ninguna acción.

Caso 2.- El borde de ataque del deflector ocupa la posición 2. Debe hallarse el centro de acción de la porción del chorro limitada por las circunferencias de radios de 52 y 45 mm respectivamente.

Centro de gravedad del sector circular correspondiente al círculo de 45 mm de diámetro.

$$\begin{aligned} X_c &= \frac{4r}{3} \times \frac{\text{Sen}^3 \frac{A}{2}}{A - \text{Sen}A} = \\ &= \frac{4}{3} \times 22.5 \times \frac{\text{Sen}^3 59}{\frac{118\pi}{180} - \text{Sen} 118} \\ &= 13.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

este centro de gravedad es respecto del punto O_i

Centro de gravedad del sector circular correspondiente al círculo de 52 mm de diámetro.

$$\begin{aligned} X_c &= \frac{4}{3} \times 26 \times \frac{\text{Sen}^3 49}{\frac{\pi \times 98}{180} - \text{Sen} 98} \\ &= 21 \text{ mm} \end{aligned}$$

este centro de gravedad está referido al punto O.
De la figura N° 16 se deduce que estos centros distan de O, en $X_{c1} = 15 \text{ mm}$ y $X_{c2} = 21 \text{ mm}$. Con éstos datos y otros que se pueden obtener de la figura se ha formado la si-

guiente tabla de valores:

Figura	X_c	A	AX_c
1	15	307	4600
2	21	247	5200

Por lo tanto el centro de gravedad referido al punto 0, será

$$X_c = (4600 + 5200) / (307 + 247) = 17.7 \text{ mm}$$

$$\text{Area total de la sección} = (307 + 247) = 554 \text{ mm}^2 = 0.000554 \text{ mt}^2$$

Gasto que circula por el deflector:

$$0.000554 \times 47 = 0.026 \text{ mt}^3/\text{sg.}$$

Acción horizontal de ésta porción del chorro.

$$1000 \times 0.026 \times 47 / 9.8 = 125 \text{ kg.}$$

Teóricamente, la forma del chorro no cambiará a lo largo de su recorrido por el deflector. En consecuencia la fuerza a la salida del deflector será la misma hallada anteriormente. La dirección será la que indica la figura. Haciendo la composición de las fuerzas mencionadas se hallará una resultante de 155 kg.

El torque actuante será: $155 \times 2.6 = 403 \text{ kg-cm.}$

Caso 3.- El borde de ataque del deflector ocupa la posición 3. La sección del chorro se encuentra definida para este caso por las circunstancias de diámetros 52 y 50 mm respectivamente. Centro de gravedad del sector circular correspondiente al círculo de 50 mm de diámetro.

$$X_c = \frac{4}{3} \times 25 \times \frac{\text{Sen}^3 77}{\frac{\pi \times 154}{180} - \text{Sen} 154}$$

$$= 13.8 \text{ mm}$$

Centro de gravedad del sector circular correspondiente al círculo de 52 mm de diámetro.

$$X_c = \frac{4}{3} \times 26 \times \frac{\text{Sen}^3 69}{\frac{\pi \times 138}{180} - \text{Sen} 138}$$

$$= 17.2 \text{ mm}$$

Distancias de los centros determinados con respecto al punto 0; i y 17.2 mm respectivamente. Formemos la siguiente tabla:

Fig	X _c	A	AX _c
1	1	707	707
2	17.2	599	10300

$$\text{Centro de gravedad} = (10300 + 707)/(707 + 599)$$

$$= 8.44 \text{ mm.}$$

$$\text{Area de la sección} = 707 + 599 = 1306 \text{ mm}^2 = 0.001306 \text{ mt}^2$$

$$\text{Gasto que fluirá por ésta sección} = 0.00130 \times 47 =$$

$$= 0.0614 \text{ mt}^3/\text{sg.}$$

Fuerza ejercida por ésta parte del chorro:

$$1000 \times 0.0614 \times 47/9.8 = 295 \text{ kg.}$$

De la composición de fuerzaa que se ha efectuado como indica figura resulta una acción total de 303 kg y un momento de voltéo de

$$303 \times 1.5 = 454.5 \text{ kg-cm}$$

Caso 4.- El borde de ataque del deflector se encuentra en la posición 4. La sección del chorro se encuentra definida por las circunferencias cuyos diámetros son de 52 y 52 mm respectivamente. Centro de gravedad del segmento circular que se muestra en la figura:

$$X_c = \frac{4}{3} \frac{r}{A} \text{ Sen } \frac{A}{2} = \frac{4}{3} \times \frac{26 \times 180}{\pi \cdot 146} \text{ Sen } 73$$
$$= 13 \text{ mm}$$

$$\text{Area de este segmento} = \pi \cdot 26^2 \times 146/360$$
$$= 864 \text{ mm}^2$$

Area de un segmento de 15°

$$A_c = \pi \cdot 26^2 \times 15/360 = 88.5 \text{ mm}^2$$

Centro de gravedad de este segmento:

$$X_c = \frac{4}{3} \times \frac{26 \times 180}{\pi \cdot 15} \times \text{Sen } 7.5 = 17.3 \text{ mm}$$

Centro de gravedad de una semi-círculo.

$$X_c = \frac{4r}{3\pi} = \frac{4 \times 26}{3\pi} = 11.05 \text{ mm}^2$$

Area de éste semi-círculo.

$$\pi 26^2/2 = 530 \text{ mm}^2$$

Con los datos anteriores se ha formado la tabla siguiente:

Fig	X _c	A	AX _c
	13	864	11220
	2	117	354
	- 11	530	- 5840

Centro de gravedad del conjunto = $5734/1511 = 3.79 \text{ mm}$

La sección del chorro es de $1511 \text{ mm}^2 = 0.001511 \text{ mt}^2$

Gasto que circula por esta sección = $47 \times 0.001511 =$

$$= 0.071 \text{ mt}^3/\text{seg.}$$

La acción del chorro será de :

$$1000 \times 0.071 \times 47/9.8 = 364 \text{ kg.}$$

De la suma geométrica resulta una acción sobre el deflector de 340 kg. Esta resultante pasa a una distancia de 0.7 mm del eje de rotación del deflector. El momento a que está sometido este será:

$$340 \times 0.7 = 248 \text{ kg-cm.}$$

De todos los cálculos anteriores se deduce que a medida que se incrementa la porción de chorro actuante, se incrementa la acción ejercida sobre el deflector, teniendo su línea de acción a acercarse cada vez mas al eje de rotación del órgano considerado. La resultante pasa por el eje cuando el deflector ocupa la posición 5.

La fuerza ejercida por el chorro, sobre el deflector, cuando ésta se encuentra en la posición 5 es de:

$$1000 \times 47 \times 0.1 / 9.8 = 480 \text{ kgs.}$$

Por la suma vectorial se halla para la resultante: 350 kg. Resultaría bastante laborioso, sino imposible tratar de hallar con toda exactitud el valor del torque máximo a que estará sujeto el deflector. Por éste motivo bástenos suponer una fuerza máxima de 480 kg distante del eje de rotación en 1 centímetro. En conclusión se tendrá:

$$\text{Torque máximo} = 480 \text{ kg-cm.}$$

Anteriormente se había efectuado un chequeo de los esfuerzos a que estaban sujetos los pernos que unen las partes en que se había seccionado el pitón. Debemos a esta altura hacer una nuevo chequeo ya que serán estos mismos pernos los que soportarán la pieza en la que se fijará el deflector. De acuerdo con esto los pernos tendrán que soportar una carga adicional debida a la acción del chorro sobre el deflector.

Esta reacción era de 350 Kg. resultante de la suma vectorial de dos fuerzas de 480 Kg. A fin de estar en el lado de mayor seguridad consideremos como si esta carga fuera de 480 Kg. Esta carga se distribuye entre los 8 pernos que posee la brida. Si los pernos se encuentran dispuestos tal como lo indica la Lámina Nº 5 tendremos:

$$\begin{aligned} f_1 &= 2f_1 R (1 + \cos 22.5) \\ &+ 2f_2 R (1 + \cos 67.5) \\ &+ 2F_3 R (1 - \cos 67.5) \\ &+ 2F_4 R (1 - \cos 22.5) \end{aligned}$$

Se sabe que:

$$F_4 = \frac{(1 - \cos 22.5) F_1}{(1 + \cos 22.5)}$$

$$F_3 = \frac{(1 - \cos 67.5) F_1}{(1 + \cos 67.5)}$$

$$F_2 = \frac{(1 + \cos 67.5) F_1}{(1 + \cos 22.5)}$$

Efectuando las sustituciones respectivas, se llega a la ecuación que nos da la carga máxima que soportará uno de los pernos antes mencionados:

$$F_1 = \frac{FL (1 + \cos 22.5)}{2R \left[(1 + \cos 22.5)^2 + (1 + \cos 67.5)^2 + (1 - \cos 67.5)^2 + (1 - \cos 22.5)^2 \right]}$$

En esta ecuación $L = 30$ $F = 480$ $2R = 24$
sustituyendo estos valores se halla para la anterior expresión un valor numérico de 192.5 Kg. o sea 422.5 lb.
Se había visto que la carga correspondiente al empuje en el pitón era de 2580 lb. La carga total será entonces:
 $2580 + 422.5 = 3002.5$

El esfuerzo que soporta cada perno es:

$$3002.5 / 0.351 = 8550 \text{ psi.}$$

Los pernos trabajarán con un margen de seguridad de aproximadamente:

$$34000 / 8550 = 3.97$$

que es aceptable.

Hecha esta comprobación proseguiremos con el diseño del deflector y soporte.

Con anterioridad se dijo que la máxima carga que actuaba sobre el deflector era de 480 Kg. Esta carga pasaba a una distancia de 1 cm. del eje de rotación del deflector. La carga de 480 kg. puede ser descompuesta en una fuerza de 480 kg cuya línea de acción pase por el eje antes citado y un momento de voltéo de 480 Kg-cm.

Esfuerzo de compresión en el deflector:

$$\text{Area} = 1.5 \times 1.5 = 2.25 \text{ pulg cuad.}$$

$$\text{Carga} = 1060 \text{ lb.}$$

$$\text{Esfuerzo} = 1060/2.25 = 470 \text{ psi.}$$

Este esfuerzo es despreciable comparándolo con los 50000 psi que soporta fierro fundido.

El deflector estará sometido en su parte más debil a una tensión de : 1060 lb.

$$\text{Area} = 3 \times 2 \times 9/16 = 3.38 \text{ pulg cuad.}$$

$$\text{Esfuerzo} = 1060/3.38 = 314 \text{ psi.}$$

esfuerzo pequeño comparado con 6200 psi. que es el límite elástico a la tensión para el fierro fundido.

El eje del deflector esta sujeto a una compresión de 1060 lb.

$$\text{Area} = 1.5 \times 2 = 3 \text{ pulg. cuad.}$$

$$\text{Esfuerzo} = 1060/3 = 354 \text{ psi.}$$

Acción despreciable respecto a la resistencia que tiene el acero a la compresión (34000 psi.)

El eje está sujeto al corte:

$$\text{Area} = \pi \times 1.5^2/4 = 1.77 \text{ pulg. cuad.}$$

$$\text{Esfuerzo} = 530/2 \times 1.77 = 300 \text{ psi.}$$

Despreciable al lado de los 22000 psi que es el límite elástico al corte en el acero.

En este eje se produce también flección bajo una carga de 1060 lb. que la consideraremos repartida a lo largo de una longitud de 3 pulg.

$$\text{Momento} = 1060 \times 3/8 = 398 \text{ lb. pulg.}$$

$$\text{Modulo de la sección} = 0.0982 \times 1.5^2 = 0.332 \text{ pulg}^3$$

$$\text{Esfuerzo a la flexión} = 398/0.332 = 1200 \text{ psi.}$$

$$\text{Factor de tamaño del eje} = 1 - 0.4(1 - 0.84)(1.5 - 0.5) = 0.936$$

$$\text{Margen de seguridad} = 0.936 \times 34000/1200 = 26.5$$

que resulta bastante amplio.

Con el fin de darnos cuenta de las cargas a que estarán sometidos los diferentes órganos de mando del deflector, hagamos los cálculos para encontrar los momentos totales que serán necesarios producir sobre el deflector para sacarlo de una posición cualquiera en que se encuentre. Estas posiciones de estudio serán las mismas que se consideraron en el diseño del deflector.

Posición 1. A.- No es necesario ningún par.

Posición 2.B .-

Acción resultante del chorro = 155 kg.

Torque resistente entre el deflector y su eje.

$$155 \times 0.2 \times 1.5 \times 2.2/2 = 51.4 \text{ lb-pulg.}$$

Torque resistente entre el deflector y el chorro.

$$155 \times 2.2 \times 0.02 \times 19.8 / 2.54 = 53.2 \text{ lb pulg.}$$

Torque debido a la acción del chorro.

$$403 \times 2.2/2.54 = 349 \text{ lb pulg.}$$

Torque total = 453.6 lb-pulg.

Tensión que soportará la varilla III = (Fig. 7 y 8)

$$= \frac{453.6 \times 2.54}{4.25} = 272 \text{ lb.}$$

El brazo de palanca IV debe ser capaz de soportar un momento de :

$$453.6 \times 2 = 907.2 \text{ lb-pulg.}$$

Posición 3-C.-

Acción del chorro = 303 kg.

Torque rozamiento = $303 \times 2.2 \times 0.2 \times 1.5 / 2 = 100 \text{ lb-pulg.}$

Torque fricción = $303 \times 2.2 \times 19.8 \times 0.02 / 2.54 = 104 \text{ lb-pulg.}$

Torque producido por el chorro = $454.5 \times 2.2 / 2.54 = 104 \text{ lb-pulg.}$

Torque total = 308 lb-pulg.

La varilla III soportará una tensión de :

$$\frac{308 \times 2.54}{4.60} = 140 \text{ lb.}$$

El brazo IV debe contrarrestar un torque de :

$$498 \times 2 = 996 \text{ lb-pulg.}$$

Posición 4-D.-

Acción del chorro = 340 kg.

Torque rozamiento = $340 \times 2.2 \times 0.2 \times 1.5 / 2 = 112.5 \text{ lb-pulg.}$

Torque fricción = $340 \times 2.2 \times 19.8 \times 0.02 / 2.54 = 117 \text{ lb-pulg.}$

Torque producido por el chorro $248 \times 2.2 / 2.54 = 215$

Torque total = 444.5 lb-pulg.

La varilla III estará sometida a una tensión de:

$$\frac{444.5 \times 2.54}{4.85} = 233$$

El brazo IV debe ~~contr~~arestar un torque de :

$$444.5 \times 2 = 889 \text{ lb-pulg.}$$

Posición 5-E.-

Acción del chorro = 350 kg.

Torque rozamiento = $350 \times 2.2 \times 0.2 \times 1.5 / 2 = 115.7 \text{ lb-pulg.}$

Torque Fricción = $350 \times 2.2 \times 19.8 \times 0.2 / 2.54 = 120 \text{ lb-pulg.}$

Torque producido por el chorro = 0

Torque total = 235.7 lb-pulg.

La varilla III estará sometida a una tensión de :

$$= \frac{235.7 \times 2.54}{4.9} = 132$$

El brazo IV debe contrarestar un torque de:

$$\frac{235.7 \times 2.54}{4.9} = 471.4 \text{ lb-pulg.}$$

De todos los cálculos anteriores se deduce que el torque máximo que debe soportar el brazo IV es de 996 lb-pulg. La varilla III estará sometida a una tensión máxima de

272 lb.

Resulta conveniente volver a chequear el eje del deflector considerando una acción combinada de flexión y torsión.

Momento flector anteriormente hallado = 398 lb-pulg.

Torque máximo = 996 lb-pulg.

El diámetro del eje del deflector será:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16}{N \cdot 0.75 \times 8000} \sqrt{(1.5 \times 398)^2 + (996)^2}}$$

$$D = 0.993 \text{ pulg.}$$

Habiendo asumido un diámetro de 1 1/2 pulg. estamos en el lado de mayor seguridad.

Consideremos ahora el ajuste entre el deflector y su eje.

La interferencia considerando un ajuste N° 6 será:

$$i = 0.00025 \times 3/4 = 0.000188$$

El esfuerzo a la tensión en el cubo del deflector será:

$$S = \frac{0.000188}{\left(\frac{0.33}{30.2 \times 10^6} + \frac{1}{10^7} \right) \cdot 0.75} = 2270$$

El esfuerzo de compresión en el eje del deflector será:

$$S_c = 0.33 \times 2270 = 750 \text{ psi.}$$

Estos dos esfuerzos están muy por debajo de los límites elásticos a la tensión y a la compresión del hierro fundido y del acero respectivamente.

Pasemos ahora a considerar el diseño de la chaveta del deflector.

El esfuerzo al aplastamiento en la chaveta es:

$$S_{bd} = 6200 / 2.5 \times 1.6 = 15500 \text{ psi.}$$

Este mismo esfuerzo estará dada por la relación:

$$15500 = 1000 / L \times 0.375 (0.25 \times 1.5 - 0.056L)$$

resolviendo esta ecuación se halla para $L = 0.515$ pulg.

Tomando el caso en que $L = 0.75$ pulg. el esfuerzo de corte en la chaveta es:

$$S_d = 1000/0.75 \times 0.375 (0.5 \times 1.5 - 0.11 \times 0.75) = 5330 \text{ psi.}$$

que es un poco elevado ya que el límite elástico al corte del hierro fundido es de 6200 psi.
asumiendo una longitud de 1 1/2 pulg.

$$S_d = 1000/1.5 \times 0.375 (0.5 \times 1.5 - 0.11 \times 0.75) = 2660 \text{ psi.}$$

esta chaveta se encuentra dentro de los límites recomendados.

$$2.25 \times 1.5 = 3.48 \text{ pulg.}$$

Esta chaveta fallará primeramente por corte.

El órgano de sujeción del deflector será construido de planchas de acero soldadas de los espesores indicados en la lámina N° 3

Pasemos a diseñar el filete de soldadura del brazo de sujeción con la plancha que se sujetará al pitón por medio de los pernos antes chequeados. En este diseño se considerará únicamente los filetes efectuados a los lados de la plancha vertical de 1/2 pulg.

El esfuerzo máximo a que están sometidos los filetes verticales está dado por la siguiente expresión:

$$S_{\max} = \frac{4.24 Fa}{b L^2}$$

donde:

F = carga que soporta la soldadura.

a = distancia de la carga al filete

b = ancho del filete

L = longitud del filete.

Sustituyendo valores: y asumiendo que $S_{\max} = 8000$ psi. se tiene:

$$8000 = \frac{4.24 \times 1080 \times \cos 25^\circ \times 9}{b \times (37/8)^2}$$

Efectuando operaciones se llega aun valor de

$$b = 0.214 \text{ pulg.}$$

Se considerará un filete de 0.25 pulg. En realidad no solamente se ejecutarán los filetes antes mencionados sino que se añadirán filetes de 1/8 pulg. en las caras exteriores de las planchas horizontales.

Acontinuación se chequearán los esfuerzos a que esta sometido el brazo del órgano de sujeción a las secciones 1, 2, 3 y 4.

Sección 1.-

$$M = 7 \times 1060 \times 0.905 = 7 \times 960 = 6730 \text{ lb-pulg.}$$

$$Z = \frac{2 \times (4.6875)^3 - 1.5 \times (3.9375)^3}{6 \times 4.6875} = 4 \text{ pulg.}^3$$

$$S_1 = 6730/4 = 1680 \text{ psi.}$$

$$\text{Area de la sección} = 3.845 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Carga axial} = 1060 \text{ sen } 25^\circ = 447.5 \text{ lb.}$$

$$S_2 = 447.5/3.845 = 116 \text{ psi.}$$

$$\text{Esfuerzo total} = 1680 + 116 = 1796 \text{ psi.}$$

Sección 2.-

$$Z = \frac{2(4.8125)^3 - 1.5(3.437)^3}{6 \times 4.8125} = 3.88 \text{ pulg}^3$$

$$S_1 = 960 \times 5/3.88 = 1236$$

Area de la sección = 3.22 pulg²

$$S_2 = 447.5/3.22 = 139 \text{ psi.}$$

Esfuerzo total = 1236 + 139 = 1375 psi.

Sección 3.-

$$Z = \frac{2 \times (3.75)^3 - 1.5 (3)^3}{6 \times 3.75} = 2.86 \text{ pulg}^3$$

$$S_1 = 3 \times 960/2.86 = 1010 \text{ psi.}$$

Area de la sección = 3 pulg²

$$S_2 = 447.5/3 = 149 \text{ psi.}$$

Esfuerzo total = 1010 + 149 = 1159 psi.

Sección 4.-

$$Z = \frac{2 \times (3.375)^3 - 1.5(2.625)^3}{6 \times 3.375} = 2.46$$

$$S_1 = 1.5 \times 960 / 2.46 = 585 \text{ psi.}$$

$$\text{area de la sección} = 2.8215 \text{ pulg}^2$$

$$S_2 = 447.5 / 2.8125 = 159 \text{ psi.}$$

$$\text{esfuerzo total} = 585 + 159 = 744 \text{ psi.}$$

Los esfuerzos encontrados anteriormente se hallan dentro del límite que es de 34000 psi.

El trabajo máximo que debe efectuar el regulador será de:

$$W = T \times \theta = \frac{996 \times \tilde{I} \times 40}{180} = 695 \text{ lb-pulg.}$$

La barra $\tilde{I} \tilde{I} \tilde{I}$ debe soportar una tensión máxima de 272 lb. Asumiendo que la parte de menor diámetro tenga un valor de 1/2 pulg. se tendrá:

$$\text{Area de raíz de la rosca} = 0.126 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Esfuerzo que soportará la barra } \tilde{I} \tilde{I} \tilde{I} = 272 / 0.126 = 2160 \text{ psi.}$$

$$\text{margen de seguridad} = 34000 / 2160 = 15.75$$

que es un margen bastante amplio.

Asumiendo la parte de mayor diámetro de 1 pulg.

$$\text{Area a la tensión} = 3.14 (1-0.25) / 4 = 0.589 \text{ pulg}^2$$

Esfuerzo que soporta = $272/0.589 = 464$ psi.
con lo que es tiene un amplio margen de seguridad.
Parte de material en una longitud igual al paso.

$$L = p - 0.125p = 0.875p = 0.875/13 = 0.0673 \text{ pulg.}$$

Longitud de la circunferencia de base =

$$= 0.4 \times 3.14 = 1.255 \text{ pulg.}$$

Area sometida al corte = $1.255 \times 0.0673 = 0.0845 \text{ pulg}^2/\text{hilo}$

Si asumimos 13 hilos tendremos:

$$\text{area} = 0.0845 \times 13 = 1.1 \text{ pulg}^2$$

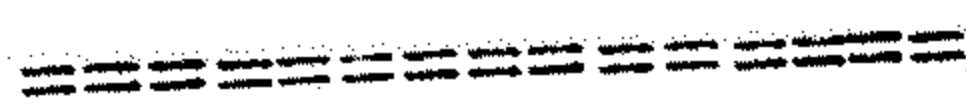
$$\text{esfuerzo} = 272/1.1 = 247 \text{ psi.}$$

que es muy inferior al esfuerzo al corte del acero, en consecuencia la longitud de la parte roscada será de 1 pulg. El mecanismo que unirá al regulador con el deflector puede disponerse tal como se indica en la lámina Nº 6.

A fin de que la caja de la turbina no soporte toda la carga debido a la acción de los chorros y del peso respectivo de la tubería, se ha escogido una disposición de ésta en la forma que indica la lámina Nº 8.

I N D I C E

CALCULO DEL ROTOR.	Pag.	1
PASO DE LAS PALETAS.....	"	10
TRANSFORMACION DE LA POTENCIA HIDRAU LICA EN POTENCIA MECANICA.	"	14
CALCULO DE LAS PALETAS.....	"	20
CALCULO DEL PITON.	"	24
CALCULO DEL DEFLECTOR.....	"	29
DISTANCIA A LA CUAL DEBE COLOCARSE EL PITON.	"	30
RENDIMIENTO TOTAL DE LA TURBINA.....	"	31
DISEÑO DEL ROTOR.....	"	34
DISEÑO DEL EJE DEL ROTOR.....	"	36
DISEÑO DE LA CHAVETA.....	"	40
DISEÑO DEL CUBO	"	44
DISEÑO DEL DISCO	"	48
DISEÑO DE LA JUNTA SOLDADA ENTRE EL DISCO Y EL CUBO	"	52
DISEÑO DE LOS PERNOS DE SUJECION DE LAS PALETAS.	"	53
CARGAS PARA EL PERNO N ^o 1.....	"	60
DISEÑO DE LAS PALETAS	"	63
DISEÑO DEL PITON	"	69
DISEÑO DEL DEFLECTOR	"	72



B I B L I O G R A F I A

Turbine hydraulique et Regulateurs
automatique de Vitessé. Tomos 1 - 2.

A. TENOT.

Escuela del Tecnico Mecanic.
Tomo 6.

EDITORIAL LABOR

Mechanical Engineers' Handbook

LIONEL MARKS.

Kent's Handbook.

Machine Designe

V.L. MALEEV.

Diesign of Machine Elements.

V.M. FAIRES.

Machines Hydrauliquez

L. BERGERON.
