B O M B A   C E N T R I F U G A

PROYECTO DE GRADO

QUE PARA OPTAR EL TITULO DE INGENIERO MECANICO-ELECTRICISTA PRESENTA EL EX-ALUMNO:

ELMER A. SAAVEDRA SOTO

PROMOCION -1951-

ESCUELA NACIONAL DE INGENIEROS

Proyecto de Bomba Centrífuga.-

PROYECTO DE BOMBA CENTRIFUGA

Condiciones de Trabajo:

Gasto.- Q = 6000 lts/min

Altura.-H = 25 mts.

Funcionamiento: con motor eléctrico asincrónico de 60 c.c.

El proyecto abarca:

.- Diseño de la rueda.-

.- Construcción de una paleta.-

.- Diseño de la espiral.-

.- Dibujo del conjunto.-

.- Cálculo general.-

o-o-o-o-o-o-o-o-o-o-o

Proyecto de Bomba Centrífuga.-

Símbolos usados.-

H .- Presión final de la bomba en metros de liquido bombeado.

H_{id}.- Presión final para un líquido sin fricción suponiendo que cada partícula sigue la dirección de las paletas.

H_{id}.- Presión final de la bomba en metros de liquido, para un líquido sin fricción.

C_o .- Velocidad absoluta del liquido a la entrada de la bomba en m/seg.

C_1 .- Velocidad absoluta del liquido en el momento de entrada a las paletas, en m/seg.

C_2 .- Velocidad absoluta en el momento de salir de las paletas, en m/seg.

C_{u2}.- Componente tangencial de la velocidad absoluta de salida.

C_{r2}.- Componente radial de la velocidad absoluta del liquido a la salida. ,en m/seg.

V_1 .- Velocidad relativa del liquido con respecto a las paletas en la entrada de las paletas en m/seg.

V_2 .- Velocidad relativa del liquido con respecto a las paletas, en la salida de las paletas, en m/seg.

U_1 .- Velocidad tangencial a la entrada de las paletas en m/seg.

$U2$.- Velocidad tangencial a la salida de las paletas en m/seg,

θ .- Angulo entre el comienzo de la paleta y un punto cualquiera.

α_1 .- Angulo entre las velocidades C_1 y U_1.-

α_2.- Angulo entre las velocidades C_2 y U_2 .-

β_1.- Angulo entre la velocidad V_1 y la dirección opuesta a la velocidad U_1, que es igual al ángulo entre el borde de la paleta y una tangente al círculo.

///

Proyecto de Bomba Centrífuga.-

β_2 .- Angulo entre la velocidad V_2 y la dirección opuesta a la velocidad U_2.-

K .- Coeficiente de disminución de la presión por no ser dirigidas todas las partículas del líquido.

R_o .- Radio del canal de entrada.

R_1 .- Radio de entrada.

R_2 .- Radio de salida.

R_x .- Radio de un punto cualquiera entre la entrada y la salida.

b_1 .- Ancho de la paleta a la entrada.

b_2 .- Ancho de la paleta a la salida.

z .- Número de paletas.

t .- Espesor de la paleta.

o-o-o-o-o-o-o-o-o-o

Empezaremos por el Cálculo de la Potencia.-

Emplearemos la siguiente Fórmula:

$$P = \frac{1000 \times Q \times H}{75 \cdot \eta_h \cdot \eta_m}$$

De donde el producto $\eta_h \cdot \eta_m$ = 80% (Rendimiento Total)

Supondremos η_h = 89% (Rendimiento Hidráulico)

η_m = 90% (Rendimiento mecánico)

Reemplazando en la fórmula tendremos:

$$P = \frac{1000 \times 0.1 \times 25}{75 \times 0.89 \times 0.90}$$

$$P = 41.7 \text{ C.V.}$$

Sabiendo que 1 HP = 1.014 C.V.

$$P = 41.7/1.014 = 41.4 \text{ HP.}$$

Tendremos por consiguiente elegir un motor de 45 H.P. y con 1700 r.p.m. y 60 c.c.

Cálculo del diámetro del eje.-

Antes de cálcular las dimensiones de la rueda es preciso determinar aproximadamente el tamaño del eje. Teniendo cuidado del esfuerzo producido por el torque principalmente y por el momento flector y teniendo un margen de seguridad para la velocidad crítica.

Cálculo del eje por la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \times 71620 \times HP}{T_t \times n}}$$

Los ejes comerciales son hechos con acero similar al S.A.E. 1015 el valor de T_t lo elegiremos pues 350 Kg/cm^2 con un coeficiente de seguridad como 4.-

Reemplazando:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 \times 71620 \times 45}{350 \times 1700}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16050000}{595000}}$$

$$d = \sqrt[3]{27}$$

$$d = 30 \text{ mm.}$$

Incrementaremos este diámetro cuidando el Momento flector.

$$d = 35 \text{ mm.}$$

Diámetro del cubo será:

$$D_n = 35 + 25 = 60 \text{ mm.}$$

Diseñaremos una bomba con una sola entrada.

El diámetro de entrada lo calculamos de la forma siguiente:

Suponiendo una pérdida de intersticio del 2%.-

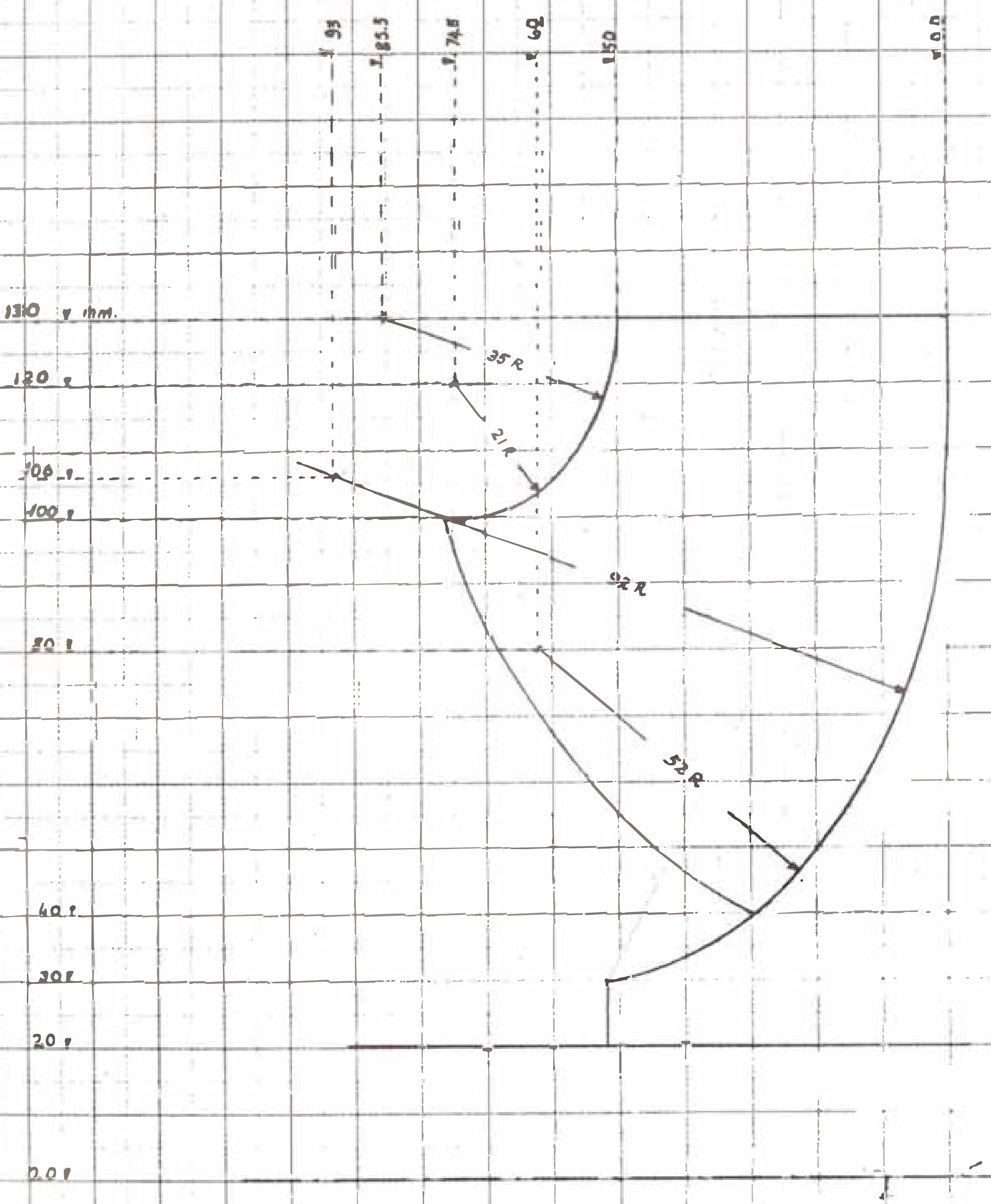
$$1.02\ Q = \pi\ (R_o^2 - R_n^2)\ C_o$$

C_o = Velocidad de entrada que puede variar de 2-4 m/seg.

Elegiremos C_o = 3.3 m/seg.

$$R_o^2 = \frac{1.02 \times 0.1}{3.3 \cdot \pi} + 0.030^2$$

$$R_o^2 = 0.0098 + 0.0009$$


r 93
r 85.5
r 74.5
r 60
150
r O.D
130 r mm.
120 r
108 r
100 r
80 r
40 r
30 r
20 r
0.0 r
35 R
21 R
92 R
52 R

$$R_o^2 = 0.0107$$

$$R_o \doteq 0.103 \text{ m.} = 100 \text{ mm.}$$

Hemos elegido $D_1/D_2 = 0.5$ y eligiendo un ángulo $\beta_2 = 25°$ y suponiendo un número de paletas $z = 7$ se obtiene de los diagramas un valor muy aproximado para $K = 1.35$

Aplicaremos la ecuación fundamental:

$$H = \frac{\eta_h \times U_2 \times C_{u2}}{K \times g.}$$

Donde K es un coeficiente de disminución de la presión por no ser dirigidas todas las partículas del líquido.

$$H_{id} = K. H_i$$

H_{id} = Es la presión final para un líquido sin fricción suponiendo que cada partícula sigue la dirección de la paleta.

H_i = Es la presión de la bomba en metros de liquido para un líquido sin fricción.

$$H_{id} = \frac{U_2.C_2. \ \text{Cos}\,\alpha_2 \ - \ U_1.C_1.\text{Cos}\,\alpha_1}{g}$$

Ordinariamente en las Bombas Centrífugas el ángulo $\alpha_1 = 90°$ De modo que se anula el segundo término del numerador de ésta ecuación y además es más ventajoso valerse del valor.

$$C_2. \text{Cos}\,\alpha_2 = C_{u2}$$

Así obtenemos:

$$H_{id} \quad \frac{U_2 . C_{u2}}{g}$$

Esta altura teórica de elevación se obtiene en una bomba que tuviera un número infinito de paletas, para un fluído ideal. Pero en la práctica los rodetes están provistos de un número limitado de paletas y trabajan con líquidos que presentan bastante rozamiento interior. Para tener en cuenta dicha falta de uniformidad de la vena líquida; se introduce un coeficiente de reducción K que depende de la forma y número de álabes y de la relación R_1 / R_2.-

Así pues con un número finito de paletas la forma de la corriente varía considerablemente. A consecuencia de la trasmisión de trabajo la presión h ha de ser mayor en la cara delantera de la paleta que en la cara posterior; de la relación.-

$$h + \frac{v^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g} \qquad \text{Constante.}$$

Deducimos que a lo largo de un circulo paralelo con "U" invariable, la velocidad relativa ha de aumentar cuando disminuya la presión y viceversa. Así pues la velocidad "v" es mayor en la cara posterior de la paleta, que en la cara anterior; esta diferencia de velocidades produce torbellinos en el canal, de este modo la corriente se desvía en la entrada del rodete, pero principalmente en la salida. La desviación en la entrada es casi siempre pequeña y por consiguiente se puede despreciar.

Con un número finito de paletas se obtiene:

$$H_i = \frac{U_2 \cdot C'_{u2}}{g}$$

Como $C'_{u2} < C_{u2}$ resulta $H_i < H_{id}$

De acuerdo a diagramas obtenido en la práctica se deduce el valor de $K = 1.35$

Aumentando el número de paletas obtenemos un mejor valor para K y con esto una presión más alta, pero el rendimiento hidráulico sufre empeoramiento

$$\eta_h = \frac{H}{H_{id}}$$

De donde:

$$H_i = \frac{H_{id}}{K}$$

Así.

$$\eta_h = \frac{H.\ K.}{H_{id}}$$

Aplicando la ecuación fundamental y suponiendo los ángulos

$\alpha_2 = 10°$ y $\beta_2 = 25°$

REEMPLAZANDO:

$$25 = \frac{0.89 \times U_2 \times C_{u2}}{1.35 \times 9.8}$$

$$U_2 \cdot C_{u2} = \frac{1.35 \times 28 \times 9.8}{0.89}$$

$$U_2 . C_{u2} = 372.$$

Del triángulo de la velocidad de salida se tiene:

$$\frac{C_2}{\operatorname{sen}\beta_2} = \frac{U_2}{\operatorname{sen}(\alpha_2+\beta_2)}$$

$$C_2 = \frac{\operatorname{sen} 25°}{\operatorname{sen} 35°} U_2$$

$$C_2 = \frac{0.4225}{0.573} U_2$$

$$C_2 = 0.737 \times U_2$$

Luego:

$$C_{u2} = 0.737 \times \cos 10° \times U_2$$

$$C_{u2} = 0.737 \times 0.985 \times U_2$$

$$C_{u2} = 0.7225 \cdot U_2$$

Reemplazando en la ecuación:

$$U_2^2 \times 0.7225 = 372$$

$$U_2^2 = \frac{372}{0.7225}$$

$$U_2 = \sqrt{515}$$

$$U_2 = 23 \text{ m /seg.}$$

Diámetro exterior de la rueda será:

$$U_2 = \frac{2\pi \times R_2 \cdot n}{60}$$

$$D_2 = \frac{60 \times 23}{\pi \times 1700}$$

$$D_2 = 258 \text{ mm.}$$

Podemos elegir:

$$D_2 = 260 \text{ mm.}$$

$$D_1 = 260 \times 0.5 = 130 \text{ mm.}$$

Luego el ángulo para la entrada será:

$$U_1 = \frac{2 \pi \times R_1 \times n.}{60}$$

$$U_1 = \frac{2 \times 3.14 \times 0.65 \times 1700}{60}$$

$$U_1 = 11.6 \text{ m/seg.}$$

Hacemos $C_o = C_1 = 3.3$ m/seg.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{3.3}{11.6} = 0.285$$

$$\beta_1 = 15^\circ \; 54'$$

Este ángulo será incrementado para compensar la contracción del flujo y la pre-rotación.

La componente tangencial C_{u2} de la velocidad absoluta de salida C_2.-

$$C_2 = 0.737 \times 23 = 17 \text{ m/seg.}$$

$$C_{u2} = 0.7225 \times 23 = 16.6 \text{ m/seg.}$$

C

$$C_{r2} = C_2 \times \text{sen } 10°$$

$$C_{r2} = 17 \times 0.174 = 2.96 \text{ m/seg.}$$

La verdadera componente tangencial C'_{u2} es:

$$C'_{u2} = \frac{C_{u2}}{K}$$

$$C'_{u2} = \frac{16.6}{1.35} = 12.3 \text{ m/seg.}$$

La tangente verdadera del ángulo de salida será:

$$\tan \alpha'_2 = \frac{2.96}{12.3} = 0.241$$

$$\alpha'_2 = 13° \ 36'$$

CALCULO DE LA PERDIDA POR INTERSTICIO.-

La tolerancia o el claro entre el anillo y el rodete,representa una buena práctica usar una tolerancia de 0.010"; sobre el diametro D con 0.001" adicionales por cada pulgada del diametro del anillo.

Así Stepanoff estableció una fórmula para anillos cuyos diametros sean mayores de 6".-

$$S = 0.010 + (D - 6) \times 0.001$$

Donde S. y D están expresados en pulgadas.

Así consideraremos.- $D = 8.65"$

$$S = 0.010 + (8.65 - 6) \times 0.001$$

$$S = 0.010 + (2.65 \times 0.001)$$

$$S = 0.010 + 0.00265.$$

$$S = 0.01265 \quad) = \underline{0.013''}$$

El Area de tolerancia será:

$$A = \frac{\pi}{2} \times D \times S$$

$$A = 0.5 \times \quad \times \; 8.65 \times 0.013$$

$$A = 0.177 \text{ pulg.}^2 = 0.00123 \text{ pies}^2 .$$

La educación básica para calcular la pérdida por intersticio en los anillos es:

$$Q_L = C \times A \times \sqrt{2.g.H_L}$$

De donde:

C = Es el coeficiente del flujo, que depende del tipo de anillo.

A = Es el área de tolerancia en pies^2.

H_L = Es la áltura atrevés del anillo.

Stepanoff hallo que la altura através del anillo esta aproximadamente dada, por la fórmula.

$$H_L = \frac{3 \times (U_2^2 - U_1^2)}{4 \times 2g}$$

El valor de U_1 lo cálculamos en el máximo filo de entrada ó sea D_o - 0.20 m.

$$U_2 = 23 \text{ m/seg.} = 75.5 \text{ pies/seg.}$$

$$U_1 = 17.8 \text{ m/seg.} = 58.4 \text{ pies/seg.}$$

$$H_L = 0.75 \times \frac{75.5^2 - 58.4^2}{2 \times 32.2}$$

$$H_L - 0.75x \frac{5700}{64.4} = 3400$$

$$H_L = 26.8 \text{ pies.}$$

El coeficiente de flujo correspondiente a una velocidad de 1700 rom. y una tolerancia de 0.013 será C = 0.51

$$Q_L = 0.51 \times 0.0013 \times \sqrt{2 \times 32{,}2 \times 26.8}$$

$$Q_L = 0.000662 \times \sqrt{1725}$$

$$Q_L = 0.0275 \text{ pies}^3/\text{seg.}$$

Sabemos que Q = 6,000 lts/min. = 3.55 pies^3/ seg.

El porcentaje de pérdida será:

$$\frac{Q_L}{Q} = \frac{0.0275}{3.55} \times 100 = 0.775 \%$$

Como podemos pareciar la perdida por intersticio considerable de 2% es suficiente.-

Cálcularemos aproximadamente el ancho para la entrada y para la salida.

$$b_1 = \frac{1.02 \times 0.1}{\pi \times 0.13 \times 3.3.}$$

$$b_1 = 76\text{mm. aporx.}$$

$$b_2 = \frac{Q'}{(\pi . D_2 - zt)\, C_{r2}}$$

$$\frac{1.02 \times 0.1}{(\pi \times 0.26 - 7 \times 0.007 \text{ cosec } 25°)\, 2.96}$$

$$= \frac{0.102}{0.699 \times 2.96}$$

$$b_2 = 50 \text{ mm.}$$

DISEÑO DE LA PALETA.-

De las dimensiones del rodete,poder dibujar las dimensiones de la paleta.-Para su construcción comenzamos por dividir la arista de salida en partes iguales,suponiendo que la velocidad C_{2r} es igual para todo el ancho; la entrada se divide en una forma tal que las secciones de los anillos sean iguales,con otras palabras,que:

$$A_1 x R_1 = A_2 x R_2 = A_3 x R_3$$

Obtenida la división de la paleta se trazan lineas normales i con estas lineas volvemos aplicar la ecuación anterior para cada linea normal.

Así el filo de entrada hemos cálculado:

$$A_1 . R_1 = 35 \times 49.5 = 1730$$

$$A2 . R_2 - 23.5 \times 72.5 = 1700$$

$$A_3 . R_3 = 19 \times 91 = 1730$$

Como se puede apreciar en la división del filo de entrada se ha cometido un error menor de 2%

Para verificar esta partición, se han trazado las normales A-A y B-B.

En las cuales también hemos comprobado aplicando el mismo principio.- Así hemos obtenido para la normal A-A.-

$A_1' \cdot R_1' = 25.5 \times 71 - 1810$

$A_2' \cdot R_2' = 21.5 \times 85 = 1830$

$A_3' \cdot R_3' = 18.5 \times 99.5 = 1840$

El error que cometemos es menor del 2%

Linea normal B-B-.-

$A_1'' \cdot R_1'' \quad 18,5 \times 108 = 2000$

$A_2'' \cdot R_2'' = 18.0 \times 111 - 2000$

$A_3'' \; R_3'' = 17.5 \times 116 - 2030$

El error cometido es menor de 2%.

Cada una de estas líneas en que hemos dividido la paleta las nominamos con los números 000; 1-1-; 2-2; 3-3.-

Cálculamos los ángulos en los puntos 0,1,2 y 3 en el filo de entrada. Para estos diversos puntos tenemos radios diferentes y por tanto las velocidades tagenciales serán distintas.

Estas velocidades tagenciales conbinadas con la misma velocidad C_{r1} de entrada, en los triángulos de velocidades, nos dan los diversos ángulos. y Así obtenemos el siguiente cuadro.

El máximo ángulo de entrada es igual aproximadamente al ángulo de salida, pues esto mantendrá un flujo uniforme y evitara la turbulencia.

A partir del filo de salida y considerando los puntos 0,1,2 y 3 fijos vamos marcando en los filetes respec-

Pto.	D_1	U_1	C_{r1}	$\tan\beta_1 = \frac{C_{r1}}{U_1}$	β_1
0	0.080	7.12	3.3	0.464	24.9°
1	0.124	11.05	3.3	0.299	16.7°
2	0.164	14.60	3.3	0.226	12.7°
3	0.200	17.80	3.3	0.185	10.5°

tivos los puntos a,b,c, etc. puntos igualmente espaciados en una escala recta, que en nuestro caso lo trazaremos cada 10 mm..-

Luego llevamos sobre un eje horizantal las distancias medidas a lo largo de cada filete, y sobre el eje vertical los ángulos a la entrada y el valor del ángulo en la salida.

Sobre este diagrama buscamos los puntos correspondientes al filo de entrada y su ángulo y estos puntos se unen con el ángulo de salida, por medio de líneas ligeramente curvas.

Luego aplicando la siguiente fórmula; obtendremos las curvas correspondientes para cada filete.

$$\emptyset = \frac{180°}{\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dR}{R.\ \tan}$$

Esta formula podemos modificarla a la fora.

$$\emptyset = \frac{180}{\pi} \sum_{o}^{x} \frac{\Delta x}{R.\ \tan}$$

0 - 0

Ponto	Δx	R	$\tan\beta$	β	$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\frac{\Delta x}{R.\tan\beta}$	$\Delta\theta^\circ$	θ°_{rot}
0		130	0.466	25°	0.0165				0°
	10					0.0172	0.172	9.9°	
a		120	0.466	"	0.0179				9.9
	10					0.0187	0.187	10.7°	
b		110	0.466	"	0.0195				20.6
	10					0.0205	0.205	11.7°	
c		100	0.466	"	0.0214				32.3
	10					0.0225	0.225	12.9°	
d		91	0.466	"	0.0236				45.2
	10					0.0251	0.251	14.4	
e		80.5	0.466	"	0.0266				59.6
	10					0.0284	0.284	16.3	
f		71	0.466	"	0.0302				75.9
	10					0.0326	0.326	18.7	
g		61.5	0.466		0.0350				94.6
	10					0.0380	0.380	21.8	
h		52.5	0.466	"	0.0409				116.4
	10					0.0450	0.450	25.8	
i		44	0.466	"	0.0490				142.2
	6					0.0513	0.308	17.6	
6		40	0.466	"	0.0536				159.8

1 - 1

Pnto	Δx	R	$\tan\beta$	β	$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\frac{\Delta x}{R.\tan\beta}$	$\Delta\theta^\circ$	θ°_{rot}
1		130	0.466	25°	0.0165				0°
	10					0.0174	0.174	10°	
		120	0.458	24.6	0.0182				10
	10					0.0194	0.194	11.1	
b		110	0.441	23.8	0.0206				21.1
	10					0.0222	0.222	12.7	
		100	0.421	22.8	0.0238				33.8
	10					0.0252	0.252	13.5	
d		91	0.398	21.7	0.0265				47.3
	10					0.0300	0.300	17.2	
		82	0.376	20.6	0.0324				64.5
	10					0.0356	0.356	20.4	
f		74	0.352	19.4	0.0387				84.9
	10					0.0425	0.425	24.4	
		67	0.325	18.0	0.0463				109.3
	9					0.0500	0.450	25.8	
i		62	0.300	16.7	0.0537				135.1

2 - 2

Pto.	Δx	R	$\tan\beta$		$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\overline{\frac{1}{R.\tan\beta}}$	$\frac{\Delta x}{R.\tan\beta}$	$\Delta\theta^\circ$	θ°_{TOT}
2		130	0.466	25°	0.0165				0°
	10					0.0176	0.176	10.1°	
a		120	0.445	24	0.0187				10.1
	10					0.0204	0.204	11.7	
b		110	0.412	22.4	0.0221				21.8
	10					0.0243	0.243	13.9	
c		102	0.374	20.5	0.0264				35.1
	10					0.0296	0.296	17.0	
d		93	0.329	18.2	0.0327				52.7
	10					0.0371	0.371	21.2	
e		86	0.281	15.7	0.0414				73.9
	9					0.0476	0.428	24.6	
2		82	0.227	12.8	0.0538				98.5

3 - 3

Pto	Δx	R	$\tan\beta$		$\frac{1}{R.\tan\beta}$	$\overline{\frac{1}{R.\tan\beta}}$	$\frac{\Delta x}{R.\tan\beta}$	$\Delta\theta^\circ$	θ_{TOT}
3		130	0.466	25°	0.0165				0°
	10					0.0182	0.182	10.4°	
a		120	0.421	22.8	0.0198				10.4
	10					0.0225	0.225	12.9	
b		111	0.358	19.7	0.0252				23.3
	10					0.0300	0.300	17.2	
c		103	0.279	15.6	0.0348				40.5
	9					0.0444	0.400	22.9	
3		100	0.185	10.5	0.0540				63.4

CALCULO DE LA ESPIRAL.-

La forma basica de la sección de la espiral es trapezoidal con paredes a 30° de inclinación. El máximo ángulo total entre los lados es usualmente 60°; si este ángulo lo hacemos mayor el agua no seguira la dirección de las paredes y se producira turbulencia y disminución de la eficiencia.

Recordaremos también que estos cálculos son basados con liquidos y flujo sin fricción. Luego las velocidades reales serán más bajas y las areas de las secciones serán incrementadas y pueden ser mucho más que la corrección la forma de sección.

A fín de evitar perdida por choque el ángagulo de la lengua debe ser hecho con el mismo ángulo, que forma la velocidad absoluta del agua dejando el impulsor sea el ángulo α_2'

Elegiremos un ancho $b_2' = 73$ mm. en el diametro $D_2 = 260$ mm.
El ancho de la evoluta en un punto cualquiera puede calcularse por la siguiente ecuación.-

$$X \quad b' \quad b_2' + 2x.\tan \frac{\theta}{2}$$

ó sea:

$$b' = 7.3 + 2x.\tan 30°$$

Donde el valor de "x" es la distancia entre radio R y el radio exterior del impulsor R_2.-

El agua en la aspiral seguirá muy aproximadamente el flujp espiral; $R.V_u = C$ una constante, donde C es determinado por la relación $R_2.\ V_{u2}' = C$ para una etapa dada.

Se puede asumir que el flujo del impulsor es uniforme sobre su periferia,así que el flujo que pasa una sección de la espiral es ϕ / 360 del total, donde ϕ es el ángulo en grados medido de la lengua teorica de la espiral.-

Para determinar el área de la sección de la espiral en algún punto, el problema consiste en hallar el area de la sección por la cual pasará el volumén $Q.\phi/360$ con una velocidad $V = C/R$. Notaremos que el valor que Q usado en esta fórmula no incluye las perdidas por el intersticio.

Así la fricción es despreciada; y el flujo através de la sección diferencial será:

$$dQ_{\phi} = dA.\ V_u = b'.\ dR.\ V_u$$

Pero $V_u = C/R$ luego $dQ_{\phi} = b'.\ dR.\ C/R$

y el flujo total que pasa através de la sección llega a ser:

$$Q_{\phi} = \int_{R2}^{R_{\phi}} dQ = C \int_{R2}^{R_{\phi}} \frac{b.dR}{R.}$$

Donde R_{ϕ} es el radio exterior de la sección a $\phi°$ de la lengua teorica. Sustituyendo por Q_{ϕ} resulta.-

$$\phi° = \frac{360.C}{Q} \int_{R_2}^{R_{\phi}} b\ \frac{dR}{R} = \frac{360.R_2.\ V'_{u2}}{Q} \int_{R_2}^{R_{\phi}} b \times \frac{dR}{R}$$

Podemos pues empezar los cálculos y los iremos tabulando de acuerdo el cuadro siguiente :

Proyecto de Bombe Céntrifuge.-

R cm	ΔR cm	R_{ave} cm.	b_{ave} cm.	$\frac{b.\Delta R}{R}$ cm	Δφ	φ	$\Delta A = b\Delta R$ cm^2	Aφ cm^2	Qφ m^3/seg	V m/seg	1.1 Aφ	v'
13			7.10			0°		0				
	1	13.50	7.88	0.584	33.6°	16.8	7.88					
14						33.6		7.88	0.00934	11.64	8.67	10.8
	1	14.50	9.03	0.622	35.8°	51.5	9.03					
15						69.4		16.91	0.01925	11.40	18.10	10.6
	1	15.50	10.19	0.658	37.9°	88.4	10.20					
16						107.3		27.1	0.0298	11.00	29.80	10.0
	1	16.50	11.34	0.688	39.6°	127.1	11.34					
17						146.9		38.44	0.0408	10.60	42.30	9.65
	1	17.50	12.49	0.715	41.2°	167.5	12.49					
18						188.1		50.93	0.0523	10.30	56.00	9.34
	1	18.50	13.65	0.738	42.5°	209.4	13.65					
19						230.6		64.57	0.0640	9.90	71.10	9.00
	1	19.50	14.80	0.760	43.8°	252.5	14.80					
20				[illegible]		274.4		79.58	0.0760	9.57	87.10	8.72
	1	20.50	15.96	0.780	45.0°	296.9	15.96					
21						319.4		95.34	0.0886	9.30	105.00	8.44
	1	21.50	17.11	0.795	45.8°	342.3	17.11					
22						365.2		112.45	0.1015	9.04	124.00	9.20

En la primera columna de la tabla se han colocado los radios empezando por el radio exterior del impulsor y asumiendo radios mayores. Con estos formamos anillos que tienen áreas b'. (ΔR) el ancho b' lo obtendremos así:

$$b' = 7.3 + 2 \; (13.5 - 13) \; \tan 30^\circ$$

$$b' = 7.3 + 2 \times 0.5 \times 0.577$$

$$b' = 7.3 + 0.577 = 7.88 \text{ cm.}$$

Los valores de $\frac{b.\Delta R}{R'}$ se calculán y luego se multiplican.

por el término que esta delante de la integral o sea:

$$\frac{360.\ R_2 \quad V'_{u2}}{Q} = \frac{360 \times 0.13 \times 12.3}{0.1} = 57.6$$

Para obtener los incrementos de los ángulos $\Delta\emptyset^\circ$. Estos son integrados por sucesivas sumas en la siguiente columna.

La velocidad del flujo a través de estas secciones es encontrado dividiendo el flujo que pasa por la sección , $\frac{Q\,\emptyset}{360}$; por el área total de la sección $A_\emptyset$. Estas velocidades se reduciran en 10 % para incrementar el Area y evitar una excesiva perdida por fricción.

La evoluta se considera que empieza eligiendo una linea de base, pero realmente empieza la lengua de la evoluta a un radio R_t el cual es 5 a 10% mayor que el radio R_2 del impulsor para evitar turbulencia y ruido que produce la velocidad del agua dejando el impulsor.

El punto cero de la voluta en el cual los ángulos serán medidos, se puede hallar y asumiendo que el flujo sigue a una espiral logaritmica, y cuya ecuación será.-

$$R = R_2 \cdot e^{\tan\alpha'_2 \phi}$$

$R = R_t$ radio para la lengua de la espiral:

$$\phi^\circ_t = \frac{132. \ \log 10 \ R_t / R_2}{\tan\alpha'_2}$$

El radio de lengua de la espiral será:

$1.05 \times 13 = 13.65$ cm.

$1.10 \times 13 = 13.3$ cm.

Elegiremos como $R_t = 14$ cm. y $R_t/R_2 = 14/13 = 1.08$

Remplazando en la ecuación anterior.

$$\phi^\circ_t = \frac{132. \ \log 10 \ 1.08}{\tan 14^\circ}$$

$$\phi^\circ_t = \frac{132 \times 0.0334}{0.25}$$

$$\phi^\circ_t = 18^\circ$$

Es deseable que que el agua salga de la boma con una velocidad de 25 pies/seg. o menos ó sea

La velocidad con que el agua deja la evoluta es de 8.20 m/seg.

Considerando que el diametro D_d de la boca de impulsión es de 0.175 m. la velocidad C_d será:

$$\frac{\pi \times 0.175^2}{4} \cdot C_d = Q$$

$$0.785 \times 0.175^2 \times C_d = 0.1$$

$$C_d = \frac{0.1}{0.785 \times 0.175^2}$$

$$= \frac{0.1}{0.785 \times 0.0306}$$

$$= \frac{0.1}{0.0241}$$

$$C_d = 4.15 \text{ m/seg.}$$

Que represente una velocidad baja de aproximadamente 14 pies por segundo. Lo cual es muy aceptable ya que esta velocidad puede tener un valor de 12 pies/seg. como un mínimo.

Pro ecto de Boma Céntrifu a.-

Calculo del eje a la torsion y flexion:

Para hacer el ánalisis de la Fatiga máxima producida en el eje es necesario considerar:

1o.-Las fatigas cortantes debidas al momento torsor "M_t"

2o.-Las fatigas normales debidas al momento Flector "M"

La fatiga máxima por torsión se presenta en la circunferencia del eje y tiene por valor:

$$\tau_{max} = \frac{16 \times M_t}{\pi \times d^3}$$

La fatiga normal máxima debida a la flexión acontece en las libras más alejadas de la línea neutra de la sección empotrada puesto que para ella el Momento Flector Máximo y tiene por valor:

$$\sigma_{x\,max} = \frac{M}{Z} \qquad Z = \frac{I_z}{c}$$

Cálcularemos el Momento Torsor aplicando la siguiente ecuación:

$$M_t \times \frac{2 \times \pi \times n}{60} = H \times 75 \times 100$$

Donde ; H = Potencia en C.V. en este caso 45 HP = 45.6 C/. V.

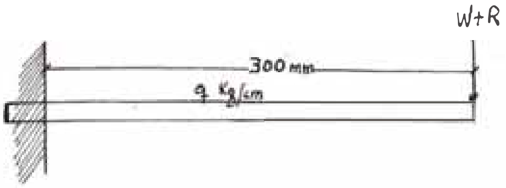
Reemplazando en la ecuación anterior:

$$M_t \times \frac{3.14 \times 1700}{30} = 45.6 \times 75 \times 100$$

$$M_t = \frac{45.6 \times 75 \times 100 \times 30}{3.14 \times 1700}$$

$$M_t = 1925 \text{ Kg- cm.}$$

Cálculo del Momento Flexor.-



Considerando una flecha de 0.033 cm, que puede producirse para que rozen el anillo y el rodete.

Esta flecha se debera a 3 cargas. al peso propio del eje (carga uniformemente repartida y dos cargas que consideraremos concentradas,una el peso de la rueda y y una carga adicional W que ayidará a producir la flecha.

Luego la flecha total será la suma de las flechas producidas por cada carga.

$$f = \frac{q \cdot l^4}{8\ E.\ I_z} + \frac{R.l^3}{3.E.I_z} + \frac{W\ .\ l^3}{3.E.I_z}$$

Calcularemos primeramente el peso del eje, suponiendoló como una viga empotrada en voladizo.- de un diametro de 35 mm.

Peso del eje será $= 0.785 \times 3.5^2 \times 30 \times 0.0078 = 2.25$ Kg.

$$q = 2.25/30 = 0.075 \text{ Kg/cm.lineal}$$

Remplazando valores en la ecuación de la fecha tenemos:

$$0.033 = \frac{0.075 \times 30^4}{8.E.I_z} + \frac{17 \times 30^3}{3.E.I_z} + \frac{W \times 30^3}{3.E.I_z}$$

$$E.I_z = 2 \times 10^6 \times 0.785 \times 1.75^2 = 147.00000$$

$$147 \times 33 = \frac{607}{8} + \frac{4590}{3} + \frac{270}{3} W$$

$$4850 = 76 + 1530 + 90W$$

$$W = \frac{3244}{90} = 36{,}0 \text{ Kg.}$$

El Momento Flector Será:

$$M = \frac{ql^2}{2} + (W + R) .1$$

$$M = \frac{0.075 \times 30^2}{2} + (36.0 + 17)\ 30$$

$$M_{max} = 33.75 + 1590$$

$$M_{max} = 1624 \text{ Kg-cm.}$$

Remplazando en la fórmula de la Fatiga Máxima a la torsion:

$$\tau_{max} = \frac{16 \times M_t}{3.14 \times d^3}$$

$$\tau_{max} = \frac{16 \times 1925}{3.14 \times 3.5^3}$$

$$\tau_{max} = \frac{30800}{135}$$

$$\tau_{max} = 228 \text{ Kg./cm}^2$$

Reemplazando en la Formula de la Fatiga máxima a la Flexión:

$$\sigma_{max} = \frac{32.M}{3.14x\ d^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{32 \times 1624}{3.14 \times 3.5^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{52000}{135}$$

$$\sigma_{max} = 385 \text{ Kg/cm}^2$$

Las fatigas combinadas máximas y minimas tendrán por valores:

$$\sigma_{max_c} = \frac{\sigma_x}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{max_c} = \frac{385}{2} + 0.5\sqrt{385^2 + 4 \times 228^2}$$

$$\sigma_{max_c} = 193 + 0.5\sqrt{356186}$$

$$\sigma_{max_c} = 193 + 0.5 \times 597$$

$$\sigma_{max_c} = 193 + 299$$

$$\sigma_{max_c} = 492 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo mínimo combinado será:

$$\sigma_{min_c} = \frac{\sigma_x}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}$$

$$\sigma_{min_c} = \frac{385}{2} - 0.5\sqrt{385^2 + 4 \times 228^2}$$

$$\sigma_{min_c} = 193 - 0.5 \times 597$$

$$\sigma_{min_c} = 193 - 299$$

$$\sigma_{min_c} = -106 \text{ kg/cm}^2$$

La fatiga Máxima cortante para el elemento considerado:

$$\tau_{max_c} = \frac{\sigma_{max_c} - \sigma_{min_c}}{2}$$

$$\tau_{max_c} = \frac{492 + 106}{2}$$

$$\tau_{max_c} = 299 \text{ Kg/ cm}^2$$

Luego el diametro del eje se puede cálcular aplicando la siguiente fórmula.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_{max_c}} \sqrt{M^2 + M_t^2}}$$

$$\sqrt{M^2 + M_t^2} = \sqrt{1624^2 + 1925^2} = 2520$$

Remplazando valores

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2520}{3.14 \times 299}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{40300}{940}} = \sqrt[3]{43}$$

$$d = 3.51 \text{ cm.}$$

Para mayor seguridad hemos elegido <u>d = 4 cm</u>.

.- .- .- .- .-.

CALCULO DEL NUMERO CRITICO DE REVOLUCIONES.-

En la práctica prodedemos de la siguiente manera: Tomamos el eje a partir de su diametro cálculado por torsión, y Calculamos en el una fuerza "P" que origine en el mismo una flexión transversal de flecha f = 1 cm. Así tambien se incluiran el peso "G" de las piezas que girán.

Siendo "G" kg. el peso del rodete, "e" cm. su excentridad y "f" cm. el valor de la flexión del árbol de 1 cm. tendremos: Energia : $C = m.r\omega^2 = \frac{G}{g}(e+f)\omega^2$

$$C = P.f$$

Reemplazando en la primera ecuación.

$$P.f = \frac{G}{g}.(e + f)\omega^2$$

Despejando la flecha:

$$f = \frac{e}{\frac{P.g}{G\,\omega^2} - 1}$$

Cuando $\frac{P}{G}\frac{g}{\omega^2} = 1$ resulta $f = \infty$ y por consiguiente se rompera el eje .- Cuando esto se verifique se tendrá:

$$\omega^2 = \frac{P.g}{G} \quad ; \quad = \sqrt{\frac{P.g}{G}}$$

Valor que se designará por velocidad angular crítica.

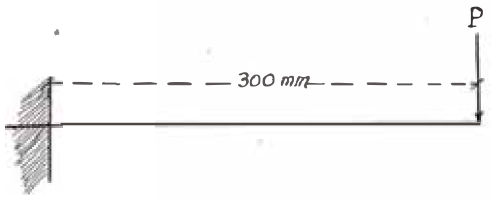
$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \qquad ; \; g = 981 \text{ cm /seg}^2$$

El número crítico de revoluciones será:

$$N_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{P.g}{G}}$$

$$N_k = 300 \sqrt{\frac{P}{G}}$$

Como primer paso a cálcular la velocidad critica procederemos de la siguiente manera. Consideraremos el diametro del eje de 40 mm. y hallaremos una fuerza P que produzca en el una flecha de 10 mm.



Cálcularemos primero el peso del eje.- $= 0.785 \times 4^2 \times 30 \times 0.0078$

$= 3$ Kg.

La flecha producida por la fuerza P. tiene por valor:

$$F = \frac{P.L^3}{3.E.I_z}$$

Reemplazando los valores.

$$3 \times 2 \times 10^6 \times 0.785 \times 2^4 = P \times 30^3$$

$$P = \frac{3 \times 25100000}{27000}$$

$$P = \frac{75300}{27}$$

$$P. = 2790 \text{ Kg.}$$

El peso "g" de las partes que giran incluyendo el peso del eje consideraremos como $G = 20$ kg.

$$N_k = 300 \sqrt{\frac{2790}{20}}$$

$$N_k = 300 \sqrt{139.5} = 300 \times 11.82$$

$$N_k = 3540 \text{ r.pm.}$$

Como se deduce la velocidad critica esta muy por encima de la velocidad de trabajo de la bomba.

Esta velocidad ha sido cálculado a partir de un principio práctico, pero podemos aplicar el principio de las energías para comprobar lo anteriormente cálculado.

Así todo cuerpo en vibración contiene energía. Cuando los puntos del cuerpo estan en descanso su desplazamineto es un máximo y toda la enegía es potencial o sea 1/2 W.y. donde W es el peso de los puntos é "y" es el desplazamiento. Cuando los desplazamientos son cero, la energía es enteramente Cinetica, luego el movimientoa la frecuencia natural es un movimiento armonico simple e igual a $1/2\ W/g\ y^2 . \omega^2$ donde "ω" es la velocidad ángular en radianes por segùndo.

Luego la energía total del sistema permanece constante despreciando perdidas. Así la máxima enegía potencial y Cinetica pueden ser igualadas a determinadas frecuencias.

Si el eje tiene un número de pesos W_1; W_2 etc. y sus desplazamientos y_1; y_2 etc.

Máxima enegía Potencial $= 1/2\ W_1 . y_1 + 1/2\ W_2 . y_2 . . . .$

Máxima energía cinetica $= 1/2\ \frac{W_1}{g} \cdot y_1^2 \cdot \frac{2}{1} + 1/2\ \frac{W_2}{g} \cdot y_2^2 \cdot \frac{2}{2} + \ldots$

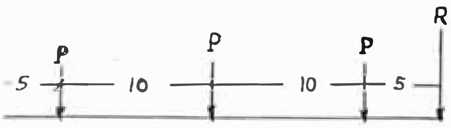
De aquí;

$$= \sqrt{\frac{W_1\ y_1 + W_2 \cdot y_2 + \ldots}{\frac{w_1}{g} \cdot y_1^2 + \frac{W_2}{g} \cdot y_2^2 + \ldots}} \quad \text{radianes/seg.}$$

Haremos el cálculo de los desplazamientos, suponiendo que el eje sele ha descompuesto en 3 fuerzas concentradas de 1 kg. cada una actuando en las distancias de 5 cm;15cm; y 25 cm. y una fuerza al extremo de 17 kg. equivalente al peso de la rueda.

Así cálculamos para cada fuerza los desplazamientos que hará en cada uno de estos puntos; I,II,III, y IV.-

Así para la fuerza de 17 Kg. = R



$$f_I = \frac{R \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_z}$$

$$f_{II} = \frac{R}{E \cdot I_z}\left(\frac{L \cdot x_2^2}{2} - \frac{x_2^3}{6}\right)$$

$$f_{III} = \frac{R}{E \cdot I_z}\left(\frac{L \cdot x_3^2}{2} - \frac{x_3^3}{6}\right)$$

$$f_{IV} = \frac{R}{E \cdot I_z}\left(\frac{L \cdot x_4}{2} - \frac{x_4}{6}\right)$$

Ahora Cálcularemos los desplazamientos para una fuerza de 1 Kg.= P (actuando en el punto II)

$$f'_I = \frac{P}{E \cdot I_z}\left(\frac{L \cdot x_2^3}{2} - \frac{x_2^3}{6}\right)$$

$$F_{II} = \frac{P.x_3^3}{3.E.I_z}$$

$$f_{III} = \frac{P.}{E.I_z}\left(\frac{x\ 2.x_3^2}{2} - \frac{x_3^3}{6}\right)$$

$$fIV = \frac{P}{E.I_z}\left(\frac{x_2\ .x_4^2}{2} - \frac{x_4^3}{6}\right)$$

Para la carga P aplicada al punto III-

$$f_I = \frac{P}{E.I_z}\left(\frac{L.\ x_3}{2} - \frac{X\ 3}{6}\right)$$

$$f_{II} = \frac{P}{E.I_z}\left(\frac{x2.\ x_3^2}{2} - \frac{x_3^3}{6}\right)$$

$$f_{III} = \frac{P.\ \ x_3^3}{3.E.I_z}$$

$$f_{IV} = \frac{P}{E.I_z}\left(\frac{x_3.x_4^2}{2} - \frac{x_4^3}{6}\right)$$

Para la carga aplicada en el punto IV

$$f_I = \frac{P}{E.I_z}\left(\frac{L.x_4^2}{2} - \frac{x_4^3}{6}\right)$$

$$f_{II} = \frac{P}{E.I_z}\left(\frac{x2.x_4^2}{2} - \frac{x_4^3}{6}\right)$$

$$f_{III} = \frac{P}{E.I_z}\left(\frac{x_3.x_4^2}{2} - \frac{x_4^3}{6}\right)$$

$$F_{IV} = \frac{P.x_4^3}{3.E.I_z}$$

Sumando las flechas para cada punto tenemos las deflexiones totales. y reemplazando valores:

$x_2 = 25$ cm. ; $x_3 = 15$ cm. y $x_4 = 5$cm. $L = 30$ cm.

$F_I = 0.0061 + 0.00027 + 0.000112 + 0.0000141 = 0.006496$

$F_{II} = 0.00458 + 0.000208 + 0.0000898 + 0.0000349 = 0.004913$

$F_{III} = 0.001905 + 0.0000896 + 0.0000449 + 0.00000665 = 0.00205$

$F_{IV} = 0.00024 + 0.0000116 + 0.00000665 + 0.00000166 = 0.00026$

$W.y = 17 \times 6496 \times 10^{-6} + 4913 \times 10^{-6} + 2050 \times 10^{-6} + 260 \times 10^{-6} =$
$= 117723 \times 10^{-6}$

$W.y^2 = 17 \times 422 \times 10^{-7} + 241 \times 10^{-7} + 42 \times 10^{-7} + 0.676 \times 10^{-7} =$
$= 7464 \times 10^{-7}$

$$\omega = \sqrt{\frac{117723 \times 981 \times 10^7}{7464 \times 10^6}}$$

$$\omega = \sqrt{155000}$$

$$\omega = 394 \text{ radianes/seg.}$$

$$N_k = \frac{30}{3.14} \times 394 = 3760 \text{ r.p.m.}$$

-.-.-.-.-.-.-.-.-

CALCULO DE RODAMIENTOS.-

Cálcularemos primeramente la fuerza Axial y Radial.-

El liquído entra exialmente y a una velocidad de V_o, el cambio de Momento o fuerza es $W.V_o$- Esta fuerza tiende a mover el impulsor de la entrada hacía atrás y actua sobre el área encerrada por los anillos de Diametro D_o y D_H

El fluido descarga del impulsor a una presión mayor que sobre la entrada; las fuerzas resultantes son balanceadas entre D_2 y D_o y ellas son iguales y opuestas en los 2 platos. Sin embargo entre Do y D_H hay una fuerza igual a.

$$(P_T - P_O). \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_H^2)$$

Que tiende a mover el impulsor hacía la suceión.

El valor $P_T - P_o$ puede ser estimado de la ecuación.-

$$P_T - P_o = \frac{3}{4} x \frac{U2^2 - U1^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma$$

γ = Flujo Total es de 100 kg/seg.

El momento de la fuerza será entonces:

$$\frac{w}{g} \cdot V_o = \frac{100 x 1.02 x 3.3}{9.81}$$

$$= \frac{102 x 3.3}{9.81}$$

$= 34.4$ Kg.

La diferencia de presión es:

$$P_T - P_O = H_L . \gamma \qquad H_L = 26.8 \text{ pies}$$

$$P_T - P_o = 26.8 \times 0.305 \times 1000$$

$$P_T - P_o = 8170 \text{ Kg/ m}^2$$

Luego la presión será:

$$(P_T - P_o) . \frac{\pi}{4} . (D_O - D_H) = 8170 \times \frac{\pi}{4} (0.04 - 0.004225)$$

$$= 8170 \times \frac{3.14}{4} \times 0.035775$$

$$\approx 6410 \times 0.035775$$

$$= 230 \text{ Kg.}$$

La fuerza neta hacía la succión será:

$$F_A = 230 - 34.4 = 195.6 \text{ Kg.}$$

CALCULO DELA FUERZA RADIAL

No existe suficiente información para calcular la magnitud de esta fuerza. pero es suficiente en muchos casos producir una flexión que haga una flecha igual al intersticio de la rueda y los anillos en este será $f = 0.033$ cm. Considerando como una viga en voladizo su flecha maxima sera.

$$f = \frac{P.L^3}{3.E.I_z}$$

$$P = \frac{f.\ 3.\ E.\ I_z}{L^3}$$

$$P = \frac{3 \times 0.033 \times 25100000}{30^3}$$

$$P = \frac{2490}{27}$$

$$P = 92.1 \text{ Kg.}$$

Luego la fuerza radial será:

$$F_R = 92.1 \text{ Kg.}$$

La carga que debe soportar un rodamiento radial siempre depende de la fuerza axial y radial.

La carga equivalente se cálcula por la ecuación

$$P = X.F_R + Y.\ F_A$$

P = Carga equivalente

F_R = Carga radial existente.

F_A = Carga axial existente.

X = Factor que toma valores diferentes comforme la carga actuante, sea en el aro interior fija o rotativa.

Y = Un factor para la conversión de la carga axial en carga radial (factor axial de rodamiento.

Se elegira un rodamiento S.K.F. # 6411 con $D_i = 55$ mm.

Según manuelaes ; X = 1 (carga rotativa sobre aro interior)
Y = 1.6 aproximadamente.

Luego verificaremos este valor según la relación C/P;

donde C es la carga dinamica que soporta el rodamiento.

Reemplazando valores.

$$= 1 \times 92.1 + 1.6 \times 1956$$

$$P = 92.1 + 313$$

$$P \quad 405.1 \text{ Kg.}$$

Verificando y tendremos: $C/P = 7800/405.1 = 19.2$

Luego y se tomará: Y = 2

$$P = 1 \times 92.1 + 2 \times 195.6$$

$$P = 483.3 \text{ Kg.}$$

Calcularemos ahora la capacidad de carga relativa en Kg. que soportará el rodamiento a 1700 r.pm.

Aplicando la fórmula.

$$C_n = f_n \times C.$$

C_n= Capacidad de carga correspondientes a n. r. p.m.

f_n= Un factor de vida del rodamiento a n r.p.m.

P = Capacidad de carga equivalente del rodamiento

f $\quad f_n = 0.27$

Reemplazando valores:

$$C_{1700} = 0.27 \times 7800 = 2100 \text{ Kg.}$$

En el Cátalogo S.K.F. el rodamiento tiene una capacidad relativa de 2135 Kg.

El factor de vida del rodamiento elegido será:

$$f_h = \frac{C_{1700}}{P}$$

$$f_h = \frac{2100}{483.3}$$

$$f_h = 4.35$$

A este factor correspondeaproximadamente un servicio de 35,000 horas.

Este cálculo lo hemos realizado suponiendo que el rodamiento soportará toda la fuerza axial. lo cual prácticamente no sucederá pues los huecos que se hagan en la rueda y los anillos colocados en el espaldar de la rueda compensarán la mayor parte de este empuje axial. al suceder esto el valor de P disminuirá y por tanto el factor de vida se incrementará.-

Acoplaremos pués este rodamiento cerca al acoplamiento y el cual lo mantendremos fijo, mientras que elegiremos una roda miento 6311 para colocarlo cerca de la rueda.manteniendolé libre para dilataciones del eje.etc.

ROdamiento # 6411 D_i = 55 mm. D_e = 140 mm. Ancho = 33

Rodamiento # 6311 D_i = 55 mm. D_e = 120 mm. Ancho = 29

-.-. - . - . - . - . - . - . -.-