



PONTIFICIA **UNIVERSIDAD CATÓLICA** DEL PERÚ

Esta obra ha sido publicada bajo la licencia Creative Commons  
Reconocimiento-No comercial-Compartir bajo la misma licencia 2.5 Perú.

Para ver una copia de dicha licencia, visite  
<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/2.5/pe/>



## INTRODUCCION

El uso de la energía hidráulica no es nada nuevo y se remonta a más de 2000 años atrás, pero su desarrollo fue lento por espacio de 18 siglos, por motivo de que las instalaciones debían situarse cerca a los ríos; en comparación a las máquinas de vapor que se podían instalar en cualquier lado.

No se tiene mucha referencia de quién y cuando se aprovechó por primera vez la fuerza y energía que posee una corriente de agua, pero pareciera que la idea proviniera de procedimientos de irrigación los que se empleaban para elevar el agua de los ríos a una altura mayor que la de sus márgenes, para que luego discorra por canales y zanjales empleándolas en sus distintas necesidades como el consumo, el campo, etc.

En otras ciudadelas se hizo uso de la rueda persa, saqia o también rueda hidráulica, que es una rueda grande montada en un eje horizontal con cucharas en su periferia (Estas ruedas pueden verse aun en Egipto trabajando), acopladas a engranes o movidas por animales.

Las primeras ruedas hidráulicas se construyeron posiblemente en Asia, China e India, hace unos 2200 años; de Asia pasaron a Egipto y desde allí a Europa. Constituyéndose así las ruedas como las precursoras de las modernas turbinas hidráulicas.

El francés Parent, fue quien estudia por vez primera el funcionamiento de las ruedas hidráulicas y con el paso del tiempo Leonhard Euler (Suiza), en 1754, publica por primera vez la ecuación fundamental de las turbomáquinas, con la que se inicia el estudio de las turbomáquinas hidráulicas sobre una base científica. Así también en 1827 Fourneyron logró construir la primera turbina hidráulica.

La evolución y desarrollo posteriores en cuanto al uso, no sólo de la energía gravitacional sino también de la variación de la cantidad de movimiento (principio de Euler) significó el aumento cada vez mayor de la velocidad de rotación y de su eficiencia con el fin de conseguir potencias específicas más altas, lo que permitiría generación eléctrica a más bajo costo.

Con la evolución de la tecnología de la transmisión eléctrica, se procedió al desarrollo de las plantas hidroeléctricas y por consiguiente, de las turbinas hidráulicas. Mencionaremos algunos tipos de turbinas [1]:

**Turbinas de acción:** Turbinas Pelton inventada por Lester Pelton, EEUU, 1880; Turbina Michell inventada por A. Michell, Australia, 1903; Turbina Michell - Banki estudiada por D. Banki, Hungría, 1919; Turbina Turgo, inventada por Eric Croudson, G. Bretaña, 1920.

**Turbinas de reacción:** Bomba rotodinámica inventada por D. Papin, Francia, 1689; Turbinas Francis inventada por James Francis, G. Bretaña, 1905; Turbina Kaplan inventada por Víctor Kaplan, Austria, 1912; Turbina de generador periférico inventada por Harza, EEUU, 1919; Turbina tubular inventada por Kuhne, 1930; Turbina Bulbo inventada por Hugenin, 1933; Turbina Deriaz inventada por P. Deriaz, Suiza, 1956.

La presente tesis trata del estudio de un tipo en particular de turbinas hidráulicas que viene a ser la turbina axial semi Kaplan tubular que consiste en un diseño especial que usa un rodete Kaplan de álabes fijos al cual se antepone un distribuidor axial, también de álabes fijos, ambos montados en una carcasa cilíndrica, prescindiendo así de la carcasa espiral. Inmediatamente al conjunto anterior se le instalará un tubo de aspiración recto o acodado según sea el caso. De este modo el flujo discurre paralelo al eje sin mayores cambios de dirección lográndose así un ahorro de espacio y también de costos civiles, de materiales y de fabricación. Se aplicará preferentemente en pequeñas centrales hidráulicas de baja caída.

El desarrollo de la tesis tratará del diseño hidráulico y mecánico de la turbina, de los álabes tanto del rodete, como del distribuidor. Luego se continuará con el diseño de la carcasa, del tubo de succión o difusor y de algunos componentes propios del conjunto de generación. Posteriormente, se procede a la selección del motor de inducción que trabajará como generador, asimismo del sistema de control de la carga y de la disipación de la carga no utilizada. Asimismo, se realizará la evaluación de los costos del respectivo proyecto.

Finalmente, la tesis contará con planos de diseño y anexos para logra una mejor explicación de los cálculos del diseño del grupo de generación obtenidos en este proyecto.

## Capítulo 1

### TURBINAS DE FLUJO AXIAL

#### 1.1 Definición de turbinas.

Las turbinas son máquinas que aprovechan la energía de un fluido en movimiento mediante un rotor para convertirla en energía mecánica. Es decir, las turbinas generan potencias a partir del fluido que se encuentra a altas presiones.

Las turbinas poseen un elemento móvil rotativo que se denomina rodete (rueda giratoria que posee álabes circundantes) y tendrá la función de transferir la energía disponible del líquido hacia su eje. Como resultado se obtiene un momento de torsión al cual se le puede aplicar, por ejemplo a un generador eléctrico para obtener energía eléctrica, o usarlo directamente como energía mecánica accionando molinos, bombas hidráulicas, entre otras aplicaciones.

#### 1.2 Tipos de turbinas axiales.

Estas turbinas son de reacción, es decir realizan la conversión de energía gravitacional del fluido en energía cinética en un espacio encerrado a presiones mayores que la atmosférica. Por lo tanto, aprovechan la energía del fluido para mover el rotor y producir un momento torsor. Luego a la salida del rodete el flujo sale hacia un difusor, también llamado tubo de succión, que convierte gran parte de la energía cinética remanente en el líquido en energía de flujo y recupera también la altura de suspensión de la turbina respecto al nivel del agua en el canal de fuga.

Dependiendo del tipo de turbina axial el flujo puede estar contenido en una carcasa tipo caja espiral o del tipo tronco-cónica. En la actualidad se utilizan los siguientes tipos de turbinas axiales: turbinas Kaplan, turbinas bulbo, turbina tubular, turbina de generador periférico.

##### 1.2.1 Turbina tipo Kaplan

Turbina de flujo axial, de reacción y de admisión total, su principal característica es que cuenta con un rodete que contiene álabes regulables, su función es controlar la componente tangencial de la velocidad a la entrada del rodete, en consecuencia el fluido sale de los alabes directores (distribuidor) y entra en la rueda con un momentum angular adquirido.

A medida que el fluido discurre a través del rodete, su momentum angular se reduce e imparte un momento de torsión a la rueda, que a su vez impulsa el eje para producir energía.

Además posee un distribuidor radial tipo Fink de paletas regulables. Puede tener una cámara tipo espiral circular o del tipo rectangular y un tubo de succión de forma recta o acodada, según sea el requerimiento de la altura de succión.

Gracias a sus álabes orientables tanto en el rodete como en el distribuidor, se puede operar con muy buena eficiencia dentro de un rango amplio de caudales debido a su doble regulación. También se puede encontrar turbinas Kaplan con álabes fijos o llamadas también turbinas de hélice, con ellos se logra una reducción significativa de costos pero se reduce la eficiencia, especialmente a cargas parciales [2].

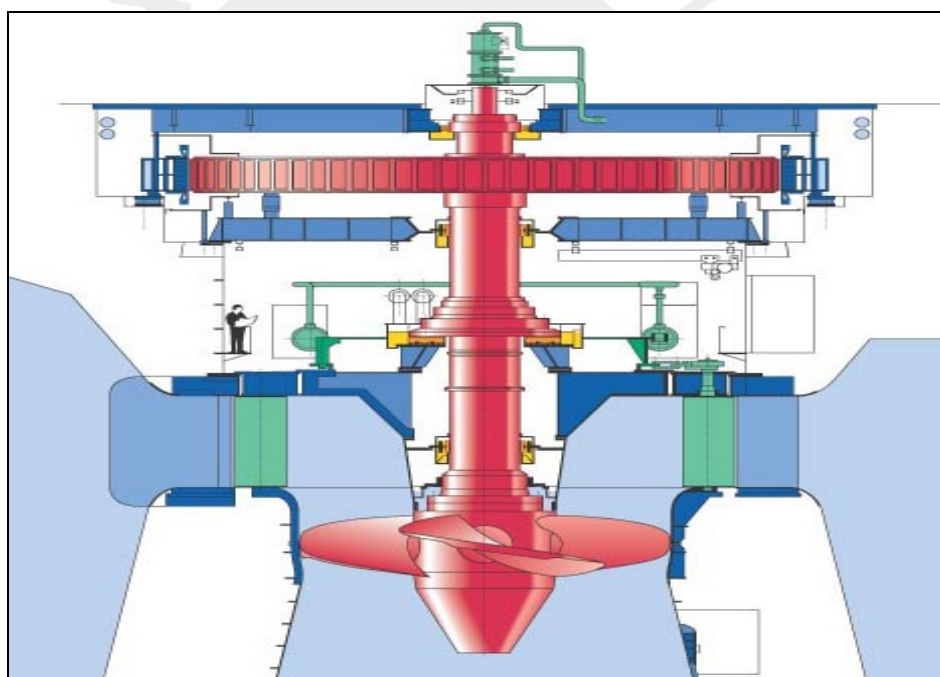


Figura 1.1: Turbina Kaplan

### 1.2.2 Turbina tipo Bulbo

Esta turbina posee un rodete Kaplan y un distribuidor Fink axial, pero la característica principal es que el generador se encuentra dentro del cubo, lo que constituye un ahorro de espacio del grupo ya que la extensión del eje resulta ser menor por lo que se obtiene un grupo más compacto, menor vibración del eje, además de ser más barato [3].

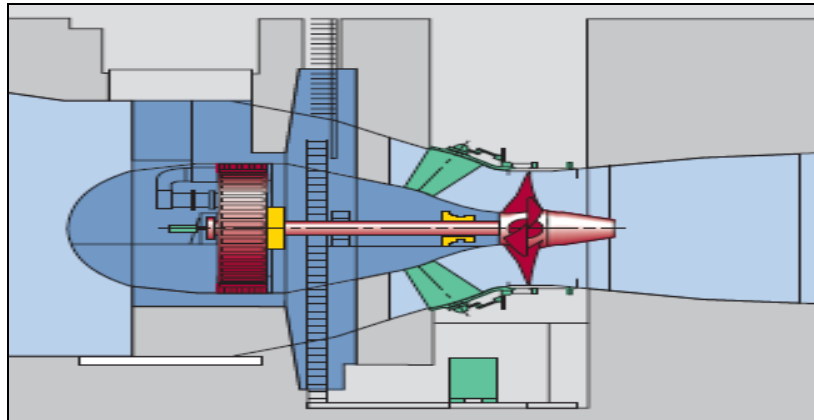


Figura 1.2: Turbina axial tipo bulbo.

### 1.2.3 Turbina tipo axial tubular

Turbina que tiene un rodete tipo Kaplan y un distribuidor tipo Fink adaptado al flujo axial, en vez de la cámara espiral posee una carcasa cilíndrica o también de forma tronco cónica de sección convergente. Su característica principal es la extensión del eje de la turbina hasta la sala de máquinas para que accione el generador. Esta turbina llamada también tipo "S" es aplicada a bajas caídas y además puede tener álabes fijos o regulables. En el caso de que el rodete posea álabes fijos se le denomina a veces turbina de hélice [4].

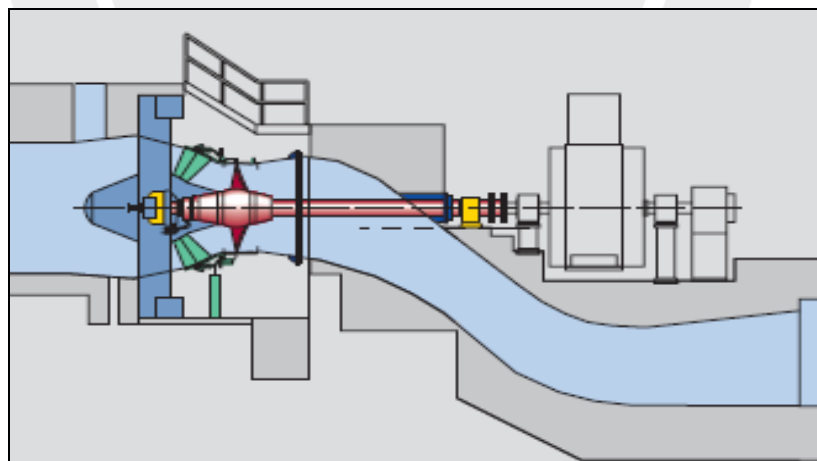


Figura 1.3: Turbina axial tipo tubular

### 1.2.4 Turbina tipo axial de generador periférico

Con esta turbina se logra una reducción axial del grupo porque el generador va instalado en la periferia del rodete, eliminándose el eje de transmisión, además de la reducción en costos de obras civiles [5].

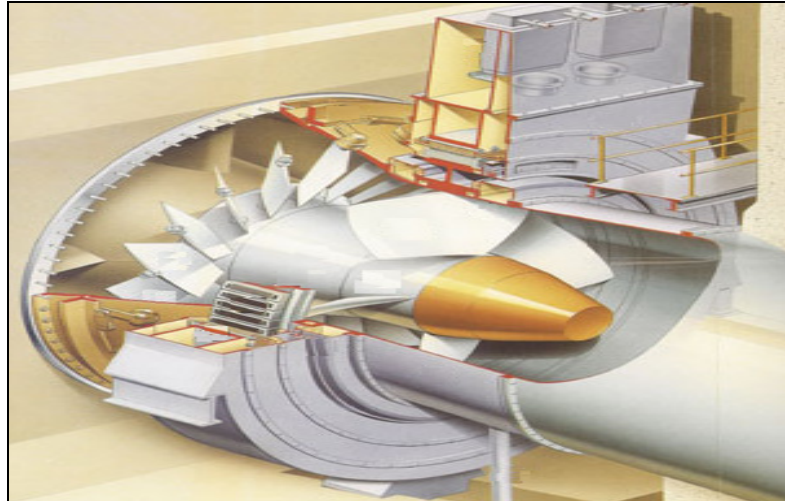


Figura 1.4: Turbina axial de generador periférico

Las turbinas Kaplan y tubular de álabes regulables pueden ser aplicadas en centrales donde se varíe el caudal, al tener álabes regulables podrán mantener la eficiencia. Por el contrario las turbinas de hélice que trabajen con álabes fijos al variarles la carga de caudal tendrán como resultado la disminución de la eficiencia a cargas parciales.

### 1.3 Escalas de generación de potencias eléctricas en pequeñas centrales hidroeléctricas.

Tabla 1.1: Clasificación de las centrales hidroeléctricas según su potencia.

Región	Institución	Micro Central	Mini Central	Pequeña Central
Mundial	ONU <sup>1</sup>	< 100 kW	101-2000 kW	2000-10000 kW
Latinoamérica	OLADE <sup>2</sup>	< 50 kW	51-500 kW	500-5000 kW

<sup>1</sup> Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial.

<sup>2</sup> Organización Latinoamericana de Energía.

Fuente: [6].

Recientemente se están proyectando las pico-centrales para potencias menores de 10 kW.

### 1.4 Turbinas Axiales en el Perú.

#### 1.5.1 Turbinas Kaplan.

El Sindicato Energético S.A. (Sinersa) es una empresa peruana que posee dos centrales hidroeléctricas: Curumuy de 12.5 MW, puesta en operación desde 1998 y ubicada a 20 km de la ciudad de Piura; y Poechos 1 de 15.4 MW, operativa desde el 2004 y ubicada al pie de la represa de Poechos en el departamento de Sullana, a 60 km de la ciudad de Piura. Ambas centrales poseen turbinas tipo Kaplan. [7]

Tabla 1.4: Características de la central hidroeléctrica de Pochos 1.

Características	Unidades	Dimensiones
Producción de energía anual	MW-h	70000
Potencia instalada	MW	15.4
Caudal nominal	/	45
Salto bruto	m	38
Potencia de la turbina (x2)	MW	7.7 (15.4)
Línea de transmisión	kV	60



Figura 1.5: Generador síncrono y turbina Kaplan, central hidroeléctrica de Pochos 1.

#### 1.4.2 Turbina axial semi Kaplan.

“ITDG, soluciones prácticas” ha desarrollado y probado un modelo de turbina del tipo Kaplan de álabes fijos, rodete semi Kaplan, para capacidades entre los 10 kW y 50 kW de potencia con la finalidad de aprovechar el potencial micro-hidro-energético. Dicho prototipo fue construido e instalado en el centro poblado “Las Juntas” de la provincia de Jaén (Cajamarca, Perú) y genera 27 kW. Basado en este modelo, construyeron un segundo prototipo que será instalado para uso privado en la zona de Magdalena (Cajamarca) [8].



Figura 1.6: Turbina semi Kaplan instalada en Jaén, Cajamarca.

### 1.6 Velocidades específicas.

En el diseño de las turbinas no sólo basta con el cálculo, sino que, en principio, es recomendable que se construya el modelo de la turbina. Con éste se puede comprobar los cálculos realizando experimentos en un banco de pruebas para la verificación y corrección de los parámetros. Para la construcción del modelo a escala se utiliza números adimensionales, y una forma de incluir dichos números adimensionales es a través de la velocidad específica, la cual nos servirá para clasificar a las turbinas.

- a. Velocidad específica de caudal o número de Brauer ( $N_q$ ).

$$N_q = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.1)$$

- b. Velocidad específica de potencia o número de Camerer ( $N_s$ ).

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (1.2)$$

Donde:

N: Velocidad de rotación de la turbina, rpm.

Q: Caudal, m<sup>3</sup>/s.

H: Salto neto, m.

P: Potencia al eje, HP o kW.

#### 1.6.1 Clasificación de las turbinas según su velocidad específica.

Según la ley de semejanza de la turbina permite hacer una clasificación de los diversos tipos de las mismas en base al número de la velocidad específica, gracias al cual se puede comparar la mayor o menor rapidez del rodete.

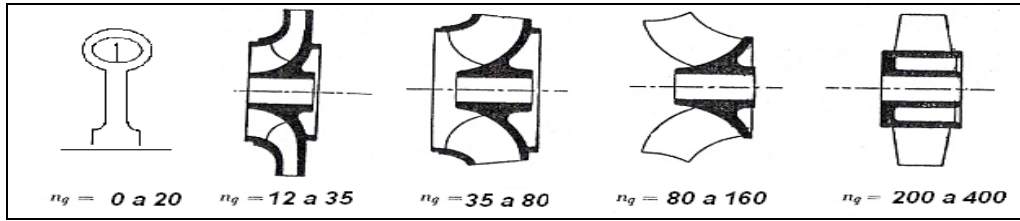


Figura 1.7: Tipos de rodets según su velocidad específica.

1.7 **Selección de turbinas por la potencia, caudal, velocidad de rotación y salto.**

Tabla 1.7: Tipos de turbinas y sus rangos de trabajo.

TURBINA	Potencia unitaria	Q (m/seg.)	N (r.p.m.)	H(ALTURA)
Pelton	1 – 10	1 – 10	1500 – 600	>400
Francis	1 – 1000	10 – 100	300 – 75	50 – 400
Kaplan	1 – 800	< 50	300 – 75	25 – 100
Hélice	1 – 100	10 – 50	300 – 150	25 – 100
Diagonal	1 – 100	10 – 50	300 – 150	<20
Generador periférico (Straflo)	5 – 20	1 – 20	75 – 45	<20
Bulbo	5 – 20	1 – 20	75 – 45	<20

Fuente: [9].

Tabla 1.8: Tipo de turbinas en función de la velocidad específica.

Velocidad específica (Ns)	Tipo de turbina	Altura del salto (m)
Hasta 18	Pelton con 1 tobera	800
18 a 25	Pelton con 1 tobera	800 - 400
26 a 35	Pelton con 1 tobera	400 – 100
26 a 35	Pelton con 2 toberas	800 – 400
36 a 50	Pelton con 2 toberas	400 – 100
51 a 72	Pelton con 4 toberas	400 – 100
55 a 70	Francis lentísima	400 – 200
70 a 120	Francis lenta	200 – 100
120 a 200	Francis media	100 – 50
200 a 300	Francis veloz	50 – 25
300 a 450	Francis ultra velocísima	25 – 15
400 a 500	Hélice velocísima	Hasta 15
270 a 500	Kaplan lenta	50 – 15
500 a 800	Kaplan veloz	15 - 5.
800 a 1100	Kaplan velocísima	5

Fuente: [10].

Los rangos de valores de velocidad específica que se detallan a continuación nos servirán para la selección de las turbinas de rodete axial que se usa frecuentemente y por lo tanto serán parámetros que nos servirán para el cálculo y diseño de la turbina.

$$N_q = (90-300) \text{ rpm} \tag{1.3}$$

$$N_s = (300-800) \text{ rpm} \tag{1.4}$$

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development Group, ITDG –Perú, Lima, 1995. p.127.
2. Coz, Federico y otros, op. Cit., p.131 y 132.
3. Coz, Federico y otros, op. Cit., p.133.
4. Coz, Federico y otros, op. Cit., p.132.
5. Coz, Federico y otros, op. Cit., p.133.
6. Coz, Federico y otros, op. Cit., p.135.
7. [http://planbinacional.rree.gob.pe/domino/nsf/planbinacional.nsf/0/15d8dc9be2ccdaf e05256ec900721ee4/\\$FILE/Paz%20y%20Desarrollo%20Semanal%20N%C2%B0 %2013%20-%20Especial%20Poechos1.pdf](http://planbinacional.rree.gob.pe/domino/nsf/planbinacional.nsf/0/15d8dc9be2ccdaf e05256ec900721ee4/$FILE/Paz%20y%20Desarrollo%20Semanal%20N%C2%B0 %2013%20-%20Especial%20Poechos1.pdf)
8. <http://www.itdg.org.pe/Programas/energia/enerproy.htm>
9. Brochure of Alstom Power S.A. Hydro turbines.
10. Zoppetti, Gaudencio, CENTRALES HIDROELECTRICAS, Barcelona, Gustavo Gili, 4 ed., 1979. p. 126.

## Capítulo 2

### DISEÑO HIDRÁULICO DE LA TURBINA

#### 2.1 Cinemática del flujo en el rotor axial.

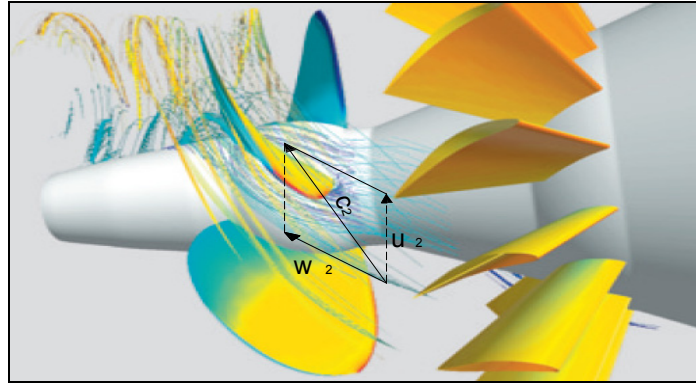


Figura 2.1: Componentes de velocidades del fluido a través del rotor.

El fluido primero ingresa a los álabes del distribuidor para luego incidir sobre el rodete con una velocidad absoluta,  $c_2$ , y un ángulo absoluto  $\alpha_2$ . Luego, la velocidad absoluta se descompone en la velocidad tangencial  $u_2$  y la velocidad relativa  $w_2$ .

La velocidad relativa al álabe,  $w_2$ , incidirá sobre los álabes de tal forma que se logre la máxima transferencia de energía, tratando de evitar choques, que hagan que se reduzca la eficiencia.

La componente de velocidad absoluta en la dirección axial de la turbina,  $c_m$ , se mantiene constante tanto a la entrada como a la salida del rotor (la explicación matemática se dará en el sub-capítulo de **equilibrio radial**), a veces en la salida, esta velocidad puede sufrir una pequeña variación por la aparición de una componente giratoria mínima (la que consideraremos despreciable para fines del cálculo, además para obtener una componente  $c_{mu} = 0$ , a la salida)

En general:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

La componente tangencial de la velocidad ( $u$ ) a una distancia determinada del eje de giro es definida por:

$$u = r \cdot \omega \quad (2.1)$$

Donde:

$r$ : Radio de un cilindro imaginario coaxial por donde discurre el flujo.

$\omega$ : Velocidad angular del rodete. Ver figura 2.2.

Para obtener mejores resultados en cuanto a eficiencia, se utilizará álabes aerodinámicos, por tener buenas condiciones de sustentación, y así mayor carga estática, a la vez que reducen las pérdidas de energía, debido a las fuerzas de resistencia o de arrastre, teniendo como resultado una mejor eficiencia.

Por el contrario si sólo se usara álabes de espesor constante, planos o curvados se obtendrían menores coeficientes de sustentación y mayores de resistencia, por lo que en conjunto resultaría menor la eficiencia, además de no aprovechar por completo el intercambio de energía por parte del fluido al incidir sobre los álabes.

Un ejemplo de eficiencias se tiene en el artículo de Espinoza [1] donde la turbina axial sin utilizar álabes aerodinámicos obtuvo un valor de eficiencia de 40%, mientras que la turbina axial hecha por ITDG [2] que posee álabes aerodinámicos tiene eficiencia de casi 60%.

## 2.2 Transferencia de energía en un rodete axial.

Para analizar la transferencia de energía en la turbina se asumieron las siguientes consideraciones:

- Se omitirá la viscosidad, es decir, un flujo sin pérdidas.
- Se asumirá un flujo bidimensional ideal en toda la región del rodete.
- El sistema considerado es un sistema inercial.
- El fluido discurrirá y en régimen permanente.

El estudio se realizará mediante un volumen de control que abarca la región del rodete, el flujo atravesará dicha superficie de control por la entrada y saldrá por el otro lado de la superficie de control. Dentro de dicho volumen se tendrá un conjunto de álabes que se encuentran girando alrededor del eje con una velocidad angular  $\omega$  determinada.

Se considera como ingreso del fluido hacia el rodete el punto número 2 y como salida el punto número 1, ésta consideración se mantendrá a lo largo de la tesis.

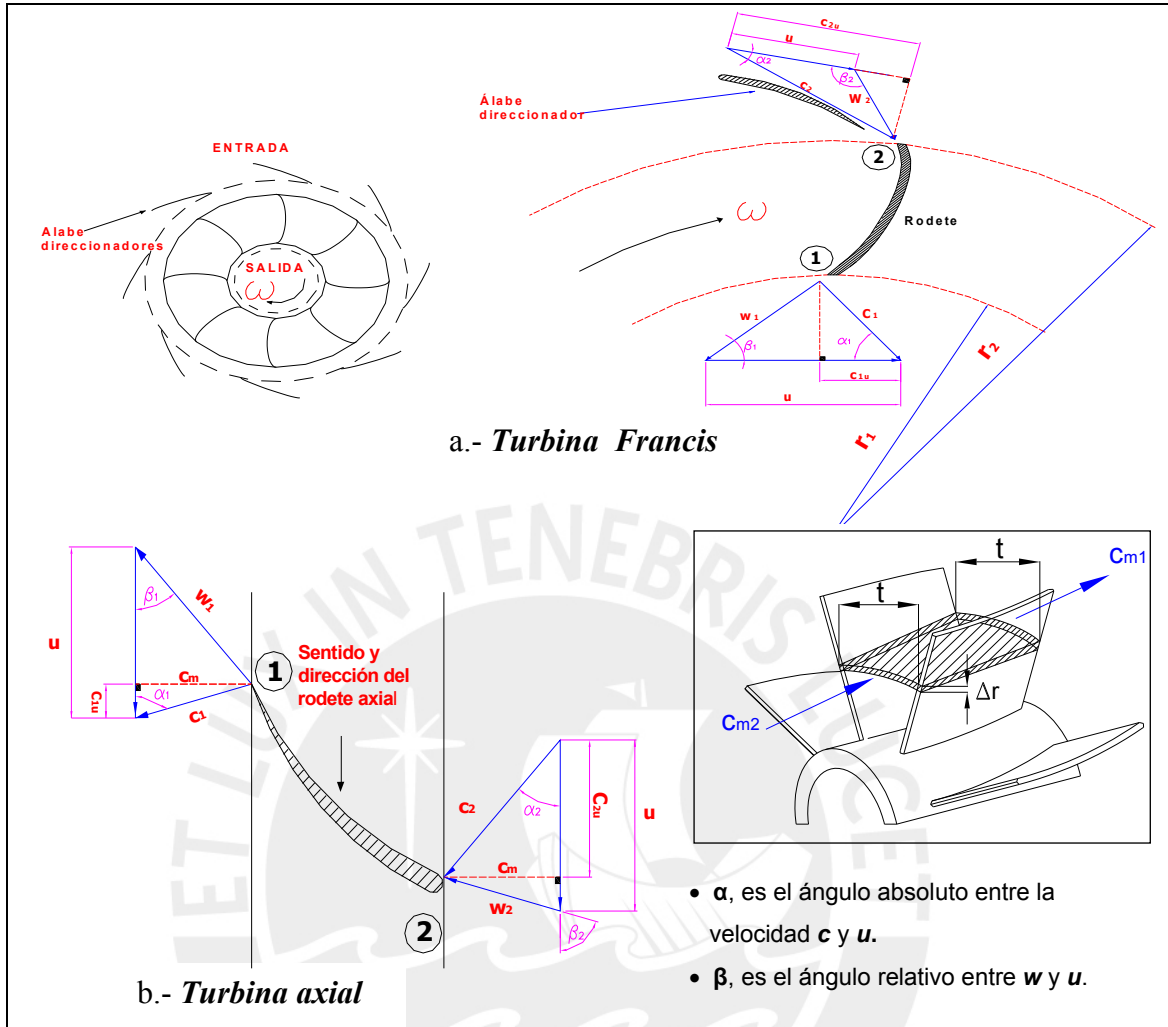


Figura 2.2: Volumen de control y Triángulos de velocidades para turbinas de reacción

El momento del momentum ( $M$ ) para un flujo estable es de la forma:

$$\sum M = \int_{s.c.} \rho \cdot r \cdot x V \cdot (V \cdot n) \cdot dA \tag{2.2}$$

Aplicando volumen de control, la **ecuación (2.2)** se convierte en:

$$T = \rho \cdot Q \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1}) \tag{2.3}$$

Donde:

$T$ : Momento de torsión que actúa sobre el rodete en el volumen de control,  $N \cdot m$ .

$Q$ : Caudal,  $m^3 / s$ .

$c_u$ : Componente de la velocidad absoluta en dirección tangencial,  $m/s$ .

$r_1$  y  $r_2$ : Radios de entrada y de salida respectivamente del volumen de control,  $m$ .

Si a la **ecuación (2.3)** se le multiplica por la velocidad angular  $\omega$  se obtiene la potencia suministrada al eje (P):

$$P = T \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad (2.4)$$

El miembro derecho representa la variación del momentum angular a través del volumen de control, por medio de la **figura 2.2** se tiene:

$$c_u = c \cdot \cos \alpha \quad (2.5)$$

Por lo tanto, reemplazando en la **ecuación 2.4** se tiene:

$$P = \rho \cdot Q \cdot (u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (2.6)$$

Como asumimos una situación idealizada en la que no hay pérdidas, la potencia teórica ( $P_t$ ) es igual a:

$$P_t = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2.7)$$

Donde:

$H$ : Salto neto de la carga de presión sobre la turbina,  $m$ .

La eficiencia total ( $\eta$ ) es igual a:

$$\eta = \frac{P}{P_t} \quad (2.8)$$

Donde:

$P$ : Potencia al eje de la turbina,  $W$ .

La ecuación del trabajo de Euler es:

$$H_R = H_{Euler} = H \cdot g = \frac{\omega \cdot T}{\rho \cdot Q} \quad (2.9)$$

Partiendo del trabajo de Euler:

$$H_R = H_{Euler} = \frac{\omega \cdot T}{\rho \cdot Q} = u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (2.10)$$

Por la ley de los cósenos:  $w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$  y  $w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$

$$H_{Euler} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \left( \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \right) \quad (2.11)$$

El primer término de la parte derecha (energía cinética) representa la ganancia de la energía cuando el fluido pasa a través del rotor y los términos entre paréntesis también de la parte derecha (energía estática) representa la variación de la presión estática a través del rotor. Para dar un mejor entendimiento se escribe la ecuación de energía.

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + z_2 - z_1 \quad (2.12)$$

Donde:

$p$  : Presión, *kPa*.

$z$  : Altura, *m*.

Si se despeja las **ecuaciones (2.11) y (2.12)** se obtiene la ecuación de Bernoulli en coordenadas rotatorias.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2} + z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2} + z_2 = const \quad (2.13)$$

### 2.2.1 Grado de reacción (R).

El grado de reacción tiene un valor diferente de cero en las turbinas de reacción y expresa la energía total que ha sido transferida del fluido al rodete de la turbina, para la turbina representa cuanto de la potencia del fluido se ha transformado en presión y cuanto en velocidad. También representa el porcentaje del trabajo de Euler que se convierte en incremento de la presión.

$$R = \frac{\int_1^2 \frac{dP}{\rho}}{H_{euler}} \approx \frac{(\Delta p)_{rotor} / \rho}{H_{euler}} \quad (2.14)$$

Se debe tener en cuenta para poder realizar el análisis del grado de reacción en las turbinas axiales, que éstas poseen sólo una velocidad angular porque el rodete es un único cuerpo compacto. También poseen una misma línea de flujo en la dirección axial, es decir que las partículas del fluido que se analizarán se encontrarán a la misma distancia del eje de giro tanto a la entrada como a la salida del rodete, entonces:

$$u_2 = u_1 \quad (2.15)$$

Es decir, que el efecto de la fuerza centrífuga no juega ningún rol en la transferencia de energía en el rodete.

Si se reemplaza la **ecuación (2.10)**, **(2.11)** y **(2.12)** en la **ecuación (2.14)** se tiene:

$$R = \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2.(u.c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u.c_1 \cdot \cos \alpha_1)} \quad (2.16)$$

Además:  $c_2 > c_1$  y  $w_1 > w_2$ .

Por lo tanto, el grado de reacción para una turbina de reacción es:

$$R = \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2.u.(c_{2u} - c_{1u})} \quad (2.17)$$

Se debe tener en consideración que el grado de reacción de una turbina de acción es igual a cero, porque la transformación de la energía cinética en presión es completa en el distribuidor, es decir que la velocidad de salida de agua por la tobera es la correspondiente a toda la altura del salto. [3].

### 2.2.2 Grado de reacción y la forma de los álabes.

Se puede observar en la **figura 2.2** que por continuidad el caudal que atraviesa los álabes es el mismo tanto para el ingreso (2) como para la salida del flujo (1), se tiene:

$$t \cdot \Delta r \cdot c_{m2} = t \cdot \Delta r \cdot c_{m1} \quad (2.18)$$

Donde:

$t$  : Separación entre álabes del rodete de la turbina,  $m$ .

$\Delta r$  : Ancho diferencial del álabe,  $m$ .

$C_m$  : Velocidad axial a la entrada como a la salida del rotor de la turbina,  $m/s$ .

Despejando se obtiene:  $C_{m2} = C_{m1}$  (2.19)

Como la velocidad axial, en la **figura 2.2**, es la misma entonces se podrá representar los triángulos de velocidad de entrada y de salida en sólo una figura sobrepuestos.

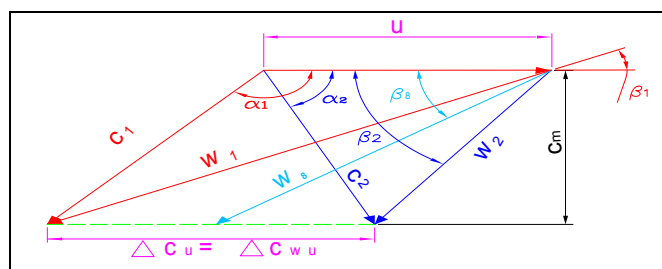


Figura 2.3: Triángulo de velocidades de entada y salida al rodete.

De la figura anterior se deduce:

$$c_{2u} - c_{1u} = w_{2u} - w_{1u} \quad \text{o} \quad \Delta c_u = \Delta w_u \quad (2.20)$$

Reemplazando los términos de la **ecuación (2.20)** en la **ecuación (2.17)**, se obtiene:

$$R = \frac{(w_1^2 - w_2^2)}{2 \cdot u (w_{2u} - w_{1u})} \quad (2.21)$$

Si se toma las componentes de las meridianas iguales en la entrada y en la salida en la sección considerada del álabe y para líquidos incompresibles (agua), se tiene:

$$w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 = (w_{1u} - w_{2u})(w_{1u} + w_{2u}) \quad (2.22)$$

Simplificando la **ecuación (2.20)** con apoyo de la **ecuación (2.21)**:

$$R = \frac{w_{2u} + w_{1u}}{2 \cdot u} = \frac{w_\infty \cdot \cos \beta_\infty}{u} \quad (2.23)$$

Por lo tanto, la relación del grado de reacción para la turbina es:

$$R = \frac{w_{\infty u}}{u} \quad (2.24)$$

A continuación mostraremos las diferentes disposiciones en las que se pueden encontrar los triángulos de velocidades para las diferentes turbomáquinas:

Tabla 2.1: Grados de reacción en las turbomáquinas axiales,

<b>Caso 1</b>	$W_{\infty u} = 0$	$\beta_\infty = 90^\circ$		$r = 0$
<b>Caso 2</b>	$W_{\infty u} = 0$	$\beta_\infty > 90^\circ$		$r = 1/2$
<b>Caso 3</b>	$u > W_{\infty u} > 0$	$\alpha_1 = 90^\circ$	$c_{1u} = 0$	$0.5 < r < 1$
<b>Caso 4</b>	$W_{\infty u} = u$	$\alpha_1 > 90^\circ$	$c_{1u} = -c_{2u}$	$r = 1$
<b>Caso 5</b>	$W_{\infty u} > u$	$\alpha_1 \gg 90^\circ$	$c_{2u} = 0$	$r > 1$

Se puede apreciar de la **figura 2.4** que mientras más grande es el valor de  $\Delta c_u = \Delta w_u$  con respecto al valor de “u” los álaves de la turbina serán más curvados.

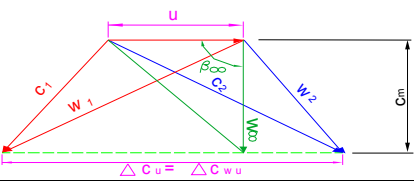
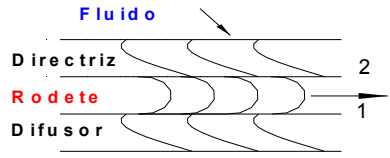
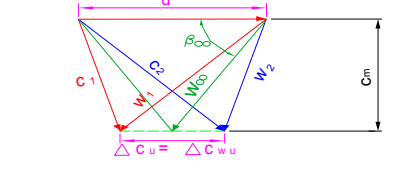
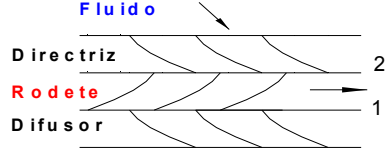
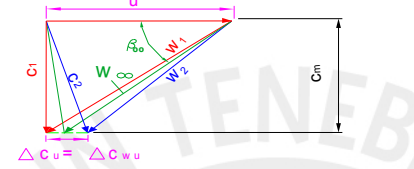
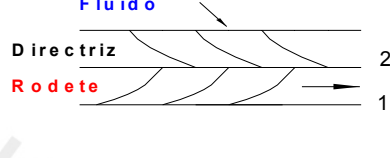
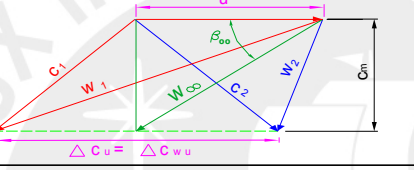
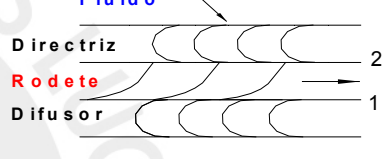
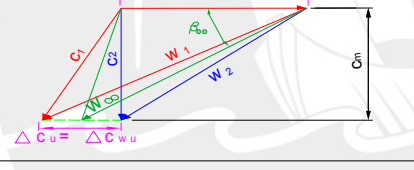
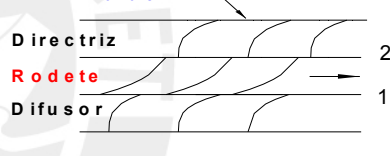
Caso	R	Diagrama de velocidades	Disposición de álabes
1	0		<p>Fluido</p> 
2	1/2		<p>Fluido</p> 
3	$> 1/2 < 1$		<p>Fluido</p> 
4	1		<p>Fluido</p> 
5	$> 1$		<p>Fluido</p> 

Figura 2.4: Triángulos de velocidades para diferentes casos de grado de reacción en una turbina axial.

- Caso 1.- El álabe presenta dicha forma porque no se obtendrá una variación en la presión estática, lo que se comprueba por  $R = 0$ .
- Caso 2.- Los triángulos tanto de entrada como de salida son congruentes por lo que los álabes del rodete pueden ser congruentes con los del difusor.
- Caso 3.- Se observa que a la salida de la turbina habrá ausencia de giro.
- Caso 4.- El difusor cambia la dirección y ya no el valor de la velocidad.
- Caso 5.- Los álabes de la directriz y del difusor son congruentes.

En el presente caso, la turbina se diseñará para el caso 3, porque consta de un distribuidor y un rodete, por lo tanto tendrá valores del grado de reacción con valores entre 0.5 y 1.

### 2.3 Teoría del equilibrio radial.

En turbomáquinas axiales de una etapa, en especial para turbinas axiales, el fluido que circula en el espacio comprendido entre el rodete y el difusor discurre describiendo trayectorias de líneas de corriente helicoidales, porque el rodete gira. Por lo cual las partículas del fluido tendrán componente tangencial ( $c_u$ ) y axial ( $c_m$ ).

$$c^2 = c_m^2 + c_u^2 \tag{2.25}$$

Donde:

$C_u$  : Componente tangencial de la velocidad absoluta, m/s.

$C_m$ : Componente axial de la velocidad absoluta, m/s.

$C$  : Velocidad absoluta, m/s.

Debido a la acción del fluido sobre el rodete móvil, las partículas del fluido presentarán fuerzas centrípeta y centrífuga las cuales se mantendrán en equilibrio [4]. A continuación se mostrará el elemento diferencial del líquido y su respectivo análisis de fuerzas.

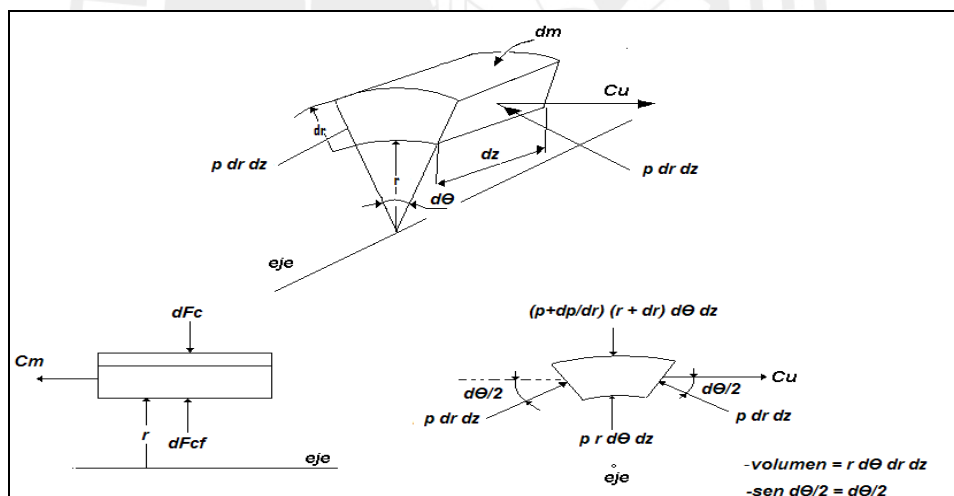


Figura 2.5: Elemento diferencial de las partículas del fluido [5].

Donde:

$dF_c$  : Diferencial de la fuerza centrípeta,  $N$ .

$dF_{cf}$  : Diferencial de fuerza centrífuga,  $N$ .

$dm$  : Diferencial de masa,  $kg$ .

$r$  : Radio,  $N$ .

$dr$  : Diferencial de radio,  $m$ .

$d\theta$  : Diferencial de ángulo, grados.

$p$  : Presión estática,  $kPa$ .

Aplicando la segunda ley de Newton, basándonos en la **figura 2.5**, en la dirección radial, se tiene:

$$\sum F_r = m \cdot a_r \quad (2.26)$$

$$\sum F_r = -(p + dp/dr) \cdot (r + dr) \cdot d\theta \cdot dz + p \cdot r \cdot d\theta \cdot dz - 2 \cdot \text{sen}\left(\frac{d\theta}{2}\right) \cdot p \cdot dr \cdot dz \quad (2.27)$$

$$a_r = \frac{c_u^2}{r} \quad (2.28)$$

$$m = \rho \cdot r \cdot dz \cdot dr \cdot d\theta \quad (2.29)$$

Donde:

$\sum F_r$  : Sumatoria de fuerzas en la dirección radial, N.

$m$  : Diferencial de masa, kg.

$a_r$  : Aceleración en la dirección radial, m/s<sup>2</sup>.

Reemplazando las **ecuaciones (2.27)**, **(2.28)** y **(2.29)** en la **ecuación (2.26)**, además simplificando:  $dz \cdot dr \cdot d\theta \approx 0$  y  $dr \cdot dr \cdot d\theta \cdot dz \approx 0$ , se obtiene:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{c_u^2 \cdot dr}{r} \quad (2.30)$$

Donde:

$r$  : Es la longitud álabe desde el rodete hasta el extremo opuesto de éste,  $m$ .

Diferenciamos en función del radio ( $dr$ ), se obtiene la importante ecuación de equilibrio radial del flujo:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp_{total}}{dr} = c_m \cdot \frac{dc_m}{dr} + \frac{c_u}{r} \cdot \frac{d}{dr}(r \cdot c_u) \quad (2.31)$$

Asumiendo que todas las líneas de corriente poseen la misma energía, no existe variación de presión total a lo largo del álabe, por lo tanto:  $dp_{total}/dr = 0$ , se traduce en:

$$p_{total(r)} = cte \quad (2.32)$$

También se tiene presente que no habrá variación de la velocidad axial ( $c_m$ ) a lo largo del álabe, por lo tanto:  $dc_m/dr = 0$ , lo que se traduce en:

$$c_{m(r)} = cte \quad (2.33)$$

La siguiente gráfica ayudará entender mejor como es el comportamiento de las ecuaciones (2.32) y (2.33).

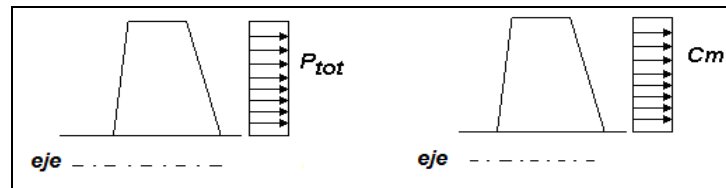


Figura 2.6: La presión y la velocidad axial a lo largo del álabe de la turbina.

Reemplazando las ecuaciones en (2.32) y (2.33) en la ecuación (2.31), se tiene:

$$\frac{c_u}{r} \cdot \frac{d}{dr}(r \cdot c_u) = 0 \tag{2.34}$$

Se asume que la velocidad tangencial variará a largo del álabe, esto servirá para dar solución a la ecuación (2.33), por lo tanto:

$$r \cdot c_u = cte \tag{2.35}$$

La explicación de esta última ecuación considera que el flujo es vorticial sin fricción, donde la componente tangencial ( $c_u$ ) tendrá un lugar geométrico de la forma de una curva hiperbólica, en función del radio del álabe.

Lo que significa, que a cada distancia a partir del eje del rodete, es decir para cada radio del álabe, el líquido impartirá una misma cantidad de energía, con lo que se logrará que la eficiencia hidráulica se mantenga uniforme.

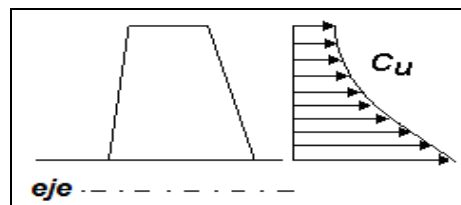


Figura 2.7: Comportamiento de la velocidad tangencial a lo largo del álabe.

Ahora se demostrará que  $c_m$  se mantiene constante si la corriente del flujo ha de mantenerse en equilibrio radial. Partiremos para hacer el análisis de ecuación de Bernoulli.

$$\frac{\Delta p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = cte \tag{2.36}$$

Diferenciando se obtiene:

$$\frac{dp}{\rho} + c \cdot dc = 0 \quad (2.37)$$

De la **ecuación (2.30)** y **(2.37)**, se tiene:

$$\frac{c_u^2 \cdot dr}{r} + c \cdot dc = 0 \quad (2.38)$$

Para que la partícula se encuentre en condición de equilibrio radial es necesario:

- Las corrientes posean simetría axial.
- Exista un contenido uniforme de energía.
- Las partículas no adquieran la componente radial.

Para continuar con el análisis se diferencia la **ecuación (2.35)**.

$$r \cdot dc_u + c_u \cdot dr = 0 \quad (2.39)$$

Luego se multiplica a la **ecuación (2.39)** por  $\frac{c_u}{r}$ :

$$c_u \cdot dc_u + \frac{c_u^2}{r} \cdot dr = 0 \quad (2.40)$$

De las **ecuaciones (2.38)** y **(2.40)** se obtiene.

$$c \cdot dc - c_u \cdot dc_u = 0 \quad (2.41)$$

$$d(c^2 - c_u^2) = 0 \quad (2.42)$$

De la **ecuación (2.25)** y reemplazando en la **ecuación (2.42)**, se obtiene:

$$dc_m^2 = 0 \quad (2.43)$$

Por lo tanto:

$$c_{m(r)} = const \quad (2.44)$$

Esta invariabilidad se da en el volumen de control, es decir en el paso del fluido a través del rodete.

## 2.4 Consideraciones generales para el diseño del grupo de generación.

- a. La turbina tendrá un rodete de tipo Kaplan con álabes fijos (rodete tipo hélice), para el diseño de la geometría del rodete nos basamos en métodos estadísticos de cálculo de rodetes de turbinas Kaplan [6], [7], [8], [9]. El diseño hidráulico de los álabes se realizará utilizando la teoría del álabe del avión a través de artículos citados en [10] y [11]. El diseño del distribuidor, que también tendrá álabe fijo, se realizará por el método Weinig [12] y finalmente el diseño del tubo difusor que tendrá una geometría tronco-cónica recta o acodado en donde se tomará en cuenta el fenómeno de la cavitación, para lo cual nos basaremos en diferentes recomendaciones [13], [14], [15], [16] y [17].
- b. Asumiremos una eficiencia total de la turbina:  $\eta = 0.6$  por ser un diseño de turbina Kaplan de geometría fija, es decir que el rodete y el distribuidor cuentan con álabes fijos (no son móviles). El valor dado es sustentado por los artículos y publicaciones de autores que nos refieren sus estudios y pruebas para éste tipo de turbina (Ver: [18], [19], [20], [21] y [22]). En caso que no se instalara un distribuidor la eficiencia sería menor aún.  
Por tal motivo, si se considerará la existencia del distribuidor [23]. Por el contrario las turbinas Kaplan que tanto el rodete como el distribuidor trabajan con álabes regulables tienen eficiencias que superan el 90%.  
La eficiencia dependerá de otros parámetros tales como el proceso de fabricación local, el tamaño de la turbina, etc.
- c. Otro factor que afecta el rendimiento viene a ser la variación de la carga, en turbinas tubulares el rendimiento decrece rápidamente al variar la carga con respecto al valor establecido para el máximo rendimiento. Sin embargo para nuestro diseño la carga se considerará constante porque no tendrá regulación de caudal. Es decir, se empleará un sistema electrónico de control que diferenciará la potencia para las cargas solicitadas y el excedente lo enviará hacia en un arreglo de resistencias aéreas para la disipación de dicha energía.
- d. El diseño de la turbina será para obtener el máximo rendimiento por eso se calcula con parámetros propios de potencia, salto neto, caudal y número de revoluciones. La turbina puede trabajar a otras consideraciones de salto y caudal pero se vería afectado el rendimiento.

- e. Los diseñadores de turbinas hidráulicas consideran que la velocidad específica de caudal, (ver **ecuación (1.1)**) para turbinas Kaplan debe encontrarse en el rango de 90-300 rpm lo que se interpreta que a menor número de revoluciones la turbina Kaplan requiere de mayor número de álabes en el rodete. Como nuestro fin es que el sistema de generación sea económico requerimos que posea el menor número de álabes (3 o 4) por lo que se limitará el rango desde 210 a 300 rpm.



Figura 2.8: Rodete axial de 3 y 4 álabes.

- f. Al decir que el grupo de generación será compacto nos referimos a que la turbina se conectará directamente al generador de inducción a través de solo un acople, como consecuencia no se va usar ningún sistema de transmisión de potencia llámese engranajes, fajas, cadenas, etc. Así se evita trabajos de alineación, costos de montaje y mantenimiento.
- g. Los motores de inducción que operan como generadores y sus respectivas especificaciones se obtuvieron del catálogo de la empresa nacional DELCROSA S.A. (ver **anexo 10**). En su catálogo figuran diferentes potencias para motores de 2, 4, 6 y 8 polos. Para la selección del motor que trabajará como generador sólo tendremos en cuenta este conjunto.
- h. Evitaremos los motores de inducción de 2 y 4 polos porque poseen altas velocidades de rotación, desfavorables en cuanto a riesgo de cavitación y velocidad de embalamiento.
- i. Respecto a los motores de inducción de 6 y 8 polos estos pueden trabajar directamente acoplados a la turbina y el generador sin llegar a límites de cavitación perjudicial para la turbina, sin embargo evitaremos los motores de 8 polos porque éstos no se encuentran en el mercado nacional y se debe hacer un pedido especial para la obtenerlos, lo que los convierte en una opción cara.

Como resultado por lo explicado anteriormente nos encontramos con una única opción y es trabajar con los motores de inducción de 6 polos.

- j. Las potencias que consideraremos serán entre 2 y 50 kW y saltos de 2 hasta 10 metros porque el fin de este trabajo es que pueda ser aprovechada en el sector rural, es decir donde el consumo de energía es bajo. Como ejemplo, se puede aplicar para la iluminación de casas, radios, para pequeños molinos o alguna otra fuente que pudiera aprovechar esta energía. Otro fin del trabajo es que en un futuro se pueda construir localmente y pueda servir de aplicación, dada su baja potencia, para aprendizaje en laboratorios o cursos tales como mecánica de fluidos, turbomáquinas, control automático, electricidad, máquinas eléctricas, etc. y/o ser aplicado en los cursos de laboratorio.
- k. La frecuencia que se usará será 60 Hz por ser la frecuencia con la que generalmente se trabaja en el Perú.
- l. Según Zoppetti [24] existen diferentes formas de pérdidas de energía en las turbinas y son las siguientes:
- Por rozamiento del agua en el distribuidor.
  - Por la distancia que existe entre el distribuidor y rodete.
  - Pérdidas en el rodete producidas por el choque de entrada del fluido y fricción en los conductos formados por los álabes y también la carcasa.
  - Por rozamiento del agua en el tubo de aspiración del tipo recto vertical.

Todas estas pérdidas se suman y reducen la cantidad de energía teórica.

- m. Para mejorar la eficiencia del rodete se utilizará perfiles aerodinámicos con lo cual se obtendrá un menor consumo de energía (producto de la fuerza de arrastre). Por el contrario al usar placas planas como álabes la eficiencia decae porque tienen menores coeficientes de sustentación.
- n. El distribuidor se diseñará con álabes de placa curvada de arco de círculo.

A continuación se presenta un resumen de artículos que servirán para tener en cuenta de ciertos valores o parámetros para el diseño de la turbina, cabe mencionar que los artículos tratan de turbinas fabricadas y ensayadas en diferentes partes del mundo.

Tabla 2.2 : Resumen de turbinas tubulares diseñadas y ensayadas hechas por diferentes autores

Autores		Bonifetti [18]		Marchegiani [19]	Espinoza [20]			ITDG [21]	Hidrored [22]
Características principales	Unidades	Turbina axial	Turbina transversal	Turbina axial	Turbina axial (1)	Turbina axial (2)	Turbina transversal	Turbina axial	Rodete axial
Altura neta de salto	m	3-35 m	2-10 m	-----	1-10 m	1-10 m	-----	2-10 m	
Diámetro de rotor	m	200	150	g207	250	400	200	437	60
Diámetro de cubo	mm	-----	-----	-----	87	-----	-----	218	
Altura neta de caída	m	3-10 m	---	3.65	4.6	3.8	-----	4	2.6
Caudal	$m^3 / s$	60-110	60-160	-----	-----	-----	-----	490	58
Número de álabes	/	-----	-----	4 (fijos)	4	-----	---	3	
Eficiencia	%	-----	-----	71.6	20	40	76	60	54
velocidad de rotación	rpm	-----	-----	-----	1000	1200	750	670.58	1070
Angulo del arco de los álabes	grados	-----	-----	-----	74°	-----	-----	-----	
Potencia al eje	kW	1,3-7	1,1-9	1.9	2.3	3.5	3.72	11.5	0.8
País	/	Chile		Argentina	Chile	-----	-----	Perú	
Notas:		-----	-----	La turbina no posee distribuidor	1. Posee álabes planos de curvatura constante 2. <b>No</b> posee corona directriz	1. Posee álabes planos de curvatura constante 2. Posee corona directriz		1. No utiliza álabes directrices. 2. Utiliza perfiles aerodinámicos en la base NACA 4409, zona intermedia NACA 4406 y al extremo sección de plancha curvada.	1. El distribuidor posee 8 álabes y tiene un diámetro de 149 mm

Además, se debe tener en cuenta la secuencia de puntos notables del flujo para entender mejor en que lugar de la turbina es donde se realizan los cálculos.

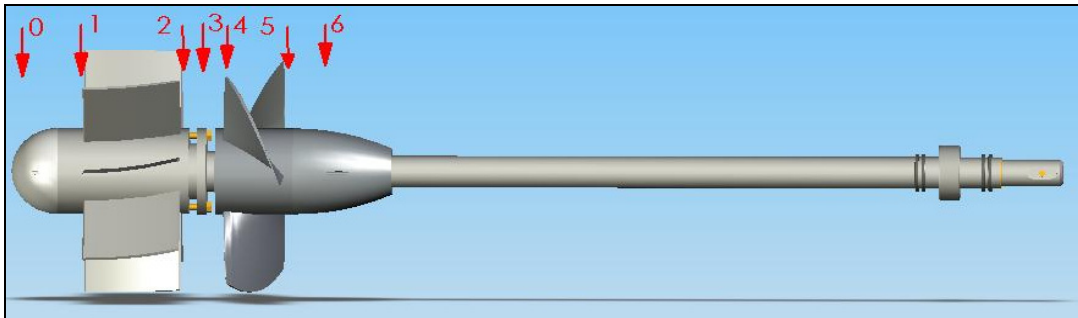


Figura 2.9: Distribución de puntos notables del flujo para el cálculo de la turbina

## 2.5 Cálculos básicos para la determinación de las dimensiones de la turbina.

### 2.5.1 Determinación de la velocidad de giro de la turbina.

Partiendo de la siguiente fórmula de los motores eléctricos [25]:

$$N_s = \frac{120 * f}{p} \quad (2.45)$$

Donde:

$f$ : Frecuencia, Hz.

$p$ : Número de polos.

Como ejemplo de cálculo siguiente se realizará para un motor de inducción de 3 kW, 6 polos y de frecuencia 60 Hz, por lo tanto:

La velocidad de sincronismo de los motores ( $N_s$ ) se obtiene reemplazando en la **ecuación (2.45)**:

$$N_s = 1200$$

La velocidad de los motores a plena carga ( $n_r$ ), dato que se obtiene del catálogo (ver **anexo A.9**), es:

$$N_r = 1150$$

El deslizamiento ( $s$ ) será:

$$s = \frac{N_s - N_r}{N_s} \quad (2.46)$$

Reemplazando se tiene:

$$s = 0.042$$

Ahora el motor de inducción para que trabaje como generador tendrá que girar a una velocidad mayor que cuando trabaja como motor para que genere energía eléctrica, es decir para que trabaje como generador. La velocidad del motor de inducción como generador se obtendrá de la ecuación de sincronismo pero partiendo que el sincronismo será negativo, por lo tanto:

$$N_g = (1 + s).N_s \quad (2.47)$$

Donde:

$N_g$  = Velocidad de rotación a la que tiene que girar el motor para que trabaje como generador.

$s$  = Deslizamiento tendrá signo negativo por trabajar como generador.

$$N_g = (1 + s).N_r \quad (2.48)$$

Generador:  $N_g = 1250 \text{ r.p.m.}$

En el **anexo 3** se puede apreciar mediante un cuadro la velocidad a la que tiene que girar la turbina, cuando se encuentre acoplada directamente a un motor de inducción para que éste trabaje como generador, a diferentes condiciones de potencias desde 2.2 hasta 55 kW.

### 2.5.2 Potencia eléctrica.

Mediante la aplicación de la siguiente expresión se obtienen los casos de caudal y saltos para la turbina:

$$Pe = \frac{\eta_g * \eta * Q * H * \rho}{102} \quad (2.49)$$

Donde:

$\eta_g$  : Eficiencia del generador, *adim.*

$\eta$  : Eficiencia total, *adim.*

$Q$  : Caudal,  $m^3/s$ .

$\rho$  : Densidad del fluido,  $kg/m^3$ .

$Pe$  : Potencia eléctrica, *kW*.

#### 2.5.2.1 Datos nominales para el diseño del grupo de generación.

El grupo se diseñará para una potencia eléctrica de 3.0 kW.

- Potencia eléctrica del generador,  $Pe = 3 \text{ kW}$ .
- Eficiencia del motor como generador  $\eta_g = 0.7$ .
- Eficiencia de la turbina  $\eta = 0.6$ .
- Velocidad de rotación del motor,  $N = 1150 \text{ rpm}$ .

- Velocidad de rotación del motor como generador,  $N_g = 1250 \text{ rpm}$ .
- Número de polos = 6.
- Frecuencia,  $f = 60 \text{ Hz}$ .

Por lo tanto, reemplazando los valores anteriores en la **ecuación (2.49)** se obtiene:

$$Q * H = 0.73 \tag{2.50}$$

Reemplazando valores de caudal y salto en la **ecuación (2.50)** se tiene la siguiente **figura 2.10** y la **tabla 2.3**:

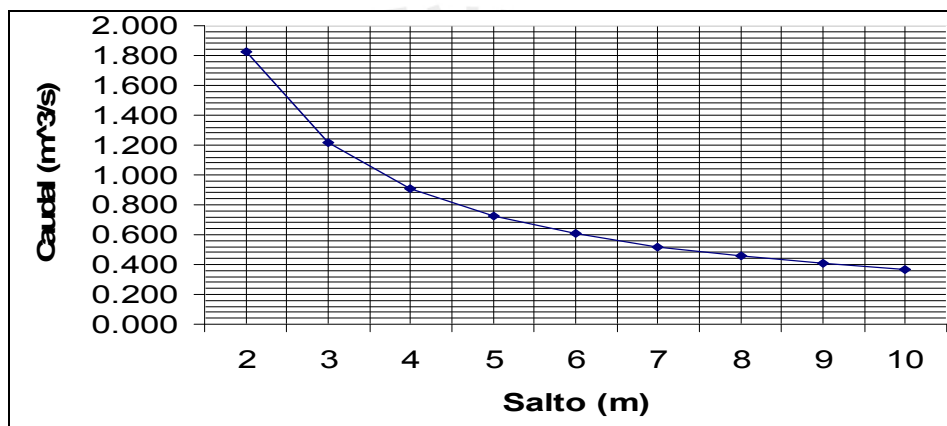


Figura 2.10: Caudal en función del salto para la potencia de 3kW.

Tabla 2.3: Valores de salto y caudal para 3 kW.

H (m)	Q (m³/s)
2	0.364
3	0.243
4	0.182
5	0.146
6	0.121
7	0.104
8	0.091
9	0.081
10	0.073

Con estos valores de la **tabla 2.3** y teniendo en cuenta que la turbina tendrá que girar a 1250 *r.p.m.* para la obtener la potencia de 3 kW, se aplica la **ecuación (1.4)** de la velocidad específica de caudal. Con lo cual se obtiene la **tabla 2.4**, la cual posee una tabla a la izquierda, que muestra los valores de caudal y salto para 3 kW, mientras, la de la derecha muestra los valores correspondientes para  $N_q =$  desde 212 a 297. Estos rango son tomados a base de la consideración dada en el **acápito 2.4**, letra “e” ( $N_q = 210-300$ ).

Tabla 2.4: Valores de salto y su respectiva velocidad específica para 3 KW.

Salto	Nq	Salto	Nq
2	472	2.9	297
2.9	297	3.0	285
3	285	3.1	273
3.8	212	3.2	262
4	199	3.3	253
5	150	3.4	243
6	120	3.5	235
7	99	3.6	227
8	83	3.7	219
9	72	3.8	212
10	63		

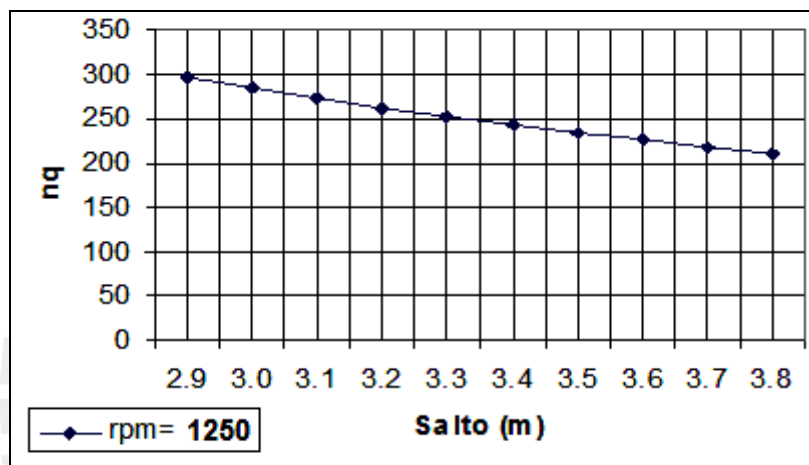


Figura 2.11: Curva de velocidad específica en función del salto.

El resumen de las distintas velocidades específicas que pueden tomar a diferentes saltos y a diferentes potencias se puede observar en **anexos 3**. El sombreado de color verde en las tablas se da para aquellos valores de velocidad específica que se encuentra dentro rango antes recomendado para tener de 3 a 4 álabes, es decir para  $Nq = 210 - 300 \text{ rpm}$ .

### 2.6 Métodos estadísticos para la obtención de las dimensiones generales de la turbina.

Los métodos estadísticos que se expondrán a continuación son resultado de la recolección de información de turbinas Kaplan de grandes dimensiones y potencias, hechas en el mundo. Estos estudios son representados en gráficas estadísticas, de las cuales por aproximaciones se obtienen fórmulas aplicables para realizar el diseño del rodete de la turbina. Los autores son: Bohl, F. Siervo y F. de Leva, F. Schweiger y J. Gregori y Adolph.

a) Método de Bohl

Para definir las dimensiones de la turbina primero tenemos que calcular el coeficiente de velocidad tangencial ( $Ku$ ), éste valor lo obtendremos de la **figura 2.13**, después se reemplazará en las **ecuaciones (2.51) al (2.55)** para obtener las dimensiones totales **[6]**.

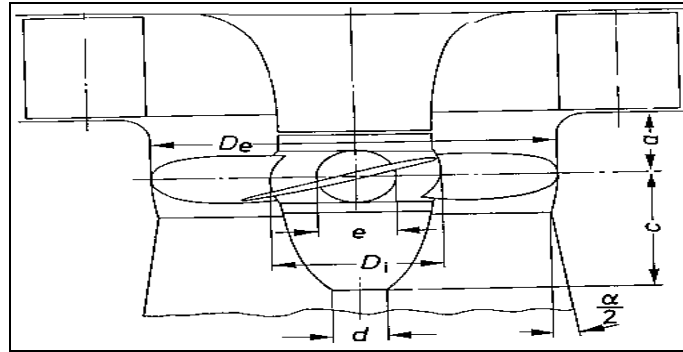


Figura 2.12: Dimensiones principales de la turbina Kaplan, Bohl **[6]**.

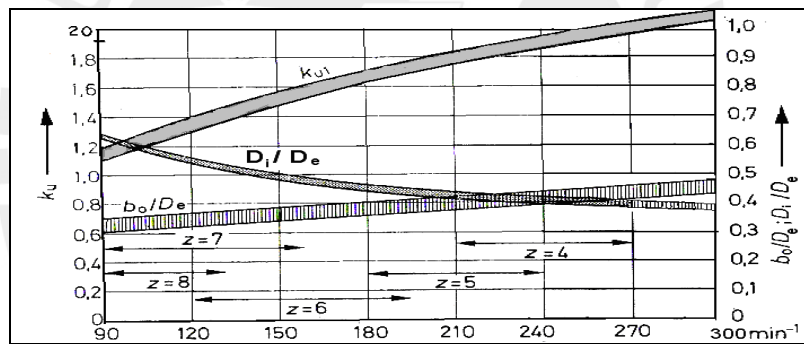


Figura 2.13: Valores de dimensiones para turbinas Kaplan **[6]**.

Este método presenta las siguientes fórmulas:

$$De = \frac{84.6Ku\sqrt{H}}{N} \tag{2.51}$$

$$Di = (0.4 - 0.6).De \tag{2.52}$$

$$d = (0.1 - 0.15).De \tag{2.53}$$

$$c = (0.45 - 0.6).De \tag{2.54}$$

$$a = (0.23 - 0.28).De \tag{2.55}$$

Donde:

$Ku$  : Coeficiente de velocidad tangencial.

b) Método de F. Siervo y F. de Leva

Este método se basa en el estudio de más de 130 turbinas Kaplan manufacturadas alrededor del mundo [7]. El estudio estadístico será provisto a través de las fórmulas que se plantean a continuación:

$$Ku = 0,79 + 1,61 \cdot 10^{-3} \cdot n_s ; r = 0.95 \text{ y } s = 0.1 \quad (2.56)$$

Donde:

$Ku$  : Coeficiente de velocidad tangencial

$n_s$  : Velocidad específica, *r.p.m.*

$s$  : Desviación estándar.

$r$  : Coeficiente de correlación.

Además plantea las siguientes ecuaciones para obtener las dimensionales principales:

$$De = \frac{84.5 Ku \cdot \sqrt{H}}{n} \quad (2.57)$$

$$Di = \left( 0.25 + \frac{94 \cdot 64}{n_s} \right) \cdot De ; r = 0.82 \text{ y } s = 0.04 \quad (2.58)$$

$$c = \left( 6.94 \cdot n_s^{-0.403} \right) De ; r = -0.62 \text{ y } s = 0.07 \quad (2.59)$$

$$Hi = \left( 0.38 + 5.17 \times 10^{-5} \cdot n_s \right) De ; r = 0.23 \text{ y } s = 0.03 \quad (2.60)$$

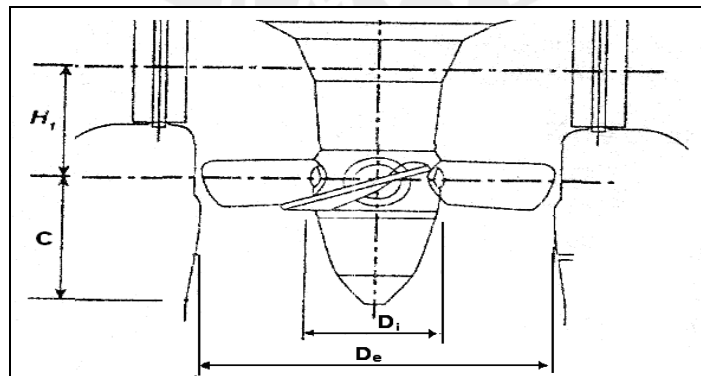


Figura 2.14: Dimensiones principales de la turbina Kaplan, según F. Siervo [7].

Se aplicarán las **ecuaciones (2.57)** al **(2.60)** para obtener diferentes dimensiones de turbinas a diferentes potencias, basándonos en las alturas de saltos adecuados con tal que se cumpla la recomendación de la velocidad específica.

c) Método F. Schweiger y J. Gregori

El estudio basado en más de 120 turbinas Kaplan manufacturadas [8]. El estudio estadístico se presenta a través de las siguientes ecuaciones,

$$Ku = 0.8434 + 0.00456.n_q; r = 0.95 \text{ y } s = 0.221 \quad (2.61)$$

Donde:

$Ku$  : Coeficiente de velocidad tangencial

$n_q$  : Velocidad específica, r.p.m.

$s$  : Desviación estándar.

$r$  : Coeficiente de correlación.

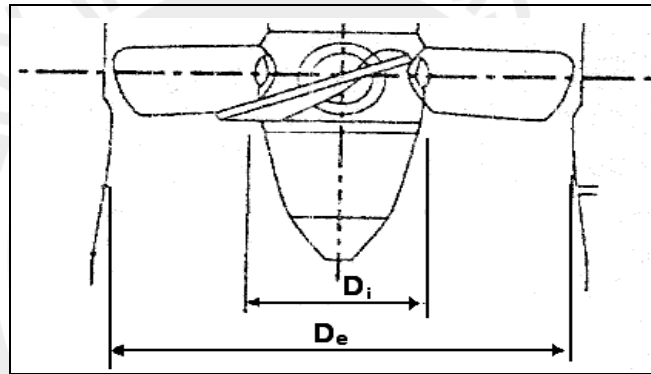


Figura 2.15: Dimensiones principales de la turbina Kaplan, según F. Schweiger [8].

$$De = \frac{60.Ku.\sqrt{2.g.H}}{n.\pi} \quad (2.62)$$

$$Di = \left( 0.2718 + \frac{27.7446}{n_q} \right).De; r = 0.79 \text{ y } s = 0.05547 \quad (2.63)$$

Con la operación de las **ecuaciones (2.62) y (2.63)** se obtiene los diámetros respectivos para diferentes turbinas.

d) Método de Adolph

Este método se basa en la **figura 2.16**, para hallar algunos parámetros de la turbina tipo Kaplan, de la cual se obtendrá el valor de:  $\frac{c_m^2}{2.g.H}$ . Despejando de éste último

término se halla el valor de  $c_m^2$  [9]. Además se tendrá en consideración las siguientes **ecuaciones (2.53), (2.54) y (2.55)**:

$$D_i / D_e = (0.4 \dots 0.5) \tag{2.64}$$

$$Q = c_m \cdot \pi \cdot (D_e^2 - D_i^2) / 4 \tag{2.65}$$

Donde:

$c_m$  : Velocidad axial promedio del fluido en el rodete,  $m/s$ .

$D_e$  : Diámetro exterior del rodete Kaplan,  $m$ .

$D_i$  : Diámetro interior del rodete Kaplan,  $m$ .

$Q$  : Caudal,  $m^3/s$ .

Tomaremos el promedio de los rangos en cada caso por lo tanto:  $D_i / D_e = 0.45$ .

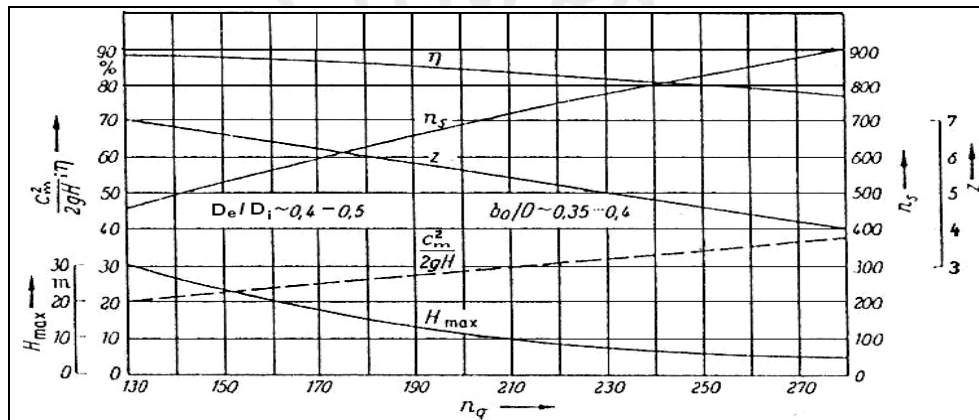


Figura 2.16: Información para rodetes Kaplan y de hélice según Adolph [9].

### 2.6.1 Determinación de las dimensiones principales de la turbina.

Los métodos anteriores pueden ser aplicados para las diferentes potencias, salto, caudales y velocidades específicas, según sean los requerimientos de diseño. Sin embargo para el presente trabajo definiremos ciertos parámetros para continuar con el diseño hidráulico del rodete y luego con el diseño mecánico. El grupo generará 3 kW de potencia eléctrica, para un **salto bruto de 3 m** y un **caudal de 0.243 m³/s**, además la velocidad específica se encontrará dentro del rango 210-300 *r.p.m.* Aplicando las fórmulas de los métodos explicados anteriormente se tiene:

Tabla 2.5: Dimensiones principales según los métodos estadísticos (Ver **anexo 4**).

Autores	De mm	Di mm	d mm	c mm	Hi mm	A mm
Bohl	244	98 - 146	24 - 32	110 - 146	/	56 - 68
F. de Siervo	196	83	/	100	80	/
F. Schweiger	183	68	/	/	76	/
Adolph	279	126	/	/	/	/

A continuación se presenta en la **tabla 2.6** el rango de valores tomados de la **tabla 2.5**.

Tabla 2.6: Rango de los valores principales para el diseño del rotor de la turbina.

H m	Q m <sup>3</sup> /s	De mm	Di mm	d mm	c mm	Hi mm	a mm
3	0.243	183-279	68-146	24 - 32	110-146	76-80	56-68

En el **anexo 4** se puede apreciar tablas y figuras de los diferentes métodos estadísticos para la potencia de 3.0 kW. Además se debe tener presente que el diámetro exterior respecto al diámetro interior tendrá una variación entre 30% a 50%.

Para limitar el rango de los diámetros se debe tener en consideración, que por recomendación [26] cuando se emplea como fluido al agua y para el caso de turbinas se tiene que la velocidad axial ( $C_m$ ) debe tener valores menores a 7 m/s, por lo tanto se aplica la **ecuación (2.66)** para los diámetros del rango obtenidos por los métodos estadísticos.

$$c_m = \frac{4.Q}{(De^2 - Di^2).\pi} \quad (2.66)$$

Los resultados se pueden apreciar en el **anexo 6**, por lo tanto el nuevo rango de aplicación para el diámetro exterior será entre 0.225 y 0.275 m.

### 2.6.2 Verificación del diámetro externo según el diagrama de Cordier.

En 1955, O. Cordier, publicó su estudio sobre las condiciones de semejanza de turbomáquinas para cualquier geometría y lo representó en un diagrama. (**Figura 2.17**). Además propuso las siguientes ecuaciones:

$$\delta = \frac{De.\sqrt[4]{H}}{0.536.\sqrt{Q}} \quad (2.67)$$

$$\sigma = \frac{N_q}{157.8} \quad (2.68)$$

Donde:

$\delta$  : Diámetro específico, adimensional.

$\sigma$  : Cifra de velocidad, adimensional.

$De$  : Diámetro externo del rodete, m.

$H$  : Salto neto, m.

$Q$  : Caudal, m<sup>3</sup>/s.

$N_q$  : Velocidad específica de caudal, r.p.m.

Con los valores del diámetro exterior entre 0.225 y 0.275  $m$  se procede a reemplazar en las ecuaciones (2.67) y (2.68) donde se calcula  $\delta$  y  $\sigma$ .

Con los resultados obtenidos de aplicar dichas ecuaciones se podrá ingresar a la figura 2.17 y así poder encontrar las coordenadas. Si la coordenada se encuentra cerca de la curva mostrada entonces el diámetro externo ( $D_e$ ) será correcto.

Para el caso de la tesis se obtiene:  $\delta = 1.12 - 1.37$  y  $\sigma = 1.7$  por lo que se tendrá como resultado un rango de las coordenadas posibles calculadas para  $\delta$  y  $\sigma$ . Este rango se encuentra cercano a la curva del diagrama de Cordier (figura 2.17), por lo tanto cualquier valor que tome el diámetro externo entre 0.225 – 0.275  $m$  es válido para el diseño del rodete. La selección final de los valores del dimensionamiento del rodete se realizará páginas adelante.

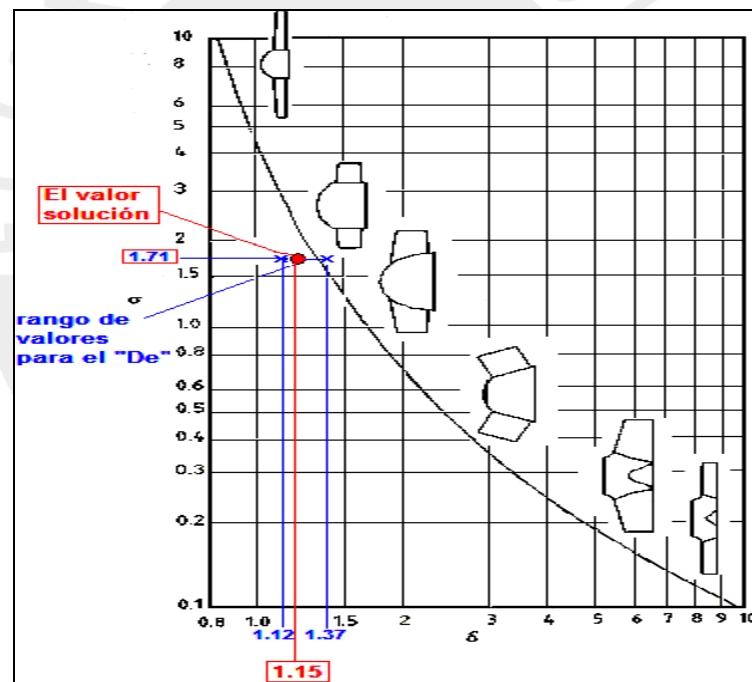


Figura 2.17: Ubicación de  $\delta$  y  $\sigma$  en el diagrama de Cordier.

## 2.7 Selección de los álabes.

### 2.7.1 Teoría del álabe portante situada en una corriente uniforme de un fluido.

Como se observa en la figura 2.18 el álabe se encuentra sometida a una corriente, uniforme y no perturbada de un fluido con una velocidad ( $w_\infty$ ) y con un ángulo de ataque ( $\delta$ ).

La velocidad del fluido variará en la cercanía del álabe donde se apreciará que la velocidad crece en el lado convexo, con lo cual se forma una depresión; y en el lado cóncavo la velocidad decrecerá lo que provoca un aumento de la presión. También se observa la distribución de las alturas de presión que poseen una dirección perpendicular a la velocidad del fluido y su magnitud dependerá de la forma del perfil.

Como resultado de las diferencias de alturas se obtiene la fuerza ascensional ( $F_S$ ) y la fuerza de resistencia ( $F_R$ ), con dirección perpendicular y dirección paralela a ( $w_\infty$ ) respectivamente.

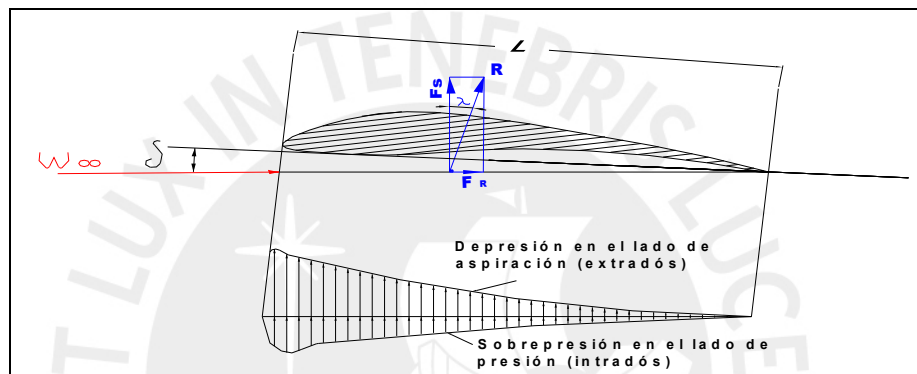


Figura 2.18: Álabe situado en una corriente de flujo.

$$F_S = C_S \cdot \frac{\gamma}{2 * g} \cdot w_\infty^2 \cdot b \cdot l \tag{2.69}$$

$$F_R = C_R \cdot \frac{\gamma}{2 * g} \cdot w_\infty^2 \cdot b \cdot l \tag{2.70}$$

Donde:

- |  |  |
|--|--|
| $F_S$ : Fuerza ascensional, $N$ .          | $w_\infty$ : Velocidad del fluido, $m/s$ .       |
| $F_R$ : Fuerza de resistencia, $N$ .       | $b$ : Longitud del álabe, $m$ .                  |
| $C_R$ : Coeficiente de resistencia, adim.  | $L$ : Ancho del álabe, $m$ .                     |
| $C_S$ : Coeficiente de sustentación, adim. | $\gamma$ : Peso específico del fluido, $N/m^3$ . |
|  | $\delta$ : Ángulo de ataque, grados.             |

Los ensayos de estos álabes son hechos teniendo como fluido al aire, por lo que, para poder hacer la aplicación en líquidos, como es el caso de las turbinas es necesario reformular los coeficientes ( $C_S$ ), ( $C_R$ ) y el ángulo de ataque ( $\delta$ ), así también debe cumplir que el valor de Reynolds  $\geq 4.10^5$ , por lo tanto:

$$C'_S = C_S \tag{2.71}$$

$$C'_R = C_R - \frac{1}{\pi} \cdot C_S^2 \cdot \frac{L}{b} \tag{2.72}$$

$$\delta' = \delta - \frac{1}{\pi} \cdot C_S \cdot \frac{L}{b} \cdot 57,3 \tag{2.73}$$

Los coeficientes  $C_S$  y  $C_R$  carecen de dimensiones, dependen de la forma del perfil y del ángulo de ataque. Éstos se obtienen de forma experimental en túneles aerodinámicos para cada tipo de álabe y se representan en curvas polares como la siguiente:

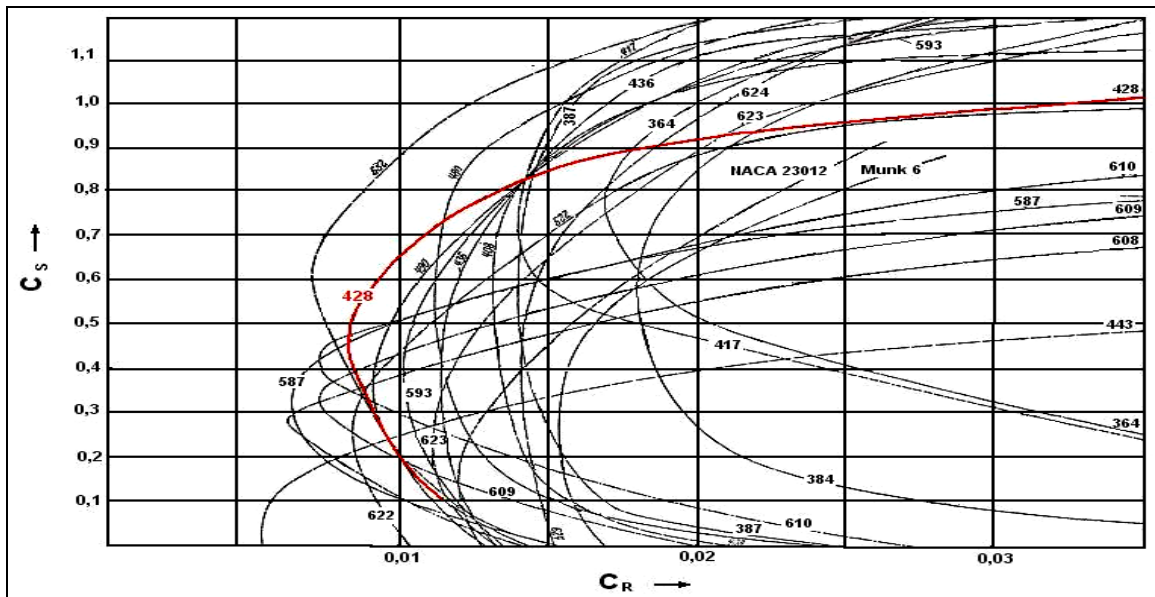


Figura 2.19: Curva polar correspondientes a un determinado perfil [11].

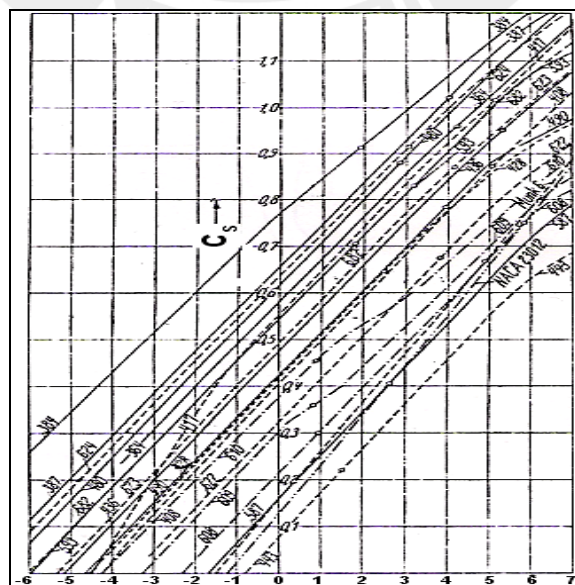


Figura 2.20: Coeficiente de sustentación en función del ángulo de ataque [11].

La relación entre los coeficientes es la siguiente:

$$\frac{C_R}{C_S} = \varepsilon = tg\lambda \quad (2.74)$$

Donde:

$\varepsilon$  : Relación de planeo.

$\lambda$  : Ángulo de planeo.

### 2.7.2 Teoría de una reja de álabes en una corriente uniforme de un fluido.

El rotor se considera como una rueda de álabes dispuesto de manera radial. Si se corta al rodete por el medio de una sección cilindra coaxial al rodete de radio  $r$ , con espesor ( $dr$ ) y luego esta sección se desarrolla sobre un plano, se observaría la siguiente disposición geométrica de los álabes.

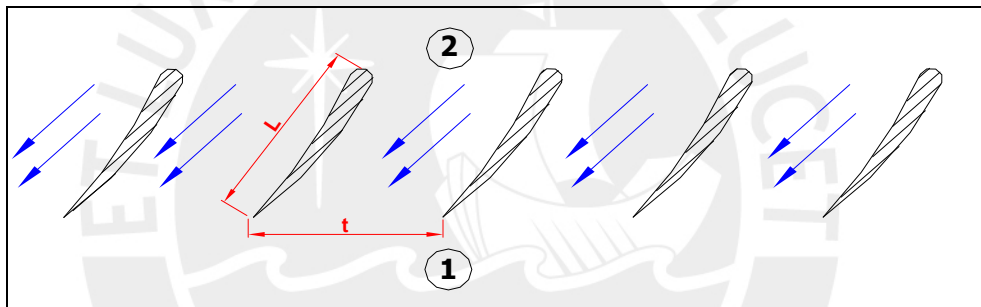


Figura 2.20: Conjunto de álabes en una corriente de flujo.

$$t = \frac{2 * r * \pi}{Z} \quad (2.75)$$

Donde:

$L$  : Longitud de la cuerda del álabes,  $m$ .

$t$  : Distancia entre álabes o paso,  $m$ .

$r$  : Radio,  $m$ .

$dr$  : Espesor,  $m$ .

$Z$  : Número de álabes.

Respecto a la corriente que atraviesa al conjunto de álabes, comparada con la corriente que rodea al ala portante libre, se observa que:

- El álabes portante al encontrarse con el flujo producirá variaciones en las corrientes del fluido incidente, al encontrarse en conjunto la variación será mayor por la influencia mutua que se provocan.

La consecuencia será la variación en los valores experimentales de los coeficientes donde el valor de  $C_S$  disminuirá y el de  $C_R$  crecerá.

Por lo tanto, se tendrá dos caminos para suprimir esta variación:

- a. Determinar los nuevos valores para los perfiles en conjunto (experimento).
- b. Cambiar el perfil con el fin de suprimir la influencia del conjunto.

Sin embargo para ambos casos se tendría que hacer estudios para el caso específico de rodete, por lo que Fuchslocher [27] sugiere obviar esta influencia porque la experiencia ha demostrado que si se tiene un conjunto de álabes muy espaciados y poco cargados, seleccionando adecuadamente la relación  $t/L$ , como será el caso de la turbina entonces se podrá considerar los valores experimentados de un álabe en un flujo hacia el caso de los álabes cuando trabajen en conjunto.

- Tampoco se considera la presión que ejercen los álabes, la fuerza centrífuga y el efecto de rozamiento por acción de la viscosidad, que en conjunto crean corrientes secundarias ya que al ser secundarias no afectarán de manera explícita en el funcionamiento normal.
- Un perfil de álabe portante es más favorable cuanto menor sea su relación de planeo. Se debe tener en cuenta que estos valores experimentales se dan para el caso del álabe que tiene una longitud finita, mientras que en la turbina se encontrará rodeado por el cubo del rodete y la carcasa.

Por lo que para poder aplicar a los álabes ensayados en corrientes uniformes se tendrá que prescindir de esta influencia y además de las variaciones en las presiones.

### 2.7.3 Cálculo del rodete.

El cálculo se hará para un sistema de álabes con un grado de reacción  $0.5 < R < 1.0$ , según la **figura 2.2.1** y la **figura 2.2.2**, donde:

$c_1$  y  $c_2$  : Velocidades absolutas,  $m/s$ .

$w_1$  y  $w_2$  : Velocidades relativas,  $m/s$ .

$c_m$  : Velocidad axial,  $m/s$ .

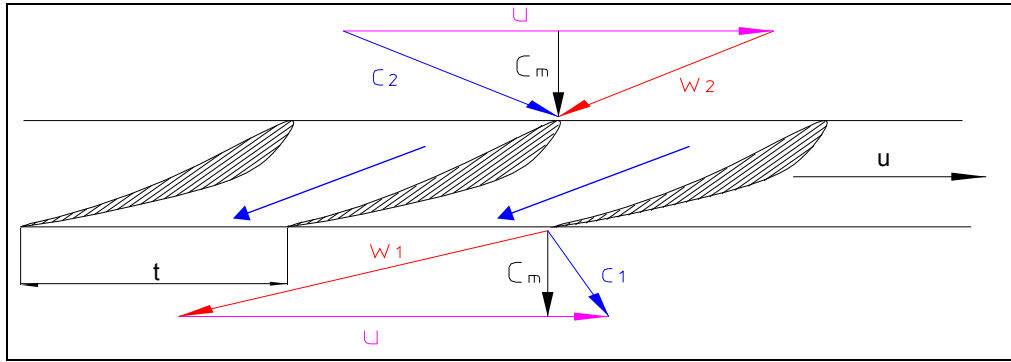


Figura 2.21: Triángulo de velocidades en el álabe.

Los triángulos de entrada y salida tienen la misma dimensión de la componente axial por lo que se pueden sobreponer en una sola figura.

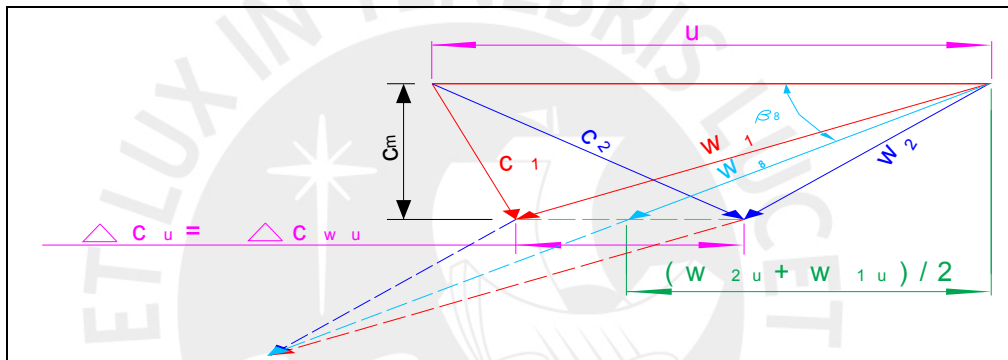


Figura 2.22: Triángulo de velocidades superpuestas.

De la **figura 2.22** y de la **ecuación (2.10)**, se desprende la siguiente ecuación.

$$H_R = H_{Euler} = u \cdot (c_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1) = u \cdot \Delta c_u \quad (2.76)$$

Ahora, prescindiendo de la resistencia producto del rozamiento, se analiza la fuerza ascensional ( $dF_s$ ) a partir de la fuerza de empuje axial ( $dF_A$ ) y la fuerza normal ( $dN$ ).

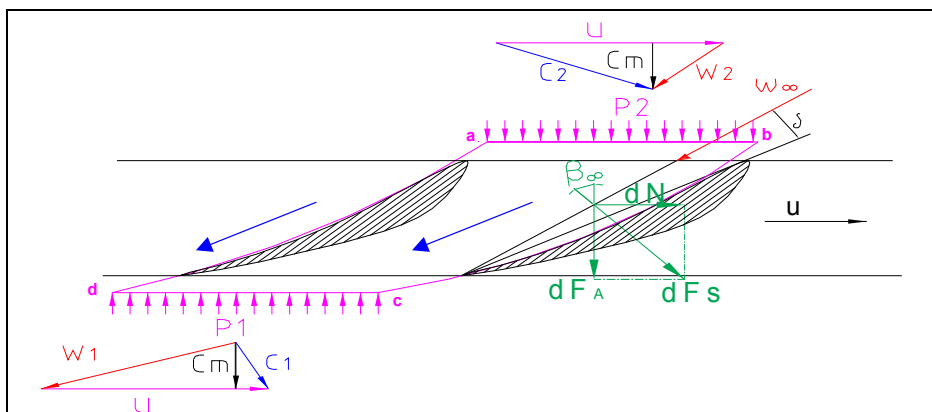


Figura 2.23: Triángulo de velocidades.

Donde el flujo másico que circula a través de la zona delimitada por **abcd** y el espesor  $dr$  es:

$$d\dot{m} = \frac{\gamma}{g} \cdot t \cdot dr \cdot c_m \quad (2.77)$$

La fuerza que ejerce el líquido hacia el álabe (fuerza de acción) es:

$$dN = -\frac{\gamma}{g} \cdot t \cdot dr \cdot c_m \cdot (w_{2u} - w_{1u}) \quad (2.78)$$

Por lo tanto aplicando Bernoulli, se tiene:

$$p_2 - p_1 = -\frac{\gamma}{2g} \cdot (w_2^2 - w_1^2) \quad (2.79)$$

La fuerza empuje axial.

$$dF_A = (p_2 - p_1) \cdot t \cdot dr = -\frac{\gamma}{2g} \cdot (w_2^2 - w_1^2) \cdot t \cdot dr \quad (2.80)$$

Donde:

$\gamma$  : Peso específico,  $N/m^3$ .  $c_m$  : Velocidad axial,  $m/s$ .

$dT$  : Fuerza tangencial,  $N$ .  $p_1$  y  $p_2$  : Presiones,  $Pa$ .

$dF_A$  : Fuerza axial,  $N$ .

De las **ecuaciones (2.78) y (2.80)** se tiene:

$$\frac{dF_A}{dN} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot c_m \cdot (w_{2u} - w_{1u})} \quad (2.81)$$

De la **figura 2.22** se tiene:

$$w_2^2 - w_1^2 = w_{2u}^2 - w_{1u}^2 \quad (2.82)$$

Aplicando la **ecuación (2.82)** en la **ecuación (2.81)** se tiene:

$$\frac{dF_A}{dN} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot c_m \cdot (w_{2u} - w_{1u})} \quad (2.83)$$

Aplicando la **ecuación (2.83)** en la **ecuación (2.82)** se tiene:

$$\frac{dF_A}{dN} = \left( \frac{w_{2u} + w_{1u}}{2} \right) \cdot \frac{1}{c_m} = \text{Ctg } \beta_\infty \quad (2.84)$$

Con la **ecuación (2.84)** se justifica que la fuerza de sustentación es perpendicular a la dirección de la velocidad del fluido ( $w_\infty$ ).

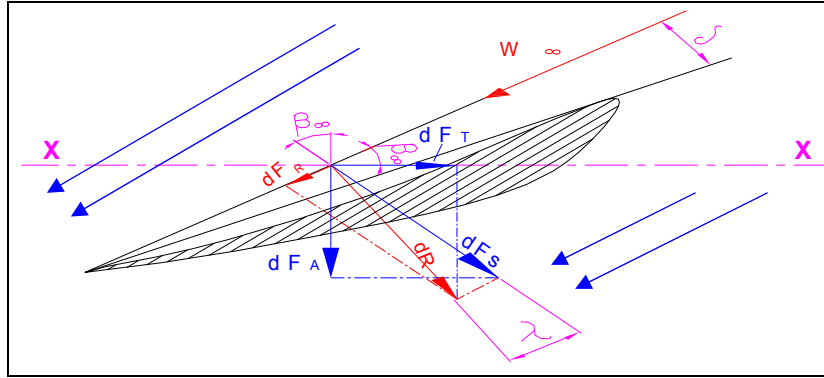


Figura 2.24: Fuerzas aplicadas al álabe.

De la **fig. 2.24** y la **ecuación (2.69)** se obtiene la fuerza resultante ( $R$ ).

$$dR = \frac{dF_s}{\cos \lambda} = \frac{C'_s \cdot \gamma \cdot w_\infty^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{dr \cdot L}{\cos \lambda} \quad (2.85)$$

La componente del empuje del fluido sobre los álabes ( $dF_T$ ) se obtiene de la **ecuación (2.85)** y la **fig. 2.24**:

$$dF_T = dR \cdot \cos(90^\circ - (\beta_\infty + \lambda)) = C'_s \cdot \frac{\gamma \cdot w_\infty^2}{2 \cdot g} \cdot L \cdot dr \cdot \frac{\text{sen}(\beta_\infty - \lambda)}{\cos \lambda} \quad (2.86)$$

La potencia producida es:

$$dP = \gamma \cdot dQ \cdot H_R = \gamma \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr \cdot c_m \cdot H_R = u \cdot Z \cdot dF_T \quad (2.87)$$

$$H_R = H \cdot \eta_h \quad (2.88)$$

Donde:

$\gamma$  : Peso específico,  $N / m^3$ .

$H_R$  : Salto del rodete  $m$ .

$dP$  : Potencia,  $W$ .

$\eta_h$  : eficiencia hidráulica.

$H$  : Salto neto.  $m$ .

De las **ecuaciones (2.75)**, **(2.86)** y **(2.87)**, se tiene:

$$H_R = \frac{C_s}{2 \cdot g} \cdot \frac{u}{c_m} \cdot w_\infty^2 \cdot \frac{L}{t} \cdot \frac{\text{sen}(\beta_\infty - \lambda)}{\cos \lambda} \quad (2.89)$$

Consideramos que el líquido que sale del rotor tiene dirección axial, entonces:

$$C_{1u} = 0 \quad (2.90)$$

Las siguientes ecuaciones se basan en las relaciones geométricas y que  $\Delta c_u = \Delta w_u$  apreciables en la **figura 2.22**, También teniendo de referencia la **ecuación (2.90)**.

$$w_\infty^2 = C_m^2 + \left(u - \frac{C_{2u}}{2}\right)^2 \tag{2.91}$$

$$\operatorname{Tg} \beta_\infty = \frac{C_m}{u - \frac{C_{2u}}{2}} \tag{2.92}$$

Según Fuchslocher [28] se recomienda que la relación de planeo sea muy pequeña por lo que se puede estimar que  $\lambda \approx 1^\circ$  a  $2^\circ$ , sino no se conoce el perfil del álabe con el cual se va a trabajar, además no habrá mucha diferencia en el resultado final, por consiguiente, se obtiene la **ecuación (2.89)**:

$$C_s \cdot \left(\frac{L}{t}\right) = \frac{2 \cdot g \cdot H_R \cdot c_m}{u \cdot w_\infty^2 \cdot \operatorname{sen}(\beta_\infty - \lambda)} \tag{2.93}$$

#### 2.7.4 Configuración de los perfiles de los álaves.

Para el diseño del perfil se ha escogido uno del tipo Göttingen N° 428, dicha selección se debe a las recomendaciones dadas por Adolph [9] y Pfleiderer [11] para aplicaciones en turbinas y bombas axiales. Las características del álabe se obtuvieron en el Instituto de Aerodinámica de Gotinga, Alemania. En la **tabla 2.7** se da las características de este perfil a diferentes secciones expresada en tantos por ciento de la longitud [11].

Tabla 2.7: Tabla de valores en % de la longitud para el perfil Göttingen N° 428 [11].

L (%)	0	1.3	2.5	5	7.5	10	15	20	30	
428	x°	1.25	2.75	3.5	4.8	6.05	6.5	7.55	8.2	8.55
	y°	1.25	0.3	0.2	0.1	0	0	0.05	0.15	0.3

L (%)	40	50	60	80	90	95	100	
428	x°	8.35	7.8	6.8	4.2	2.15	1.2	0
	y°	0.4	0.4	0.4	0.15	0.05	0	0

Se debe tener presente que los rango mas usuales de valores de  $C_s$  recomendados por los diseñadores de turbinas son los siguientes, ver **tabla 2.8**.

Tabla 2.8: Valores recomendados de  $C_s$ .

Autores	Referencia	radio interno ( $r_i$ )	radio externo ( $r_e$ )
		$C_s$ (i)	$C_s$ (e)
BRAN	[ 29 ]	0.8	0.28
PFLEIDERER	[ 30 ]	1.2-1.3	0.32
QUANTZ	[ 31 ]	1.1	0.34
ADOLPH	[ 32 ]	1.6	0.31

Recomendaciones:

- Se debe tener en cuenta que al crecer la distancia al eje de giro se debe disminuir el valor numérico de  $C_s \times (L/t)$  ya sea por acción de  $C_s$ , de  $L/t$  o de ambos a la vez.
- La reducción de  $C_s$  produce perfiles delgados y aplanados; y la reducción de  $(L/t)$  da álabes cada vez más, es decir, producirá la perturbación del fluido.
- En rodets rápidos para evitar la cavitación conviene ir reduciendo el coeficiente  $C_s$  conforme se va aumentando la velocidad tangencial, es decir conforme se aumenta la distancia al eje de giro de la turbina.
- Al tener los valores de  $(t/L) > 1$  se garantiza que los álabes se encuentran debidamente espaciados en caso contrario se producirán grandes modificaciones en la trayectoria del fluido, asimismo disminuirá los efectos de variación en la forma polar del perfil una vez que trabaje en forma conjunta. Así también  $(t/L) < 2$  porque sino los álabes se encontrarán demasiado espaciados y puede ser probable que no se realice una buena transferencia de energía.

Tabla 2.9: Parámetros para el diseño de los álabes.

Eficiencia volumétrica: $\eta_{vol} = 0.96$	Eficiencia turbina: $\eta_t = 0.6$	Salto neto: $3 \text{ m}$	Componente tangencial a la salida del rodete: $C_{1u} = 0 \text{ m/s}$
Eficiencia mecánica: $\eta_{mec} = 0.98$	Potencia eléctrica: $3 \text{ kW}$	Salto del rodete: $(H_R = \eta_h \cdot H)$ $1.91 \text{ m}$	Número de álabes: $3$
Eficiencia hidráulica: $\eta_h = 0.64$	Velocidad de giro de la turbina: $1250 \text{ rpm}$	Caudal: $0.243 \text{ m}^3 / \text{s}$	Diámetro interno y externo del rotor:

Con los parámetros de la **tabla 2.9** y teniendo en cuenta el rango diámetro externo (0.225 a 0.275 m) con sus respectivas combinaciones de diámetros internos se les aplica las **ecuaciones (2.91), (2.92), (2.93)** así mismo sólo se tomará en cuenta aquellos valores de “ $C_s$ ” recomendados en la **tabla 2.8**. El resultado de las operaciones se encuentra en el **anexo 6** donde siguiendo las recomendaciones anteriores ( $1 < (t/L) < 2$ ) se puede apreciar que los valores fuera de este rango no se

tomarán en cuenta, tampoco aquellos valores que no cumplan con el radio exterior y su respectivo radio interior. Dichos valores que no cumplan se encontraran coloreados de color rojo. Finalmente, el rango de diámetros exteriores se limita entre 0.225 y 0.240 m. El resumen se encuentra en la **tabla 2.10**.

Si en lugar de 3 álabes por rodete se hubiera tomado 4 álabes la única variación que se tendrá es en la longitud de la cuerda del álabe, más no en el valor de  $C_s$  y  $(t / L)$ , para cada combinación de radio externo e interno y teniendo los mismos parámetros de la **tabla 2.9**. Un ejemplo para 4 álabes se puede apreciar al final del **anexo 7** el cual se puede contrastar para el caso 3 álabes que se desarrolla en este proyecto.

Se debe tener en cuenta que con un menor número de álabes menores serán los costos de manufactura y mantenimiento.

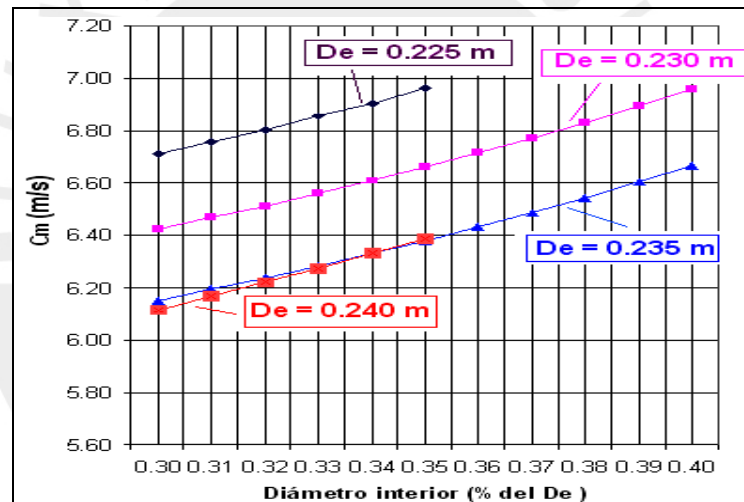


Figura 2.25: Diámetros internos (% de diámetros externos) en función de  $C_m$ .

Tabla 2.10: Rango de diámetro exterior y sus valores de diámetros interiores.

De (m)	0.225		0.230		0.235		0.240	
Límites para el Di	Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior
Di (m)	0.068 o 30% De	0.079 o 35% De	0.070 o 30% De	0.092 o 40% De	0.071 o 30% De	0.095 o 40% De	0.068 o 35% De	0.068 o 40% De

### 2.8 Diseño del rodete usando la teoría del ala portante.

Con los valores de la **tabla 2.10** para cada diámetro exterior e interior se realiza una proporción aritmética entre éstos y se obtiene:  $D_i$ ,  $D_a$ ,  $D_m$ ,  $D_b$  y  $D_e$ , asimismo de éstos se obtiene los radios proporcionales para el álabe:  $r_i$ ,  $r_a$ ,  $r_m$ ,  $r_b$  y  $r_e$  respectivamente, por ejemplo, para el diámetro exterior de 0.225 m e interior 0.068 m se tiene:  $D_i = 68 \text{ mm}$ ,

$D_a = 107.25 \text{ mm}$  ,  $D_m = 146.5 \text{ mm}$  ,  $D_b = 185.75 \text{ mm}$  y  $D_e = 225 \text{ mm}$  , asimismo se tiene:  $r_i = 34 \text{ mm}$  ,  $r_a = 53.63 \text{ mm}$  ,  $r_m = 73.25 \text{ mm}$  ,  $r_b = 92.88 \text{ mm}$  y  $r_e = 112.5 \text{ mm}$ .

A continuación, se realiza los procedimientos de cálculo tal como indica la **tabla 2.12**, ésta es hecha basada en función a los diámetros proporcionales de los rangos de la **tabla 2.10**, los parámetros de la **tabla 2.9** y las **ecuaciones (2.91)**, **(2.93)**, **(2.93)**. Una vez hecha esta tabla se procede a realizar el dibujo del rodete con sus triángulos de velocidades (ver **figura 2.27**), consecuentemente, el rodete que tenga mejor simetría y guarde mayores proporcionalidades de sus álabes será el elegido para la turbina.

Cabe indicar que se debe trazar una curva polinómica con los valores de los diámetros proporcionales y los valores extremos de "Cs". Entonces mediante trazos en dicha curva se obtienen valores proporcionales de "Cs" respectivos para los diámetros proporcionales (Ver **anexo A.8-figura A.8.1**). Sin embargo, estos valores no serán los definitivos sino que nos servirán para darnos una idea de la magnitud que tendrán, luego se reacomodan con la finalidad de cumplir con la condición que la longitud de la cuerda del álabe aumente de manera constante conforme aumenta el radio.

Por lo tanto, para el presente trabajo, el diámetro exterior de  $230 \text{ mm}$  e interior de  $83 \text{ mm}$  (**tabla 2.10**) son los diámetros elegidos para la construcción del rodete, por su mejor simetría frente al resto. El cálculo se evalúa en la **tabla 2.11**, **2.12**; **figura 2.26 y 2.27**. Además, en la **figura 2.17** se puede apreciar que para el diámetro externo de  $0.230 \text{ m}$  la solución es  $\delta = 1.15$  y  $\sigma = 1.7$ , estas coordenadas se encuentra muy cerca de la curva de Cordier, lo cual confirma la solución de buena elección.

Tabla 2.11: Datos importantes para el diseño del rodete axial.

Descripción	abr.	Unidades	Cantidad
Diámetro interno del rotor	$D_i$	$m$	0.083
Diámetro externo del rotor	$D_e$	$m$	0.230
Velocidad de giro de la turbina	$N$	$r.p.m.$	1250
Eficiencia volumétrica	$\eta_{vol}$	-	0.96
Eficiencia mecánica	$\eta_{mec}$	-	0.98
Eficiencia hidráulica	$\eta_h$	-	0.64
Eficiencia turbina	$\eta_t$	-	0.6
Salto neto	$H$	$m$	3
Salto del rodete	$H_R$	$m$	1.91
Caudal	$Q$	$m^3 / s$	0.243
Velocidad tangencial a la salida	$c_{1u}$	$m/s$	0
Velocidad axial	$c_m$	$m/s$	6.70
Número de álabes	-	-	3

Tabla 2.12: Cálculos para obtener los álabes del rotor.

Diámetro	Ecuación	Unidades	$D_i$	$D_a$	$D_m$	$D_b$	$D_e$
	-	m	0.082	0.119	0.156	0.193	0.230
radios	-	m	$r_i$	$r_a$	$r_m$	$r_b$	$r_e$
			0.041	0.060	0.078	0.097	0.115
$u = \pi * D * N / 60$	(2.1)	m/s	5.37	7.79	10.21	12.63	15.05
$c_{2u} = g * H_R / u$	(2.10)	m/s	3.50	2.41	1.84	1.49	1.25
$w^2 = c_m^2 + \left( u - \left[ \frac{c_{2u}}{c_{1u}} \right] - c_{1u} \right)^2$	(2.91)	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	57.93	88.19	131.17	186.19	253.07
$w_\infty$	-	m/s	7.61	9.39	11.45	13.65	15.91
$tg\beta_\infty = \frac{c_m}{\left( u - \left( \frac{c_{2u} - c_{1u}}{2} \right) - c_{1u} \right)}$	(2.92)	(°)	1.85	1.02	0.72	0.56	0.46
$\beta_\infty$	-	grados	61.62	45.49	35.78	29.39	24.89
$\beta_\infty$	-	(°), (′), (″)	61°37′12″	45°29′24″	35°46′48″	29°23′24″	24°53′24″
$\lambda$ (Angulo de planeo)	-	grados	1	1	1	1	1
$t = (2 * \pi * r_i)$	(2.76)	m	0.086	0.125	0.163	0.202	0.241
$C_s \cdot (l/t) = \frac{2 \cdot g \cdot H_R \cdot C_m}{w_\infty^2 \cdot u \cdot \text{sen}(\beta_\infty - \lambda)}$	(2.93)	-	0.861	0.480	0.300	0.205	0.148
$C_s \cdot L$	-	m	0.074	0.060	0.049	0.041	0.036
$C_s$ (anexo A. 8)	-	-	1.104	0.729	0.506	0.369	0.280
$L$	-	m	0.067	0.082	0.097	0.112	0.127
$t/L$	-	(>1)	1.280	1.525	1.683	1.805	1.895
Perfil N° = Göttingen N° 428	-	-	428	428	428	428	428
Factor de espesor (Ke)	-	-	1.301	1.343	1.329	1.214	0.968
$y_{\max}$ (%) (depende del perfil)	-	-	0.0855	0.0855	0.0855	0.0855	0.0855
$y_{\max}^1 = y_{\max} \cdot L \cdot C_s \cdot Ke$	-	m	0.0082	0.0069	0.0056	0.0043	0.0030
$Y_{\max}^1 / L$	-	m/m	0.123	0.084	0.057	0.038	0.023
$\varepsilon = tg \lambda = 0.012 + 0.06 \cdot \frac{y_{\max}^1}{L}$	-	-	0.019	0.017	0.015	0.014	0.013
$C_R = C_s \cdot \varepsilon$	(2.75)	-	0.021	0.013	0.008	0.005	0.004
$\lambda$	(2.75)	grados	1.109	0.976	0.885	0.819	0.767
$\lambda$	(2.75)	(°), (′), (″)	1° 6′ 32″	58′ 34″	53′ 6″	49′ 8″	46′ 1″
$\delta = \frac{C_a - \left( 4.8 \cdot \frac{y_{\max}^1}{L} \right)}{0.092}$	-	grados	5.58	3.57	2.50	2.01	1.83
$\beta_\infty - \delta$	-	grados	53.63	39.95	31.64	25.95	21.86
$\beta_\infty - \delta$	-	(°), (′), (″)	53°37′48″	39°57′	31°38′24″	25°57′	21°51′36″

Tabla 2.12: Cálculos para obtener los álabes del rotor. (Continuación).

Diámetro	Ecuación	Unidades	$D_i$	$D_a$	$D_m$	$D_b$	$D_e$
	-	m	0.082	0.119	0.156	0.193	0.230
radios	-	-	$r_i$	$r_a$	$r_m$	$r_b$	$r_e$
	-	m	0.041	0.060	0.078	0.097	0.115
Reynolds : $\nu = 1,0 \cdot 10^{-6}$ para 20 °C (agua)	-	$1,0 \cdot 10^{-6}$	5.22 E+05	7.98 E+05	1.16 E+06	1.60 E+06	2.12 E+06
Grado de reacción	(2.24)	-	0.674	0.845	0.910	0.941	0.959

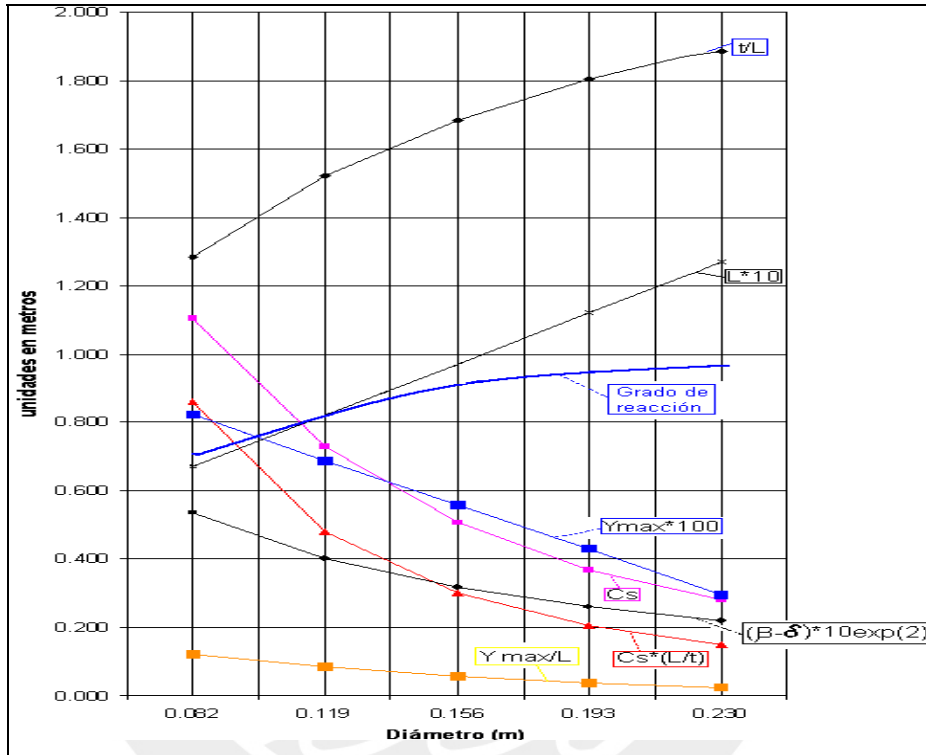


Figura 2.26: Diferentes medidas de valores en función del radio del álabe

Tabla 2.13: Velocidades y ángulos obtenidos de los triángulos de Velocidad.

Corte N°	Radio (m)	$C_2$ (m/s)	$W_2$ (m/s)	$C_1$ (m/s)	$W_1$ (m/s)	$C_\infty$ (m/s)	$W_\infty$ (m/s)
5	0.115	6.80	16.12	6.70	17.21	6.722	16.66
4	0.097	6.75	14.17	6.70	14.89	6.732	14.26
3	0.078	6.93	11.22	6.70	12.67	6.752	11.93
2	0.060	7.08	8.94	6.70	10.59	6.796	9.73
1	0.041	7.48	7.09	6.70	8.76	6.896	7.79

Corte N°	Radio (m)	$\alpha_2$ (°)	$\beta_2$ (°)	$\alpha_1$ (°)	$\beta_1$ (°)	$\alpha_\infty$ (°)	$\beta_\infty$ (°)
5	0.115	80.17	24.50	90.00	22.91	85.36	23.70
4	0.097	83.02	28.22	90.00	26.74	84.41	28.00
3	0.078	75.20	36.67	90.00	31.92	82.88	34.14
2	0.060	71.14	48.54	90.00	39.25	80.36	43.51
1	0.041	63.60	70.91	90.00	49.80	76.29	59.22

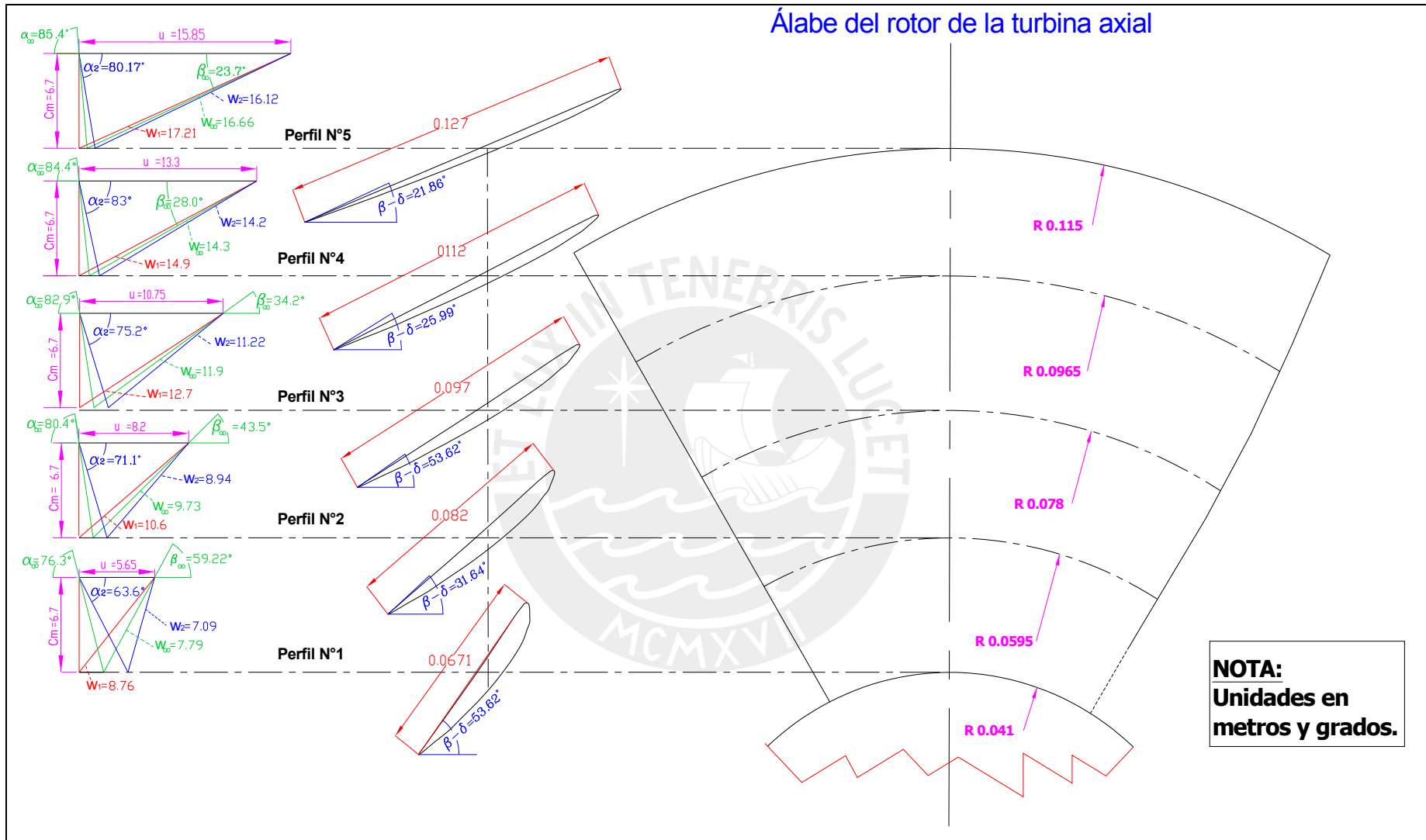


Figura 2.27: Triángulo de velocidades a cada radio de los álabes del rodete.

## 2.9 Diseño del distribuidor

### 2.9.1 Generalidades

Se considerará el distribuidor como una serie de álabes fijos ubicado aguas arriba del rodete de la turbina. Al ser fijos los álabes no podrán abrirse o cerrarse para regular el flujo de agua que incidirá sobre la turbina. Sus principales funciones son:

- Distribuir el flujo de manera ordenada y crear la componente de vórtice  $c_{u2}$ , que forma parte de la ecuación de Euler.
- El grupo de álabes funciona como toberas hasta alcanzar el valor  $c_{u3}$ , logrando la aceleración del flujo.
- Logran la orientación del flujo al dirigir la velocidad absoluta del fluido con el ángulo  $\alpha_4$  (Ver **fig. 2.28**).

### 2.9.2 Diseño del distribuidor usando el método de Weinig.

#### 2.9.2.1 Flujo del fluido a través del distribuidor.

El ángulo que forma el fluido al ingresar a los álabes del distribuidor  $\alpha_5$  es de  $90^\circ$  pues se asume que el flujo viene alineado desde la brida de admisión, se puede decir que el flujo es paralelo. A la salida de los álabes del distribuidor, se espera que el líquido abandone con un ángulo  $\alpha_4$  (flujo acelerado), pero realmente sufre una desviación muy suave aumentando a un ángulo  $\alpha_3$ . Éste ángulo se obtiene del cálculo de los triángulos de velocidades del rodete, como resultado del fluido que incidirá directamente sobre el rodete, se considera  $\alpha_3 = \alpha_2$ . Ver **figura 2.28**.

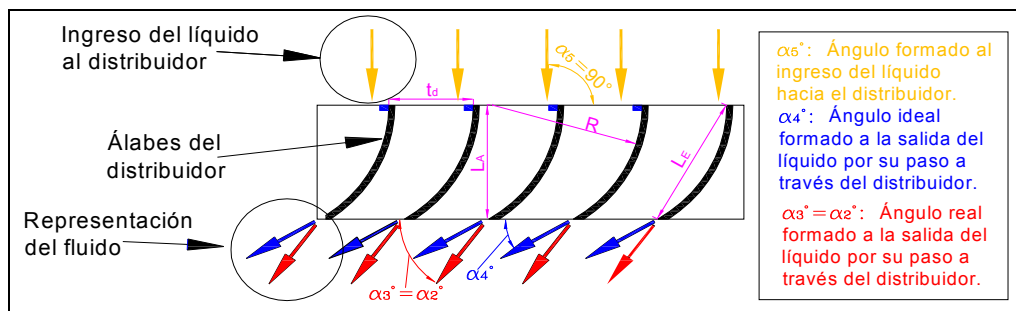


Figura 2.28: Ángulos formado por el líquido por su paso a través del distribuidor.

2.9.2.2 Método de Weinig

En 1935, Weinig [33] propuso un método de cálculo para la corrección del ángulo  $\alpha_4$  hacia  $\alpha_3$  de los álabes axiales en flujos acelerativos, como es el caso de las turbinas, basado en un flujo sin fricción y aplicado a álabes con curvatura suaves. Su método se basa en las siguientes fórmulas y en **figura 2.29**.

$$t_d = (\pi * D_{medio}) / Z_{le} \tag{2.94}$$

$$\alpha_2 = \arctg \left( \frac{c_m}{c_{u2(medio)}} \right) \tag{2.95}$$

$$L_A = \frac{L_E * t_d * \cos(90^\circ - \alpha_2)}{t_d} \tag{2.96}$$

$$R = \frac{L_E}{\sqrt{2.(1 - \text{sen} \alpha_4)}} \tag{2.97}$$

Donde:

$\alpha_2$  : Ángulo de incidencia, *grados*.

$C_{u2(medio)} = C_{u3(medio)}$ : Velocidad tangencial en el diámetro medio, *m/s*.

$L_A$  : Longitud axial del distribuidor, *m*.

$L_E$  : Longitud de la cuerda del álabe del distribuidor, *m*.

$D_m$  : Diámetro medio del álabe respecto al eje de giro en el rotor, *m*.

$Z_{le}$  : Número de álabes del distribuidor.

$t_d$  : Paso entre álabes del distribuidor, *m*.

$\alpha_2 = \alpha_3$  : Ángulo de incidencia del fluido hacia el rodete, *grados*.

$\alpha_4$  : Ángulo del flujo de agua a la salida del distribuidor, *grados*.

Tabla 2.14: Valores necesarios para el diseño del distribuidor.

Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Diámetro medio del álabe	$D_m$	<i>m</i>	0.156
Diámetro externo del álabe	$D_e$	<i>m</i>	0.230
Velocidad tangencial en el diámetro medio del álabe	$C_{u2(medio)} = C_{u3(medio)}$	<i>m/s</i>	1.75
Velocidad axial	$C_m$	<i>m/s</i>	6.70
Velocidad específica	$N_g$	<i>r.p.m.</i>	270
Ángulo de incidencia del fluido hacia el rodete	$\alpha_2 = \alpha_3$	<i>grados</i>	75.38

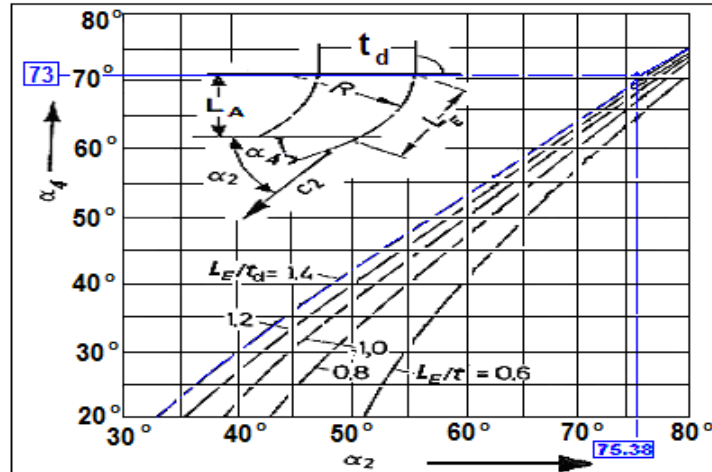


Figura 2.29: Ángulo de salida del distribuidor en función del de ingreso al rotor [33].

Por referencias de turbinas Kaplan y axiales desarrolladas en el mundo se toma como posible número de álabes del distribuidor valores entre 8 y 18, la selección de éstos se hará de forma tal que no cause alguna resonancia con el rodete, el cual cuenta con tres álabes (impar).

Con los valores de la **tabla 2.14** se aplica en las **ecuaciones (2.94), (2.95), (2.96), (2.97)**, y dichos resultados en la **figura 2.29**. Así se obtienen tablas y gráficos que se encuentran en el **anexo 9** donde se halla el ángulo  $\alpha_4$ , la longitud de cuerda ( $L_E$ ), longitud axial del distribuidor ( $L_A$ ) y el radio de curvatura del álabe del distribuidor ( $R$ ).

Luego, para hacer la elección en la cantidad de álabes se tendrá en referencia las siguientes recomendaciones de autores y medidas tomadas de planos de distribuidores. (Ver, **ecuaciones (2.98), (2.99), (2.100)** y **(2.101)**).

- Adolph [ 34 ]

$$L_A / D_{ext} \approx (0.35 - 0.4) \tag{2.98}$$

- Bohl [ 35 ]

$$L_A / D_{ext} \approx (0.4 - 0.45) \tag{2.99}$$

- De Souza [ 36 ]

$$L_A / D_{ext} \approx 0.43 \tag{2.100}$$

- CMEC [ 37 ]

$$L_A / D_{ext} \approx 0.538 \tag{2.101}$$

Tabla 2.15: Dimensiones de la longitud axial del álabe del distribuidor.

Método	referencia	Valor de "L <sub>A</sub> "	unidades
Adolph	[ 34 ]	0.081 – 0.092	m
Bohl	[ 35 ]	0.092 – 0.104	m
De Souza	[ 36 ]	0.099	m
CMEC	[ 37 ]	0.124	m

El valor "L<sub>A</sub>" se encuentra dentro del rango 0.081 a 0.124 m, dicho valor se ubica en el **anexo 9, tabla A9.2**, del cual se extrae el siguiente grupo de valores que se muestran en la **tabla 2.16**. Como se puede apreciar sólo cumple para Z<sub>le</sub> = 8 álabes y para un L<sub>E</sub>/t = 1.4, Con éstos datos se obtienen las dimensiones de α<sub>4</sub>, L<sub>E</sub> y R en la **tabla 2.17 y 2.18 (Anexo A.9.1 y A.9.3)**.

Tabla 2.16: Valores posibles de L<sub>A</sub>.

Z <sub>le</sub> :	t <sub>d</sub> :	L <sub>E</sub> /t [m/m]									
		0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	
8	0.061	α <sub>4</sub> [°]									
		67.5	67	68.5	70	71	71.5	72	72.5	73	
		0.036	0.042	0.047	0.053	0.059	0.065	0.071	0.077	0.083	

Tabla 2.17: Valores posibles de L<sub>E</sub>.

Z <sub>le</sub> :	t <sub>d</sub> :	L <sub>E</sub> /t [m/m]									
		0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	
8	0.061	α <sub>4</sub> [°]									
		67.5	67	68.5	70	71	71.5	72	72.5	73	
		0.037	0.043	0.049	0.055	0.061	0.067	0.074	0.079	0.086	

Tabla 2.18: Valores posibles de R.

Z <sub>le</sub> :	t <sub>d</sub> :	L <sub>E</sub> /t [m/m]									
		0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	
8	0.061	α <sub>4</sub> [°]									
		67.5	67	68.5	70	71	71.5	72	72.5	73	
		0.094	0.107	0.131	0.158	0.186	0.209	0.235	0.261	0.290	

Los valores definitivos para L<sub>A</sub>, L<sub>E</sub>, R, α<sub>4</sub>, t<sub>d</sub> y Z<sub>le</sub> se indican en la **tabla 2.19**.

Tabla 2.19: Valores definitivos para el diseño del distribuidor.

L <sub>E</sub> (m)	L <sub>A</sub> (m)	t <sub>d</sub> (m)	α <sub>4</sub> (°)	Z <sub>le</sub> (l)	R (m)
0.0858	0.0830	0.061	73	8	0.2901

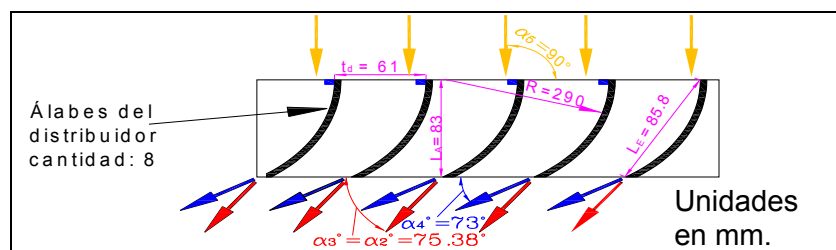


Figura 2.30: Dimensiones de los álabes del distribuidor.

## 2.10 Diseño del tubo de succión o difusor.

El tubo de succión sirve para aprovechar la mayor altura disponible del recurso hidráulico y la energía del flujo. Debe ser de sección variable para que le permita la desaceleración del fluido y lograr así la máxima recuperación de la energía de presión a la salida del rodete.

Zoppeti [ 38 ] plantea que las turbinas de grandes dimensiones con bajas velocidades específicas ( $\eta_s \approx 100$ ) sin tubo difusor tendrán pérdidas de salto de 1,8 a 2%, mientras que en turbinas con elevadas velocidades específicas ( $\eta_s \approx 800$ ) toma valores de 40 a 50%, por ello en las turbinas de reacción donde la velocidad de salida del rodete es elevada si no se tuviese éste difusor el rendimiento sería muy bajo, por tal motivo es que se necesita éste para la recuperación de la energía.

### 2.10.1 Formas del tubo de succión.

#### a) Tubo de succión recto vertical.

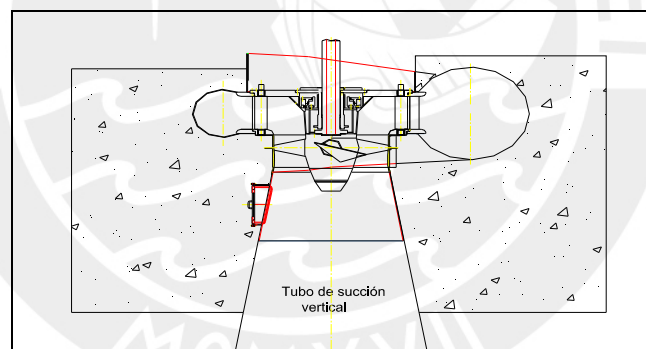


Figura 2.31: Tubo de succión recto vertical.

#### b) Tubo de succión vertical recto inclinado.

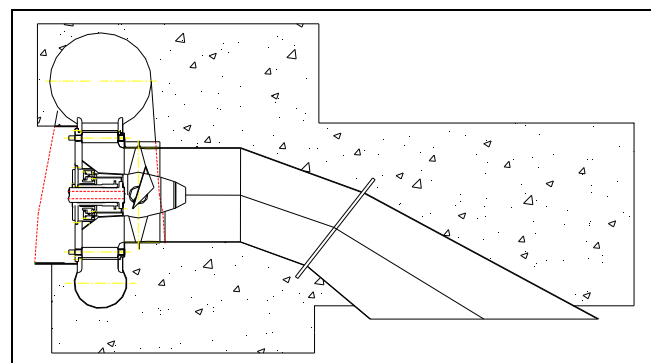


Figura 2.32: Tubo de succión recto inclinado.

c) Tubo de succión acodado.

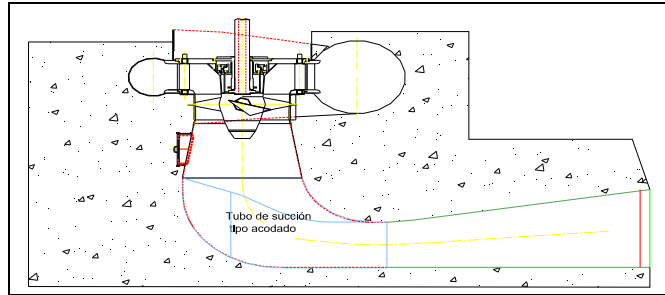


Figura 2.33: Tubo de succión acodado.

La ventaja de usar un difusor de tipo vertical radica en el mayor rendimiento con que trabajan a causa de la regularidad del flujo y por la posibilidad de obtener una excelente recuperación de la energía cinética a la salida del rodete. Cuando la altura de aspiración disponible es corta no se podrá conseguir la recuperación con este tipo y se tendrá que tomar en consideración los difusores de forma recta o inclinada.

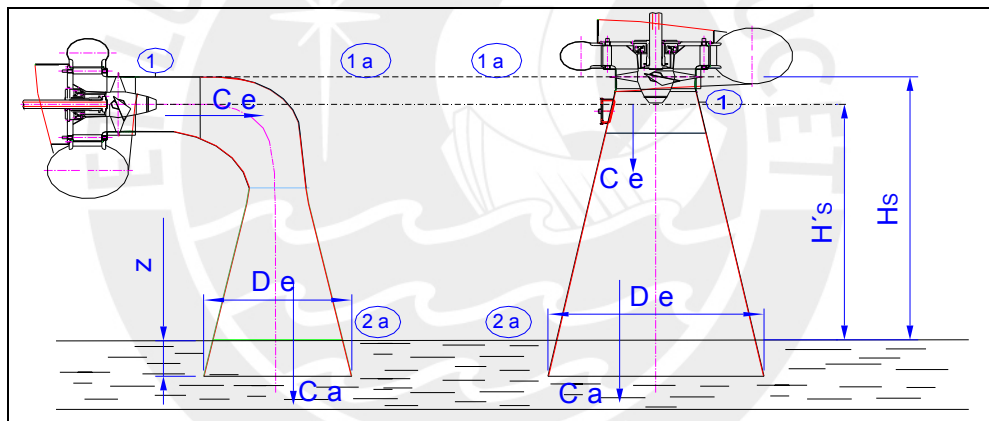


Figura 2.34: Tubos de aspiración y la altura de succión.

De la ecuación *Bernoulli* en los puntos 1 y 2 de la figura 2.33 se tiene:

$$Z + H'_s + \left(\frac{P_1}{\gamma}\right) + \frac{C_e^2}{2.g} = Z + \left(\frac{P_{atm}}{\gamma}\right) + \frac{C_a^2}{2.g} + Z_s \quad (2.102)$$

Simplificando se obtiene la carga de energía cinética:

$$\frac{C_a^2}{2.g} = H'_s - \left(\frac{P_{atm} - P_1}{\gamma}\right) + \frac{C_e^2}{2.g} - Z_s \quad (2.103)$$

Donde:

$P_{atm}$  : Presión atmosférica correspondiente a la altura local,  $Pa$ .

$P_1$  : Presión a la entrada del tubo difusor,  $Pa$ .

$C_e$  : Velocidad a la entrada del tubo difusor,  $m/s$ .

$C_a$  : Velocidad a la salida del tubo difusor,  $m/s$ .

$H'_s$  : Altura estática de succión,  $m$ .

$Z_s$  : Pérdidas en el tubo difusor,  $m$ .

$\gamma$  : Peso específico del fluido,  $N/m^3$ .

Podemos apreciar que en caso no exista el tubo de succión no habrá la recuperación de la energía de presión ya que  $P_1 = P_{atm}$ , además habría una reducción de potencia ya que ésta considera la diferencia de alturas desde la toma de agua hasta el nivel aguas abajo, es por esto que para nuestro trabajo se tiene en cuenta el tubo difusor.

Definimos la altura dinámica de succión ( $H_D$ ):

$$H_D = \frac{C_e^2 - C_a^2}{2.g} - Z_s \quad (2.104)$$

La eficiencia del tubo de succión ( $\eta_s$ ):

$$\eta_s = \frac{H_D}{\frac{C_e^2 - C_a^2}{2.g}} \quad (2.105)$$

Se reemplaza las **ecuaciones (2.104)** y **(2.105)** en la **ecuación (2.103)** y se obtiene:

$$\frac{P_1}{\rho.g} = - \left( \eta_s \left( \frac{C_e^2 - C_a^2}{2.g} \right) + H'_s \right) \quad (2.106)$$

El valor de  $P_1$  en inminente cavitación tomará el valor de la presión de vapor ( $P_v$ ) el cual estará ligado a la altura estática de succión ( $H'_s$ ) y a la recuperación de la presión de la velocidad en el tubo difusor. Por lo tanto, la cavitación impondrá limitaciones en los ratios de descarga y en la velocidad de rotación.

### 2.10.2 Cavitación.



Figura 2.35: Cavitación y erosión en los álabes de la turbina axial.

La cavitación se da en ciertos puntos dentro de la turbomáquina donde la presión local estática absoluta del líquido cae por debajo del valor de la presión de vapor del líquido, el resultado es la formación de cavidades llenas de vapor o vaporización del fluido, y al ser transportadas estas cavidades a lo largo de la máquina hacia zonas de mayor

presión, éstas colapsan rápidamente, generando presiones localizadas extremadamente altas. Las burbujas que colapsan cercas de fronteras sólidas pueden debilitar la superficie causando la erosión y fatiga de las superficies.

En las turbinas generalmente la cavitación se presenta aguas abajo a la salida del rodete en las caras de baja presión de éste. Los indicios de la cavitación se dan a través del ruido, de la vibración y de la caída de la eficiencia.

Se debe tener en cuenta que también existe cavitación en las juntas, es decir, la cavitación producida por las sobrevelocidades y desprendimientos de remolinos en los extremos de los álabes, porque una corriente de líquido pasa de la parte anterior a la posterior, teniendo como consecuencia la diferencia de presiones entre las caras de éstos. Como consecuencia se favorece el fenómeno debido a los cantos vivos.

Para el cálculo de la cavitación tendremos en cuenta el coeficiente de Thoma ( $\sigma_T$ ), la altura hallada nos indicará la posición límite del rodete respecto al nivel de aguas abajo (superficie del agua de descarga) para evitar el fenómeno de cavitación.

$$\sigma_{SV} = \frac{H_{SV}}{H} \quad (2.107)$$

$$H_{SV} = H_a - H_v + \frac{C_a^2}{2g} - H'_s + Z_s \quad (2.108)$$

Donde:

$\sigma_{SV}$  : Coeficiente de cavitación, *adim*.

$H_{SV}$  : Altura de presión de succión, *m*.

$H$  : Altura de presión absorbida por la turbina, *m*.

$H_a$  : Altura de presión atmosférica correspondiente a la altura local, *m*.

$H'_s$  : Altura de presión de succión, *m*.

$H_v$  : Altura de presión de vapor, cuando la cavitación es inminente, *m*.

$c_a$  : Velocidad promedio del fluido a la salida de la turbina, *m*.

$Z_s$  : Pérdida por fricción en el tubo de descarga, *m*.

Si no se considera la fricción y la velocidad entonces el coeficiente de Thoma será:

$$\sigma_T = \frac{H_a - H_v - H'_s}{H} \quad (2.109)$$

$$\sigma_T = \sigma_{SV} - \frac{C_e^2 / 2g + Z_s}{H} \quad (2.110)$$

Se evitará la cavitación si  $\sigma_{SV}$  o  $\sigma_T$  tiene valores mayores a los críticos ( $\sigma_{critico}$ ), entonces se aplica la **ecuación (2.111)** para lo cual los valores de la altura de succión tendrán que ser menores:

$$H'_S \leq H_a - \sigma_{critico} \cdot H - H_V \tag{2.111}$$

Para el cálculo de la máxima altura de succión en la turbina nos basaremos en cuatro métodos resultados de la experimentación en turbinas Kaplan, los cuales son:

a) Según Gorla.

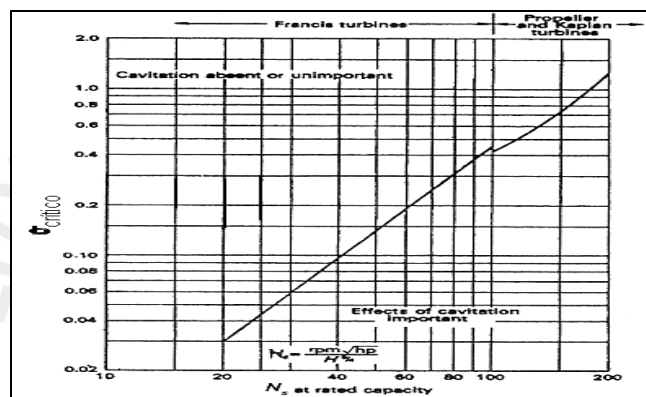


Figura 2.36: Velocidad específica en función del número de cavitación crítico [39].

b) Según F. de Siervo y F. de Leva.

El autor propone la siguiente ecuación estadística como resultado del estudio de las turbinas estudiadas que en promedio poseen un salto de 200 metros y la temperatura de 20 °C. La ecuación se basa en la **figura 2.37**.

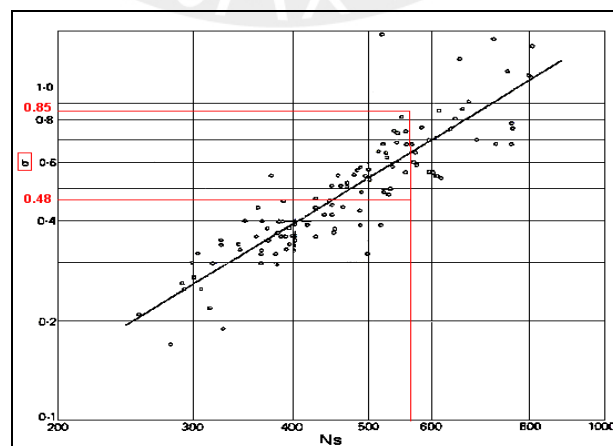


Figura 2.37: Coeficiente de cavitación en función del velocidad específica [40].

$$\sigma_{critico} = 6.40 \cdot 10^{-5} \cdot N_s^{1.46}; r = 0.88 \text{ y } s = 0.14 \tag{2.112}$$

c) Según Schweiger F. y J. Gregori

El autor propone la siguiente ecuación obtenida mediante la estadística y en función de la **figura 2.38**. Este resultado es debido al estudio de 120 turbinas alrededor del mundo [41].

$$\sigma_{critico} = 8.66.10^{-5} N_q^{1.75}; r = 0.953 \text{ y } s = 0.372 \quad (2.113)$$

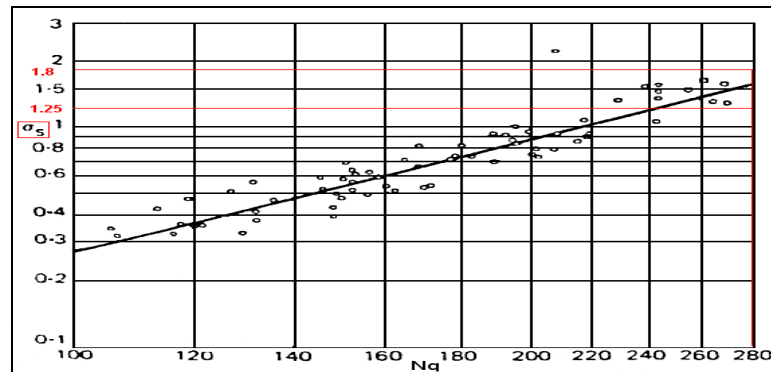


Figura 2.38: Coeficiente de cavitación en función de la velocidad específica  $N_q$  [41].

d) Según Quantz.

Presenta la siguiente gráfica donde se puede hallar el coeficiente de cavitación para luego reemplazar el valor en la **ecuación (2.111)** de donde se obtiene el valor de la altura de succión [42].

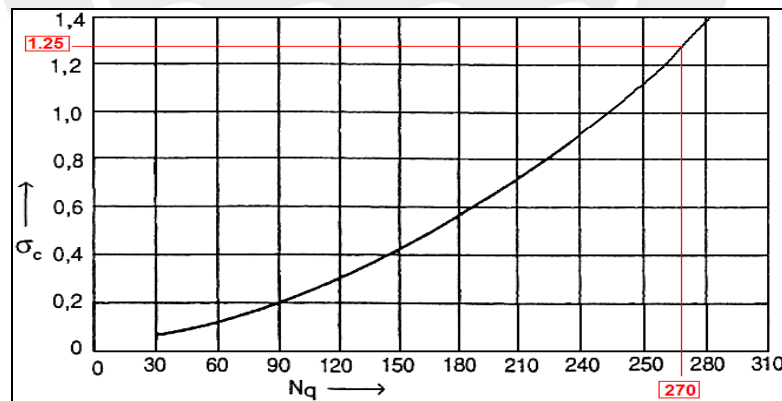


Figura 2.39: Coeficiente de Thoma en función de la velocidad específica [42].

e) Según Vivier

La siguiente figura permite ubicar el coeficiente de cavitación en función de la velocidad específica, además presenta muestras de ensayos de turbinas que no poseen cavitación, aquellas que poseen pero de manera parcial y las que tienen de manera acentuada [39]. Para nuestro diseño se considerará la curva cuando la cavitación es inminente (caso más crítico).

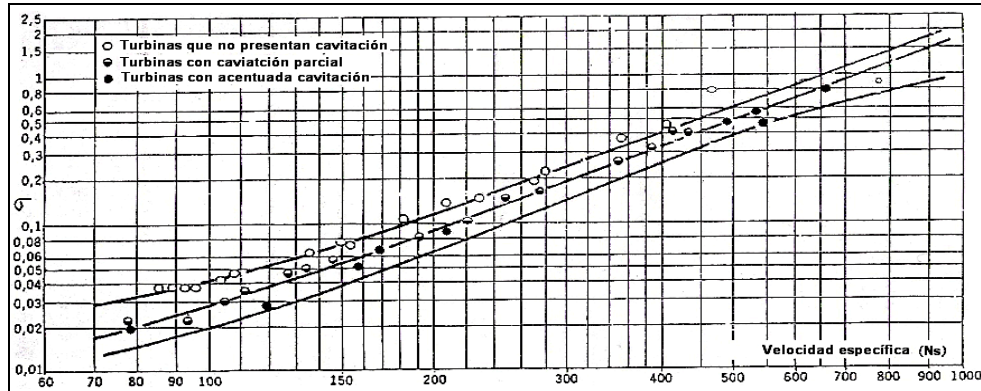


Figura 2.40: Coeficiente de Thoma en función de la velocidad específica [43].

Para poder hallar la altura de succión se necesita los siguientes parámetros.

- Velocidad específica:  $N_q = 270 \text{ r.p.m.}$ ,  $N_s = 577 \text{ r.p.m.}$  y salto:  $H = 3 \text{ m}$ .
- Desde los Andes nacen 53 vertientes hidrográficas no endorreicas, 52 de las cuales son ríos de régimen estacional y discurren hacia el oeste desembocando en el Océano Pacífico. La restante desemboca en la cuenca del río Amazonas [44]. Para la tesis consideraremos que la turbina puede ubicarse en regiones de la selva y de la costa que tienen altitudes menores a  $250 \text{ m.s.n.m.}$  por ejemplo: Loreto, Ucayali, Madre de Dios, Tumbes, Lambayeque, Ica, etc. Estas zonas cuentan con ríos de los cuales se puede aprovechar su caudal para darle aplicación a la turbina. Por lo tanto, la altitud máxima es de  $250 \text{ m}$  lo que corresponde a una altura de presión atmosférica de  $H_a = 10.03 \text{ metros}$ .
- La temperatura del fluido que tomaremos será de  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  como promedio por lo tanto tendremos una presión de vapor de  $3170 \text{ Pa abs.}$ , el peso específico será de  $9781 \text{ N/m}^3$ , lo que se traduce a una altura de  $H_v = 0.324 \text{ m}$ .

Tabla 2.20: Valores de la altura de succión.

T °C	25°	$H_a \text{ (m)}$	10.03
m.s.n.m.	200	$H_v \text{ (m)}$	0.324

Autor	Método	$\sigma_T$	$H'_s \text{ (m)}$
Gorla	2.10.3 a)	(*)	(*)
F. de Siervo	2.10.3 b)	0.688	7.642
Schweiger	2.10.3 c)	1.701	4.06
Quantz	2.10.3 d)	1.25	5.106
Vivier	2.10.3 e)	0.5	8.026

(\*) No emplearemos este método porque no conocemos la tendencia de la curva para cuando la velocidad específica sea la requerida para el diseño de la turbina.

Tabla 2.21: De las **figuras 2.36** y **2.37** se hallarán la altura de succión.

Autor	Método	Límite inferior	Límite Superior	Límite inferior	Límite Superior
		$\sigma_T$		$H'_s$ (m)	
F. de Siervo	Fig. 2.38	0.48	0.85	8.266	7.156
Schweiger	Fig. 2.37	1.25	1.8	5.956	4.306

Para prevenir la cavitación en el interior de la turbina se tendrá como valor de la altura de succión de 4.1 m como máximo desde el rodete hasta el nivel de aguas abajo (ver **figura 2.34**), tal como se indica en las **tablas 2.20** y **2.21**.

El análisis de la cavitación no sólo se debe hacer en la punta de los álabes sino que también en cada sección del álabe, es decir a cada radio que lo compone. El análisis se dará a continuación, para lo que se aplicará la teoría de Pfeleiderer [45].

Al considerar la variación de presión en el perfil se encuentra que la sustentación está condicionada por la diferencia de presiones entre el intrados y el extrados del álabe (Ver **fig. 2.41**). Por lo que partiendo la **ecuación (2.70)** y en presencia de la inminente cavitación se tiene:

$$F_s = C_s * \frac{\gamma}{2 * g} * w_\infty^2 * b * l = \frac{\Delta p' * b * l}{2 * \alpha} \tag{2.114}$$

$$\Delta p' = \alpha * C_s * \rho * w_\infty^2 \tag{2.115}$$

Donde:

$\alpha = 3$ , para la turbinas Kaplan [ 46 ].

$\Delta p'$  : Es la presión crítica en los álabes al momento de la cavitación, Pa.

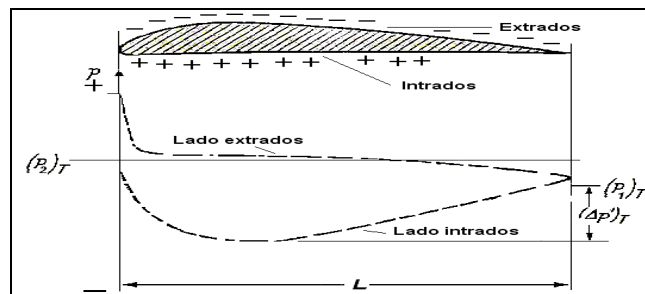


Figura 2.41: Perfil del álabe y las curvas de variación de presión.

Se calcula la depresión dinámica local a partir de la ecuación (Bernoulli):

$$\sigma' * H = \frac{\Delta p'}{\rho * g} + \frac{C_1^2}{2 * g} - Z_s \tag{2.116}$$

Para calcular las pérdidas en el difusor ( $Z_s$ ) usamos la siguiente ecuación:

$$Z_s = (1 - K_g) \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g} \tag{2.117}$$

Luego, se recurre a la ecuación de la presión crítica en el difusor:

$$\frac{\Delta p'}{\gamma} = K_g \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g} = K_m \cdot \frac{C_m^2}{2 \cdot g} + K_u \cdot \frac{C_u^2}{2 \cdot g} \tag{2.118}$$

- $C_1$  y  $K_g$ : Velocidad absoluta,  $m/s$ , y coeficiente de velocidad absoluta.
- $C_m$  y  $K_m$ : Velocidad axial,  $m/s$ , y coeficiente de velocidad axial.
- $C_u$  y  $K_u$ : Velocidad tangencial,  $m/s$ , y Coeficiente de velocidad tangencial.

En el difusor se tiene que,  $C_u = 0$ , por lo tanto  $C_1 = C_m$  como consecuencia la **ecuación (2.118)** se reduce a  $K_g = K_m$ . Los coeficientes  $K_m$  y  $K_u$  son: [ 47 ].

$$K_m = (0.7 - 0.9) \tag{2.119}$$

$$K_u = (0 - 0.1) \tag{2.120}$$

### 2.10.3 Cálculo de las dimensiones del tubo difusor

Tabla 2.22: Valores de altura de succión según la depresión en los álabes del rodete.

T (°C)	25°	$H_a$ (m)	10.03	$\alpha$	0.3	$Z_s$ (2.118)	0.457
<i>m.s.n.m.</i>	200	$H_v$ (m)	0.324				
Densidad del fluido ( $kg/m^3$ )	1000	$C_1 = C_m$ (m/s)	6.70	Gravedad ( $m/s^2$ )	9.81	$K_g$	0.8
	Unid.	Ecuación	$r_i$	$r_a$	$r_m$	$r_b$	$r_e$
Radios	<i>m</i>	-	0.041	0.060	0.078	0.097	0.115
$w_\infty^2$	$m^2 / s^2$	2.91	60.76	94.62	142.38	203.43	277.59
$w_\infty$	<i>m/s</i>	-	7.79	9.73	11.93	14.26	16.66
$C_s$	-	-	1.104	0.729	0.506	0.369	0.281
$\Delta P'$	<i>Pa</i>	2.115	2581.61	2126.47	1811.34	1580.18	1403.63
$\sigma' \cdot H$	<i>m</i>	2.116	2.09	2.05	2.01	1.99	1.97
$H'_s$	<i>m</i>	2.111	7.61	7.66	7.69	7.72	7.73

El valor crítico de la altura de succión de la **tabla 2.22** viene a ser 7.61 m. Se tiene otro valor que es aún más crítico y viene a ser 4.1 m, como resultado de las **tablas 2.19** y **2.20**. Al ser la altura de succión crítica de 4.1 m (la más crítica) y el salto neto de sólo 3 m, no va importa la ubicación a la cual será puesta la turbina respecto al nivel de aguas abajo (ver **figura 2.33**), por que no habrá riesgo de cavitación en el rodete.

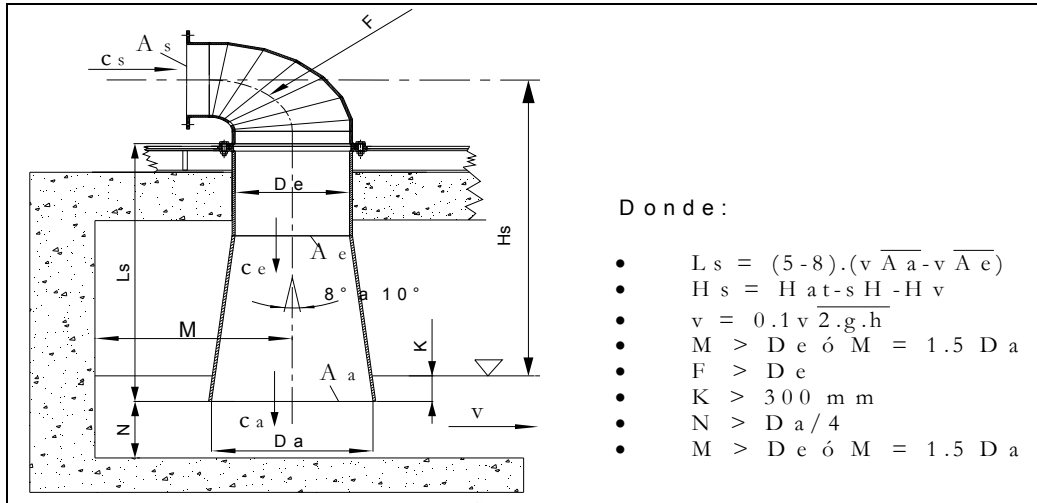


Figura 2.42: Geometría del tubo difusor [ 48 ].

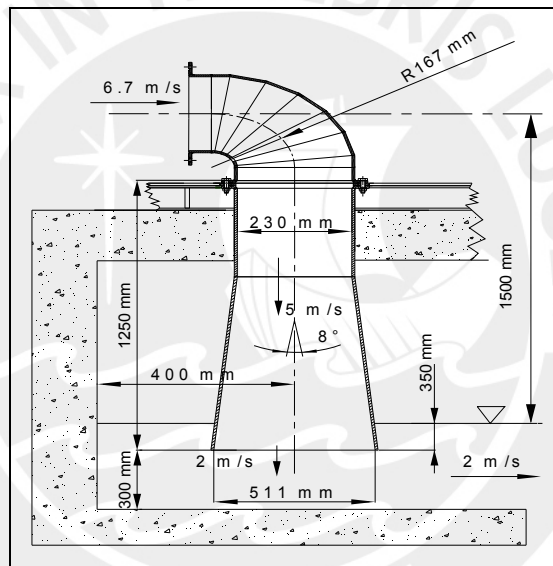


Figura 2.43: Dimensiones del tubo difusor.

### 2.11 Operación del grupo en saltos menores que el de diseño.

Para las nuevas ubicaciones de la turbina deberemos tener en cuenta que el diámetro de ésta no va a variar, además que la viscosidad del fluido se mantendrá constante. Para conocer la utilidad de la turbina en diferentes saltos se empleará el siguiente procedimiento, además se debe tener de referencia los valores de diseño: Potencia:  $3kW$ ;  $N = 1250 \text{ rpm}$ ;  $D_e = 230 \text{ mm}$ ;  $N_g = 270 \text{ rpm}$  y  $\eta_g = 0.7$ .

Basándonos en la ecuación (2.51) la cual se reemplaza en la ecuación (1.1) se obtiene:

$$N = \frac{84.6 K_u \cdot \sqrt{H}}{D_e} \tag{2.121}$$

Reemplazando la **ecuación (2.121)** en la **ecuación (1.1)** se tiene:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left( \frac{De.N_g}{84.6K_u} \right)^2 \tag{2.122}$$

De esta última relación observamos que el término de la derecha es una constante para un mismo rodete. Su valor se obtiene haciendo  $Q = Q_{diseño}$  y  $H = H_{diseño}$ , por lo tanto:

$$\left( \frac{Q}{\sqrt{H}} \right) = \left( \frac{Q_{diseño}}{\sqrt{H_{diseño}}} \right) = \frac{0.243}{\sqrt{3}} = 0.14 \tag{2.123}$$

Para las eficiencias usaremos las siguientes relaciones [49].

a) Según Ackeret (para uso general).

$$\frac{1-\eta_1}{1-\eta_2} = 1 - K \left[ 1 - \left( \frac{H_2}{H_1} \right)^n \right] \tag{2.124}$$

Donde:  $K = 0.5$  y  $n = 0.1$ .

b) Según Hutton (para turbinas Kaplan).

$$\frac{1-\eta_1}{1-\eta_2} = 0.3 + 0.7 \left( \frac{H_2}{H_1} \right)^{0.1} \tag{2.125}$$

Donde:

$\eta_1$ : Eficiencia de diseño, *adim.*  $H_1$ : Salto de diseño, *m*.

$\eta_2$ : Eficiencia distinta a diseño, *adim.*  $H_2$ : Salto deseado, *m*.

A continuación se presenta la siguiente tabla para diferentes saltos menores a diseño.

Tabla 2.23: Valores de caudal, velocidad de rotación, eficiencia y potencias en saltos menores que el de diseño.

H (m)	Q. $10^{-1} m^3/s$ ec.(2.124)	N r.p.m. ec.(2.123)	Eficiencia %		Potencia kW ec.(2.49) y ec. (2.124)	Potencia kW ec.(2.49) y ec. (2.125)
			$\eta_2$ ec.(2.121)	$\eta_2$ ec.(2.122)		
3.0	2.42	1250	60.0	60.0	3.00	3.00
2.5	2.21	1141	59.6	59.5	2.26	2.26
2.0	1.98	1020	59.2	58.9	1.61	1.6
1.5	1.71	884	58.6	58.0	1.03	1.02
1.0	1.40	722	57.8	56.9	0.56	0.55

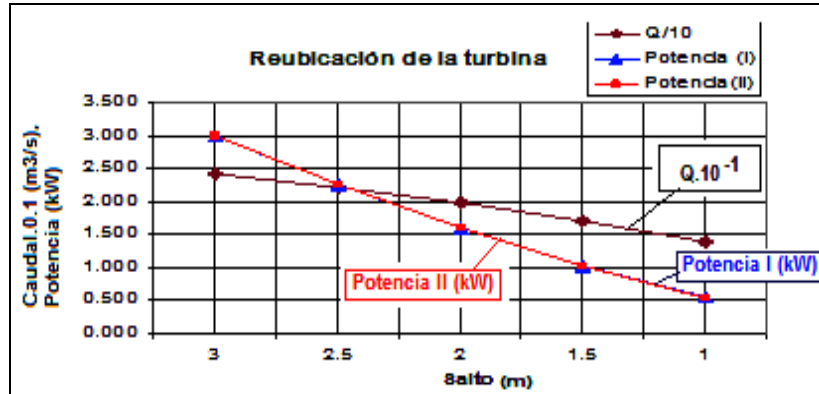
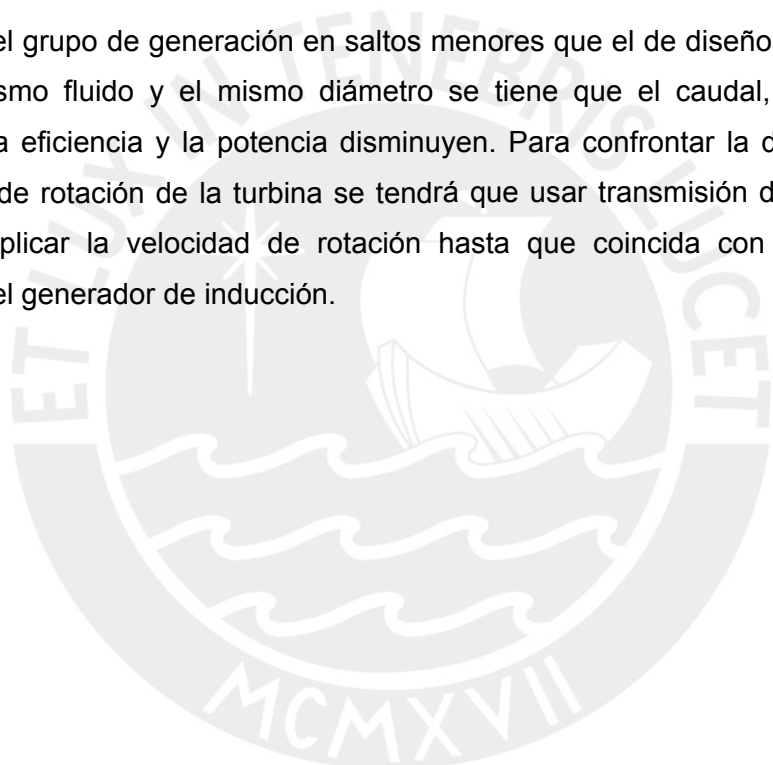


Figura 2.44: Caudal y potencia versus salto bruto, para reubicación de la turbina.

Al operar el grupo de generación en saltos menores que el de diseño, pero trabajando con el mismo fluido y el mismo diámetro se tiene que el caudal, la velocidad de rotación, la eficiencia y la potencia disminuyen. Para confrontar la disminución de la velocidad de rotación de la turbina se tendrá que usar transmisión de fajas y poleas, para multiplicar la velocidad de rotación hasta que coincida con la velocidad de rotación del generador de inducción.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Espinoza Silva, Jaime. "Desarrollo simplificado de turbina axial tipo "S" para micro aprovechamientos hidráulicos", Proyecto de FONDECYT-90/0123, pp.1- 11.
2. Hidrored, Red latinoamericana de micro energía. "Diseño, construcción y prueba de una turbina de hélice", VI Encuentro latinoamericano en pequeños aprovechamientos hidroenergéticos. HIDRORED Lima: Tarea gráfica educativa. 1995. p.200
3. Zoppetti Júdez, Gaudencio. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS. 4° ed., Editorial Gustavo Gili S.A, Barcelona, 1979. p. 119.
4. Pfleiderer, Carl and PETERMANN, H., STRÖMUNGSMASCHINEN. Springer, Berlín, 1964, pp. 311-313.
5. Potter, Merle y David C. Wiggert, MECÁNICA DE FLUIDOS, 2° ed. México, 1998, pp. 195 – 197.
6. Bohl, W. STRÖMUNGSMASCHINEN 2 – Berechnung und Konstruktion, Vogel - Fachbuch, Würzburg, 1986, p. 21.
7. Siervo F. y F. De Leva. "Modern trends in selecting, designing Kaplan Turbines", WATER POWER & DAM CONSTRUCTION, vol. 30, December 1977, p. 51- 56.
8. Schweiger F. y J. Gregori. "Developments in the design of Kaplan Turbines", WATER POWER & DAM CONSTRUCTION, vol. 30, November 1987, pp. 16-20.
9. Adolph, M. STRÖMUNGSMASCHINEN. Springer Verlag, Berlin, 1965. p 114.
10. Fuchslocher – Schulz, DIE PUMPEN, Barcelona, Labor, 1964, pp. 89 - 112.
11. Pfleiderer, Carl, BOMBAS CENTRÍFUGAS Y TURBOCOMPRESORES, 4ta ed., Barcelona, Labor, 1960, pp. 319-334 y 345-347.
12. Bohl, W., op. cit., pp. 104.
13. Gorla, Rama. TURBOMACHINERY, DESIGN AND THEORY, Marcel Dekker, New York, 2003, p. 338.
14. Siervo F. y F. De Leva. op. cit., pp. 54 – 55.

15. Schweiger F. y J. Gregori. op. cit., p. 17.
16. Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development (ITDG), Lima, 1996, pp.140 -141.
17. Pfeleiderer, Carl and Petermann, H., op. cit., pp. 83-85 y 349-351.
18. Bonifetti, Carlos y URIBE Alfonso. "Comparación de costos de fabricación entre turbinas axiales y de flujo transversal para bajas caídas", VII Encuentro latinoamericano de pequeños aprovechamientos, Hidrored, Intermediate Technology Development Group, 1997, pp. 9-10.
19. Marchegiani R., Ariel y Orlando A. AUDISIO, "Ensayo de una turbina de flujo axial de fabricación local", VII Encuentro latinoamericano y del Caribe sobre pequeños aprovechamientos hidroenergéticos, Buenos aires, pp. 35-43.
20. Espinoza Silva, Jaime, op. cit., pp. 5 y 8.
21. Sanchez, Teodoro et al. "Diseño, construcción y pruebas de una turbina hélice", VI Encuentro latinoamericano de pequeños aprovechamientos, 1995, pp. 198-207.
22. Hidrored, Red latinoamericana de micro energía, op. cit., pp. 3-4.
23. Marchegiani R. Ariel y Orlando A. AUDISIO, op. cit., pp. 38-39
24. Zoppetti Júdez, Gaudencio, op. cit., p. 124.
25. Vargas-machuca, Federico. MÁQUINAS ELÉCTRICAS ROTATIVAS, Perú: Megaprint ediciones S.A., 1990. p. 181.
26. Coz Pancorbo, Andrés Federico, Manual del curso "Centrales Hidráulicas", dictados en la Pontificia Universidad Católica del Perú, 1999-2.
27. Fuchslocher – Schulz, op. cit., p.96.
28. Fuchslocher – Schulz, op. cit., p.101.
29. Bran, R. y de Souza, Z., Maquinas de Fluxo. Ao Livro Tecnico S.A., Río de Janeiro, 1969 p. 206-2-13.
30. Pfeleiderer, Carl, op. cit., pp. 361.

31. Quantz – Meerwarth. WASSERKRAFTMASCHINEN. Springer, Berlin: 1963. p.132.
32. Adolph, op. cit. pp. 188 y 189.
33. Bohl, W., op. cit., pp. 105 -111.
34. Adolph, loc. cit.
35. Bohl, loc. cit.
36. De Souza, Zulcy. “Microturbina hidráulica axial tubular”. Escolar Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), Brasil, p.15.
37. Turbina hidráulica semi-tubular, “Brochure de China Machinery and Equipment Corporation (CMEC), Tipe GD 560-WZ-60”, Yuqing machinery, China.
38. Zopetti, op. cit. p132.
39. Gorla, loc. cit.
40. Siervo, F. y F. De Leva, op. cit., p. 54.
41. Schweiger, F. y J. Gregori. loc. cit., p. 19.
42. Quantz – Meerrwarth, op. cit., p. 141.
43. Vivier, L. TURBINAS HIDRÁULIQUES ET LEUR REGULATION, Albin Michell, Paris, 1961.
44. <http://es.wikipedia.org/wiki/Per%C3%BA#Hidrograf.C3.ADa>
45. Pfeleiderer, Carl, op. cit., pp. 331-332 y 349-351.
46. Ibid., p. 350.
47. Ibid., p. 331.
48. Hutte, MANUAL DE INGENIERO, Barcelona: G. Gili, 1988, p. 904.
49. Bohl, W. STRÖMUNGSMASCHINEN 1 – Aufbau und Wirkungsweise, 3ª ed. Vogel-Buchverlag, Tomo 2, Würzburg, 1985, pp. 40-41.

## Capítulo 3

### DISEÑO MECÁNICO

El diseño mecánico del grupo de generación abarcará las siguientes partes:

- 3.1 Diseño del rodete.
- 3.2 Diseño del árbol de transmisión de potencia.
- 3.3 Diseño de las chavetas.
- 3.4 Selección de cantidad de tuercas de fijación.
- 3.5 Selección y cálculo de los rodamientos.
- 3.6 Selección y cálculo de las empaquetaduras.
- 3.7 Selección del acoplamiento flexible
- 3.8 Determinación del espesor de la tubería de las carcasas y de aspiración.
- 3.9 Cálculo de la unión soldada para el izaje de las carcasas.
- 3.10 Cálculo de la unión soldada de la estructura de anclaje.

#### **3.1 Diseño del rodete.**

El rodete (álabes y el cubo) será fabricado mediante el proceso de fundición, luego se mecanizarán las partes defectuosas y/o rebabas propias de proceso para obtener menores coeficientes de arrastre y mejorar así la eficiencia.

##### **3.1.1 Materiales propicios para el rodete y sus álabes.**

Tabla 3.1: Materiales para la fabricación de la turbina.

Materiales	Características
• Acero Inoxidable ASTM A743 CA6 NM.	Mejores propiedades de resistencia a la corrosión y a la abrasión.
• Bronce o aluminio.	Demasiadas pérdidas ya que el flujo puede resbalar y no causar el empuje necesario.
• Acero fundido al cromo o cromo manganeso.	No posee tanta resistencia a la corrosión.

La mejor solución para la fabricación del rodete será emplear el material ASTM A743 CA6 NM, este material es un acero inoxidable fundido martensítico, el cual podrá resistir principalmente la abrasión y la oxidación. En caso de reconstruir la turbina por efectos del desgaste por acción de la cavitación, erosión, corrosión o por impacto se recomienda usar electrodos de la marca OERLIKON CITOCHROM 134, designación: AWS/ASME: SFA – 5.4: E 410 Ni Mo – 15. Este electrodo básico contiene núcleo de aceros inoxidables martensítico.

Tabla 3.2: Propiedades del material: ASTM A743 CA6 NM.

Límite a la fluencia mín. (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación (50 mm) mín. (%)	Contracción mín. (%)	Densidad (kg/mm <sup>3</sup> )	Modulo de elasticidad a 20 °C (MPa)
555	755	15	50	7695.10 <sup>-9</sup>	0.2

Fuente: ASME, Handbook versión 2004.

Tabla 3.3: Propiedades del electrodo CITOCHROM 134.

Límite a la fluencia mín. (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación (2") mín. (%)	Pre-calentamiento	Densidad (kg/mm <sup>3</sup> )	Posiciones de soldar
580	760 - 950	15	150°C-170°C	7695x10 <sup>-9</sup>	P,H,Sc,Va,Fh.

Fuente: Catálogo de electrodos de la marca Oerlikon.

3.1.2 Propiedades geométricas de los perfiles que constituyen los álabes (calculados a través del software Solid Work).

Tabla 3.3: Propiedades geométricas de los perfiles de los álabes.

Radio	Unidades	$r_i$	$r_a$	$r_m$	$r_b$	$r_e$
	mm	41	60	78	97	115
Área	mm <sup>2</sup>	374.99	371.41	365.93	319.66	254.36
$I_{xx}$	mm <sup>4</sup>	59511.87	52718.61	51387.41	39604.68	31178.66
$I_{yy}$	mm <sup>4</sup>	37446.65	82427.34	143274.23	177771.58	200721.72
$I_{yx} = I_{xy}$	mm <sup>4</sup>	-45782.34	-65093.79	-85243.23	-83908.20	-79109.00
$J_0$	mm <sup>4</sup>	96958.52	135145.94	194661.64	217376.26	231900.38

El rotor con sus álabes posee un volumen de 263571,5 mm<sup>3</sup>, al ser de acero inoxidable tiene una masa aproximada de 2.03 kgf o un peso igual a 19,9 N.

3.1.3 Fuerzas y esfuerzos en el rodete.

Uno de los esfuerzos importantes actuantes en el rodete viene hacer aquel producido por acción de la fuerza centrífuga. Asimismo, se considera aquellos esfuerzos producidos por la acción de la fuerza de empuje del fluido sobre los álabes. Esta fuerza posee componente axial y tangencial [1].

La acción de estos esfuerzos hace que la base de los álabes sea la zona más crítica para el cálculo mecánico, por dicho motivo se tendrá mayor incidencia al realizar los cálculos de resistencia.

3.1.3.1 Fuerza centrífuga: La acción de la fuerza centrífuga produce esfuerzos de tracción y torsionales. Para calcular el esfuerzo de tracción, primero se calcula la fuerza radial ( $dF_r$ ), para lo cual se toma un elemento diferencial de masa  $dm = \rho \cdot A \cdot dr$ , ubicado a una distancia "r" del centro de giro (Ver fig. 3.1).

$$dF_r = dm \cdot r \cdot \omega^2 \tag{3.1}$$

$$F_r = \rho_m \cdot \omega^2 \int_r^{r_a} A \cdot r \cdot dr \tag{3.2}$$

Donde:

$r$  : Radio,  $mm$ .

$A$  : Área del perfil del álabe a una distancia “ $r$ ” del centro de giro,  $mm^2$ .

$\omega$  : Velocidad angular,  $1/s$ .

$\rho_m$  : Densidad del acero inoxidable,  $7695 \cdot 10^{-9} \text{ kg}/mm^3$ .

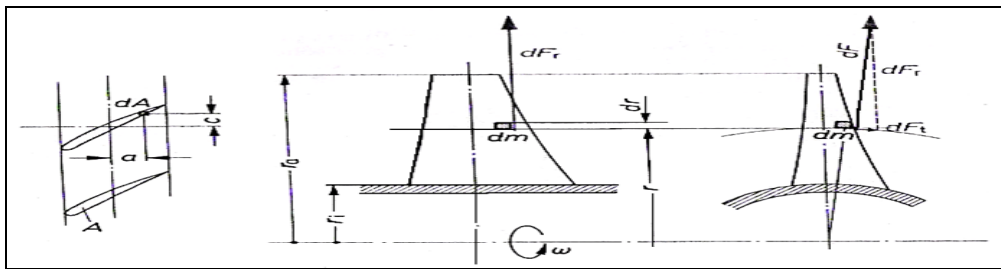


Figura 3.1: Elemento diferencial de la fuerza radial.

3.1.3.2 Esfuerzo de tracción ( $\sigma_n$ ): Resultado de la acción de la fuerza radial en el álabe.

$$\sigma_n = \frac{\int_r^{r_a} dF_r}{A} = \frac{\rho_m \cdot \omega^2}{A} \int_r^{r_a} A \cdot r \cdot dr \tag{3.3}$$

El esfuerzo producido por el momento de torsión, se determina en base al elemento diferencial (Ver, **fig. 3.1**).

$$dM_t = dF_t \cdot a \tag{3.4}$$

$$M_t = \rho_m \cdot \omega^2 \cdot \int_r^{r_a} I_{xy} \cdot dr \tag{3.5}$$

Donde:

$\rho_m$  : Densidad del acero inoxidable,  $= 7695 \cdot 10^{-9} \text{ kg}/mm^3$ .

$I_{xy}$  : Producto de inercia del perfil del álabe a una distancia “ $r$ ” del centro de giro,  $mm^4$ .

3.1.3.3 Esfuerzo torsional ( $\tau_r$ ): Producto del momento de torsión a una distancia “ $r$ ” del centro.

$$\tau_r = \frac{M_t \cdot s}{J_{0,r}} = \frac{\rho_m \cdot \omega^2 \cdot s}{J_{0,r}} \int_r^{r_a} I_{xy} \cdot dr \quad (3.6)$$

Donde:

$s$  : Distancia del C.G. a un extremo del perfil de la base del álabe.

$J_{0,r}$  : Momento polar del perfil ubicado a una distancia "r" del centro de giro, mm<sup>4</sup>.

3.1.3.4 Fuerza de empuje: Esta fuerza es el resultado de la componente axial ( $F_a$ ) y tangencial ( $F_u$ ).

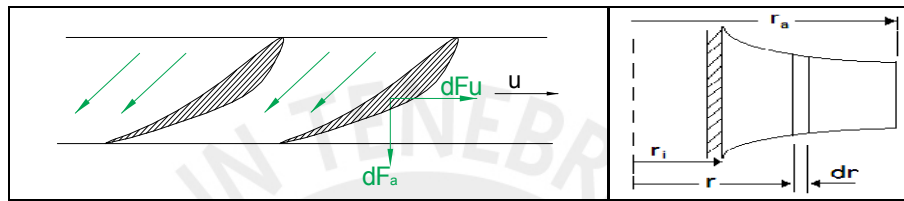


Figura 3.2: Componentes de la fuerza de empuje.

- Fuerza axial ( $dF_A$ ):

$$F_A = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot g \cdot H}{z} \int_r^{r_a} R \cdot r \cdot dr \quad (3.7)$$

Donde:

$R$  : Grado de reacción producido a una distancia "r" del centro de giro.

$\rho$  : Densidad del agua, 1000 kg/m<sup>3</sup>.

$z$  : Número de álabes.

- Fuerza tangencial ( $dF_u$ ):

$$F_u = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot C_m}{z} \int_r^{r_a} \Delta C_u \cdot r \cdot dr \quad (3.8)$$

Donde:

$\Delta C_u$  : Variación de la velocidad tangencial producida a una distancia "r" del centro de giro, m/s.

$C_m$  : Componente axial de la velocidad media del fluido, m/s.

$\rho$  : Densidad del agua, 1000 kg/m<sup>3</sup>.

$Z$  : Número de álabes.

Estas fuerzas producirán momentos flectores, los cuales producen esfuerzos que a continuación se detallarán.

$$dM_{f,a} = dF_{ax} \cdot (r - r_i) \quad (3.9)$$

$$M_{f,a} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot g \cdot H}{z} \int_r^{r_a} R \cdot r \cdot (r - r_i) \cdot dr \quad (3.10)$$

$$dM_{f,u} = dF_u \cdot (r - r_i) \quad (3.11)$$

$$M_{f,u} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot C_m}{z} \int_r^{r_a} \Delta C_u \cdot r \cdot (r - r_i) \cdot dr \quad (3.12)$$

Donde:

$r_i$  : Radio desde el centro de giro a la base del cubo,  $m$ .

$r$  : Radio desde el centro de giro,  $m$ .

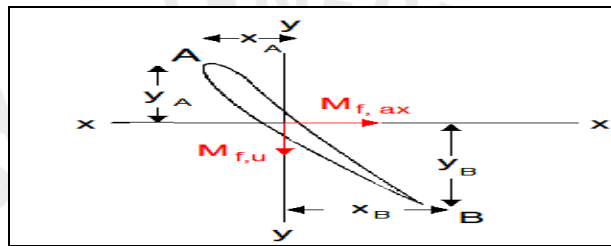


Figura 3.3: Momentos flectores que se presentan el perfil del álabe.

El esfuerzo de flexión ( $\sigma_{f,m}$ ) en el punto “ $m = A \text{ ò } B$ ” de la sección en la base del álabe

$$\sigma_{f,m} = \frac{y_m}{I_{xx,r}} M_{f,ax} + \frac{x_m}{I_{yy,r}} M_{f,u} \quad (3.13)$$

Donde:

$I_{xx,i}$  : Momento de inercia del perfil para el eje  $x - x$  a una distancia “ $r$ ” del centro de giro,  $mm^4$ .

$I_{yy,i}$  : Momento de inercia del perfil para el eje  $y - y$ , a una distancia “ $r$ ” del centro de giro,  $mm^4$ .

A continuación se presenta el desarrollo de las ecuaciones anteriores donde al hacer el cálculo de la resistencia mecánica se realizará en la base de los álaves ( $r = r_i = 41mm$  y  $r_a = r_e = 115mm$ ), por ser está la zona crítica.

También se debe tener referencia las propiedades geométricas de los álaves dadas en la **tabla 3.1** y el caso cuando la turbina pueda sufrir la velocidad de embalamiento la cual se produce cuando la turbina gire aproximadamente a 2.5 veces la velocidad normal de funcionamiento es decir cuando gire a 3125 rpm.

Tabla 3.4: Resolución de las integrales realizada de forma gráfica. (Ver figura 3.4)

$\int_{r_{int}}^{r_{ext}} A.r.dr$	$\int_{r_{int}}^{r_{ext}} R.r.dr$	$\int_{r_{int}}^{r_{ext}} \Delta Cu.r.dr$
1939978.87 mm <sup>4</sup>	5.2564xe-3 mm <sup>2</sup>	10.12025 m <sup>2</sup> /s
$\int_{r_{int}}^{r_{ext}} I_{xy}.dr$	$\int_{r_{int}}^{r_{ext}} R.r.dr$	$\int_{r_{int}}^{r_{ext}} \Delta Cu.r.dr$
5914852.12 mm <sup>4</sup>	0.0004 mm <sup>2</sup>	0.0002 m <sup>2</sup> /s

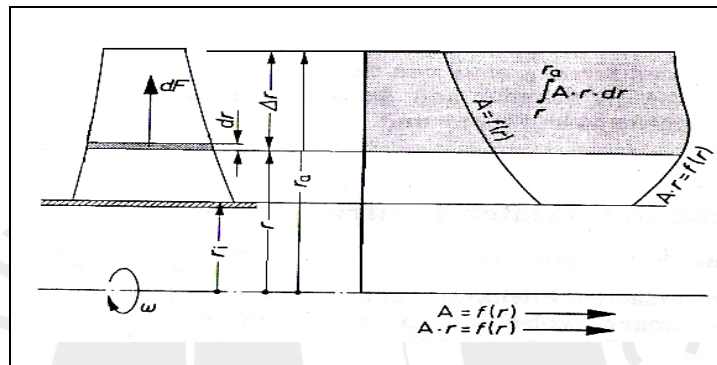


Figura 3.4: Ejemplo gráfico para la resolución de las integrales.

Tabla 3.5: Coordenadas de los puntos críticos en la base del álabe.

Eje	Unidades	Coordenada punto A	Coordenada punto B
X	mm	15.11	25.71
y	mm	24.37	29.07
$s = \sqrt{x^2 + y^2}$	mm	28.67	38.81

Tabla 3.6: Cargas aplicadas en la base del álabe.

Fuerzas y momentos	Rotación con velocidad normal	Rotación con velocidad de embalamiento
$F_r$ (N)	255.79	1598.69
$M_t$ (N*mm)	779.88	4874.27
$M_{f,a}$ (N*mm)	14300.03	14300.03
$M_{f,u}$ (N*mm)	5245.36	5245.36

Tabla 3.7: Coordenadas de los puntos críticos en la base del álabe.

Esfuerzos	Rotación con velocidad normal		Rotación con velocidad de embalamiento	
	Coordenada A	Coordenada B	Coordenada A	Coordenada B
$\sigma_{n,i}$ (N/mm <sup>2</sup> )	0.010	0.010	0.063	0.063
$\tau_i$ (N/mm <sup>2</sup> )	0.231	0.312	1.442	1.951
$\sigma_{f,i}$ (N/mm <sup>2</sup> )	7.972	10.587	7.972	10.587

Al obtener los esfuerzos resultantes aplicaremos la teoría de la máxima energía de deformación o de Von Misses con el fin de comprobar la resistencia del álabe a la fluencia. De la **tabla 3.2** se obtiene la fluencia del material que es de  $555 \text{ N/mm}^2$ .

$$\sigma_{eq,r} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3\tau_t^2} \tag{3.14}$$

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq,i}} \tag{3.15}$$

Tabla 3.8: Coordenadas de los puntos críticos en la base del álabe.

Esfuerzos	Rotación con velocidad normal		Rotación con velocidad de embalamiento	
	Coordenada A	Coordenada B	Coordenada A	Coordenada B
Esfuerzo equivalente $\sigma_{eq,i} \text{ (N/mm}^2\text{)}$	7.992	10.610	8.414	11.172
F.S.	69.441	52.307	65.962	49.676

El factor de seguridad (F.S.) es mayor a la unidad por lo que los álabes resistirán a las cargas aplicadas con velocidad normal de operación y aún en embalamiento.

### 3.1.4 Resistencia a la fatiga.

Las demandas de los esfuerzos que se presentan en el álabe varían de cero hasta un valor máximo, al llegar a éste se mantienen constantes durante el funcionamiento del grupo y luego al parar el equipo éstas disminuyen a cero.

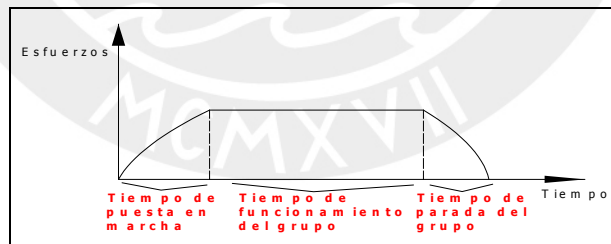


Figura 3.5: Demandas que presentarán los álabes en función del tiempo.

Por lo tanto, no existirán fuerzas que actúen de manera pulsante, por lo que bastará para el análisis de resistencia de álabes la verificación estática antes dada.

### 3.1.5 Esfuerzos en el cubo del rodete.

El cubo presentará esfuerzos de tracción ( $\sigma_t$ ) actuantes en cada álabe debido a la fuerza centrífuga y a la fuerza radial  $F_r$ . Por lo tanto, para calcular el esfuerzo de tracción producido en la pared del cubo nos basaremos en las siguientes fórmulas [2]:

$$\sigma_t = \sigma_{n,i} \cdot \frac{A_i}{A_n} \cdot \frac{z}{2} + \frac{\rho_m}{40} \cdot (d_n \cdot \omega)^2 \tag{3.16}$$

$$F.S. = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_t} \tag{3.17}$$

Donde:

$\sigma_{n,i}$  : Esfuerzo de tracción en la base del álabe,  $N/mm^2$ .

$\rho_m$  : Densidad del acero inoxidable,  $7695 \times 10^{(-9)} N/mm^3$ .

$A_i$  : Área del perfil en la base del álabe,  $mm^2$ .

$A_n$  : Área de la sección transversal del cubo del rodete,  $mm^2$ .

$d_n$  : Diámetro del c. g. de la sección transversal del cubo del rodete,  $mm^2$ .

$\omega$  : Velocidad angular,  $1/s$ .

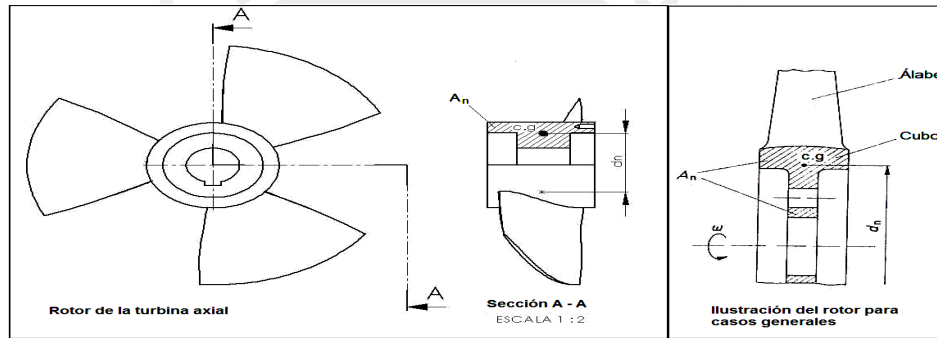


Figura 3.7: Rodete de la turbina axial.

Tabla 3.13: Valores de los esfuerzos en el cubo del rodete.

Descripción	Rotación a velocidad normal	Rotación con velocidad de embalamiento
Área del cubo ( $A_i$ ) ( $mm^2$ )	375.000	375.000
Área del cubo ( $A_n$ ) ( $mm^2$ )	1145.500	1145.500
$d_n$ (mm)	61.760	61.760
$\omega$ (1/s)	130.900	327.249
$\sigma_{n,i}$ ( $N/mm^2$ )	0.011	0.069
$\sigma_t$ ( $N/mm^2$ )	0.017	0.109
F.S.	31726.310	5076.210

Debido a que el factor de seguridad es mayor a la unidad, el cubo resistirá a los esfuerzos a los que se encuentre sometido.

### 3.2 Cálculo del árbol de transmisión de potencia.

La transmisión de la potencia de la turbina al generador se hará a través de un árbol de transmisión.

3.2.1 Materiales propicios para el árbol de transmisión de potencia.

Tabla 3.14: Materiales propicios para la elaboración de árboles.

Materiales	Características
• Acero C 45 o Ck 45 o AISI 1045	Trabajos con carga alta y resistente al desgaste.
• DIN 34 Cr Ni Mo 6 o AISI 4340	Utilizado por el ITDG en turbinas Kaplan, para propulsión de cargas altas.
• AISI 4640	Acero con Ni y Mo.
• AISI 8650	Acero con Ni, Cr y Mo.
• Acero C 42 Cr Mo 4 o AISI 4140	Acero con Cr y Mo.
• Acero St 50 o AISI 570	Trabajos con cargas medianas.

La opción elegida para la elaboración del árbol es el material AISI 4340, este acero resulta ideal por ser resistente al desgaste, además por ser un eje largo soportará de manera adecuada las cargas a las cuales se encontrará sometido.

Tabla 3.15: Propiedades físicas y mecánicas del material AISI 4340.

Límite de fluencia mín.	Resistencia a la tracción	Alargamiento (L = 5d) mín.	Contracción mín.	Densidad (kg/mm <sup>3</sup> )	Modulo de elasticidad a 20 °C
370 MPa	650 MPa	15%	35%	7.9x10 <sup>-6</sup>	2.1x10 <sup>11</sup> Pa

3.2.2 Fuerzas y momentos actuantes en el árbol de transmisión de potencia.

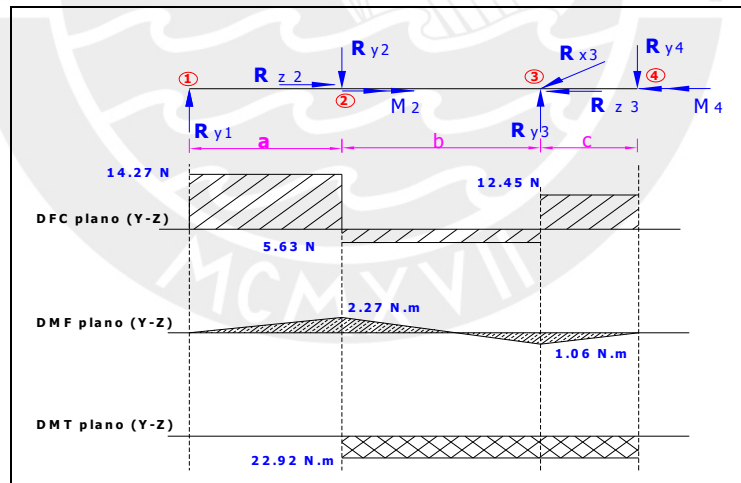


Figura 3.9: Diagrama de fuerza, momento y torsión actuantes en el árbol.

Tabla 3.16: Valores de las fuerzas y momentos del árbol de transmisión.

Tramo (m)	a = 0.159	b = 0.591	c = 0.085	
Fuerzas (N) en Y:	$R_{Y1} = 14.27$	$R_{Y2} = 19.9$	$R_{Y3} = 18.08$	$R_{Y4} = 12.45$
Momento flector (N.m)	$M_{f2} =$	2.27	$M_{f3} =$	1.06
Momento torsor (N.m)	$M_{t2} =$	22.92	$M_{t3} =$	22.92

La fuerza  $R_{Y1}$  es producto de la reacción del rodamiento sobre el árbol; la fuerza  $R_{Y2}$  está compuesta por el peso del rodete, de la tobera y de los tornillos que en total

hacen un aproximado de 2.03 kgf o 19.9 N; la fuerza  $R_{Y3}$  es resultante de la reacción del otro rodamiento sobre el árbol y por último la fuerza  $R_{Y4}$  resultante del peso del acoplamiento que hace un total de 12.45 N. Asimismo, la fuerza axial ( $F_a = 324N$ ) producida por el fluido sobre los álabes es equilibrada por la reacción  $R_{Z3}$ .

3.2.3 Cálculo preliminar del diámetro mínimo del árbol de transmisión de potencia.

Para calcular el torque transmitido se emplea la siguiente fórmula:

$$M_t = \frac{P}{\omega} \tag{3.18}$$

Para el cálculo del diámetro mínimo del eje se utiliza la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi} \cdot \frac{F_s}{\tau_{t-puls}}} \tag{3.19}$$

Tabla 3.17: Aplicación de las ecuaciones 3.23 y 3.24.

-	Potencia	Velocidad de rotación de la turbina	Velocidad angular la turbina	Momento torsión ( $M_t$ )	Esfuerzo de torsión pulsante	Factor de seguridad	Diámetro mínimo del árbol
Ecuación	-	-	-	3.23	-	-	3.24
Unidades	W	r.p.m.	rad/s	N.m	Pa	/	m
Cantidad	3000	1250	130.9	22.92	210x106	12.0	0.019

Con los valores obtenidos se diseña el eje con sus dimensiones (ver **figura 3.10**), las cuales luego se comprobarán mediante cálculo de fatiga y fluencia.

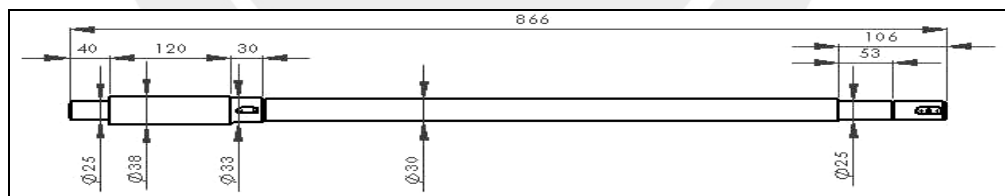


Figura 3.10: Árbol de transmisión de potencia del grupo de generación.

3.2.4 Cálculo definitivo de fatiga del árbol de transmisión de potencia.

Para el desarrollo de fatiga del árbol se emplearán las siguientes ecuaciones [3].

Flexión: 
$$\sigma_f = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \tag{3.20}$$

Torsión: 
$$\tau_t = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \tag{3.21}$$

$$\sigma'_{f-alt} = \left( \frac{\beta_K}{C_S \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot C_{carg} \cdot C_C} \right) \cdot \sigma_{f-alt} \tag{3.22}$$

$$\tau'_{t-alt} = \left( \frac{\beta_K}{C_S \cdot C_t \cdot C_{tem} \cdot C_{car} \cdot C_C} \right) \cdot \tau_{t-alt} \tag{3.23}$$

$$\sigma_{med-eg} = \sqrt{(\sigma_{f-med})^2 + 3 \cdot (\tau_{t-med})^2} \tag{3.24}$$

$$\sigma'_{alt-eg} = \sqrt{(\sigma'_{f-alt})^2 + 3 \cdot (\tau'_{t-alt})^2} \tag{3.25}$$

$$\sigma_{sup-eg} = \sqrt{(\sigma_{f-sup})^2 + 3 \cdot (\tau_{t-sup})^2} \tag{3.26}$$

Factor de seguridad (*F.S.*) a la fatiga es:

$$F.S. = \frac{\sigma_B \cdot \sigma_{alt(limite)}}{\sigma_{med-eg} \cdot \sigma_{alt(limite)} + \sigma'_{alt-eg} \cdot \sigma_B} \tag{3.27}$$

El factor de seguridad (*F.S.*) a la fluencia (valores superiores a  $FS \approx 1.2$  a  $1.8$ ):

$$F.S. = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Sup-eg}} \tag{3.28}$$

Además, para el cálculo se tendrá en cuenta las siguientes suposiciones:

- a) El acabado superficial del árbol de transmisión será  $R_t = 10 \mu m$ .
- b) El eje trabajará a temperatura menores a  $200^\circ C$ .
- c) Se tendrá presente una confiabilidad estadística del 50%.
- d) Los esfuerzos en las zonas de cambio de sección serán menores a los críticos (zona 2 y 3), por lo tanto no se calcularán.

Tabla 3.18: Valores de los coeficientes que afectan la resistencia a la fatiga.

Coefficiente de superficie ( $C_S$ ) =	0.92	Coefficiente de tamaño ( $C_t$ ) =	1.00	Coefficiente de confiabilidad ( $C_C$ ) =	1.00
Coefficiente de temperatura ( $C_{tem}$ ) =	0.70	Coefficiente de carga ( $C_{car}$ ) =	1.00	Factor de concentración de esfuerzos ( $\beta_K$ ) =	1.00

Tabla 3.19: Propiedades mecánicas del material AISI1045.

Tracción-compresión		Flexión		Torsión	
$\sigma_{pul}$	$\sigma_{alt}$	$\sigma_{f-pul}$	$\sigma_{f-alt}$	$\tau_{t-pul}$	$\tau_{t-alt}$
390 $N/mm^2$	290 $N/mm^2$	530 $N/mm^2$	350 $N/mm^2$	210 $N/mm^2$	170 $N/mm^2$

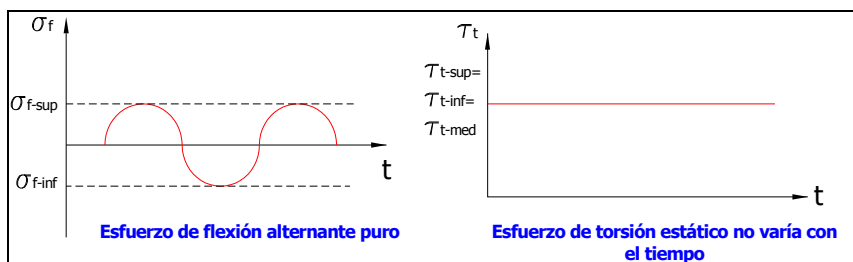


Figura 3.11: Comportamiento de los esfuerzo en el árbol de transmisión.

Al aplicar los valores dados en las recomendaciones, en las **tablas 3.18 y 3.19** en las ecuaciones anteriores se tiene el desarrollo del cálculo de fatiga del árbol (**tabla 3.20**).

Tabla 3.20: Valores de esfuerzos de flexión y torsión de las secciones 2 y 3.

Sección 2		Sección 3	
$\sigma_{f-sup} = \sigma_{f-inf}$	643110.307(Pa)	$\sigma_{f-sup} = \sigma_{f-inf}$	649291.052(Pa)
$\sigma_{f-med}$	0 (Pa)	$\sigma_{f-med}$	0 (Pa)
$\tau_{t-sup} = \tau_{t-inf} = \tau_{t-med}$	3085070.108 (Pa)	$\tau_{t-sup} = \tau_{t-inf} = \tau_{t-med}$	7095562.526(Pa)
$\sigma_{f-alt}$	961403.877(Pa)	$\sigma_{f-alt}$	649291.052(Pa)
$\tau_{t-alt}$	0 (Pa)	$\tau_{t-alt}$	0 Pa
$\sigma'_{f-alt}$	1492863.163(Pa)	$\sigma'_{f-alt}$	1008215.920(Pa)
$\tau'_{t-alt}$	0 (Pa)	$\tau'_{t-alt}$	0 (Pa)
$\sigma_{med-eq}$	5625634.87 (Pa)	$\sigma_{med-eq}$	12938780.19 (Pa)
$\sigma'_{alt-eq}$	998618.48 (Pa)	$\sigma'_{alt-eq}$	1071229.42 (Pa)
$\sigma_{sup-eq}$	5662275.04 (Pa)	$\sigma_{sup-eq}$	12957158.48(Pa)
F.S. (fatiga)	83.45	F.S. (fatiga)	42.6
F.S. (fluencia)	65.34	F.S. (fluencia)	28.56

Dado que los valores de F.S. cumplen con la recomendación (**ecuación 3.28**) dadas entonces el árbol resistirá a las cargas solicitadas tanto a fatiga como a fluencia. Por lo que, los valores de las dimensiones dados en la **figura 3.10** serán los definitivos.

Donde:

- $\sigma_{f-sup}$  : Esfuerzo de flexión superior, Pa.
- $\sigma_{f-inf}$  : Esfuerzo de flexión inferior, Pa.
- $\sigma_{f-med}$  : Esfuerzo de flexión medio, Pa.
- $\sigma_{f-alt}$  : Esfuerzo de flexión alternante, Pa.
- $\tau_{t-sup}$  : Esfuerzo de torsión superior, Pa.
- $\tau_{t-inf}$  : Esfuerzo de torsión inferior, Pa.
- $\tau_{t-med}$  : Esfuerzo de torsión medio, Pa.
- $\tau_{t-alt}$  : Esfuerzo de torsión alternante, Pa.
- $\sigma'_{f-alt}$  : Esfuerzo de flexión alternante aumentada, Pa.
- $\tau'_{t-alt}$  : Esfuerzo de torsión alternante aumentada, Pa.

- $\sigma_{med-eq}$  : Esfuerzo medio equivalente, Pa.
- $\sigma'_{alt-eq}$  : Esfuerzo alternante aumentado equivalente, Pa.
- $\sigma_{sup-eq}$  : Esfuerzo superior equivalente, Pa.

3.2.5 Deformaciones en el árbol producido por esfuerzos de flexión.

Para el cálculo de las deformaciones nos basaremos en la **figura 3.12** y en las ecuaciones siguientes.

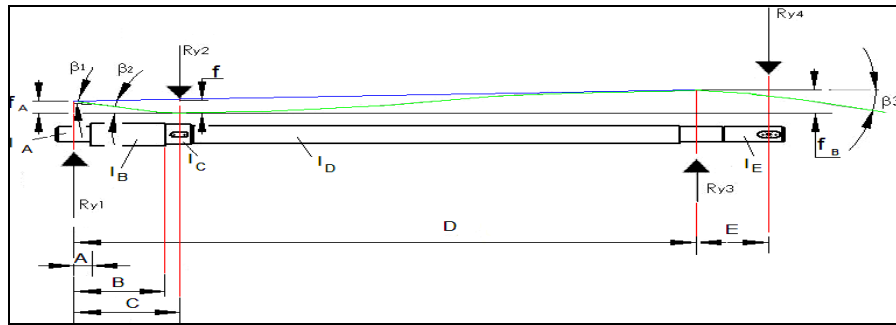


Figura 3.12: Flexiones en el árbol debidas a las cargas aplicadas.

$$f_A = \frac{R_{y1}}{3.E} \left( \frac{A^3}{I_A} + \frac{B^3 - A^3}{I_B} + \frac{C^3 - B^3}{I_C} \right) \tag{3.29}$$

$$f_B = \frac{R_{y3}}{3.E} \left( \frac{A^3}{I_A} + \frac{B^3 - A^3}{I_B} + \frac{C^3 - B^3}{I_C} \right) \tag{3.30}$$

$$f = f_A + (f_A - f_B) \frac{C}{D} \tag{3.31}$$

Donde:

$f, f_A, f_B$  : Flexión, m.

$E$  : Módulo de elasticidad del material del eje, N/m<sup>2</sup>.

$A, B, C, D, E$  : Longitudes de las secciones del árbol, m.

$I_A, I_B, I_C, I_D, I_E$  : Momento de inercia de la sección considerada del árbol, m<sup>4</sup>.

Tabla 3.21: Dimensiones y valores de flexión en el eje del grupo de generación.

A (m)	B (m)	C (m)	D (m)	E (m)	$f_A$ (m)	$f_B$ (m)	$f$ (m)
0.013	0.133	0.159	0.750	0.100	1.17E-06	1.48E-04	3.21E-05

Mediante este cálculo se puede conocer si el árbol fallará por flexión, para lo cual la recomendación para velocidades menores a 1500 rpm indica que dicho valor debe ser menor a  $3.5E-04 * L$  [4], reemplazando es igual a 0.303 mm. Para nuestro trabajo el mayor valor de deflexión es 0.0321 mm y se ubica en posición de la fuerza Ry2, es

decir donde se ubica la turbina. Como se observa este valor es menor al de la recomendación por consiguiente el árbol no fallara por flexión. Además, se debe tener en cuenta que este valor de deflexión debe ser menor al de la luz existente entre el extremo del álabe de la turbina y la carcasa de ésta por razones de rozamiento. Sin embargo no debe exceder por mucho sino se crearán remolinos los cuales causarán perdidas.

### 3.2.6 Velocidad crítica de flexión o velocidad de resonancia del árbol.

- El fluido con el cual se trabaja y que rodea a los cuerpos rotativos. Por ejemplo, la densidad del agua en comparación al aire o al vapor amortiguará mejor las vibraciones producidas en el eje, por lo tanto logra influir en la velocidad crítica.
- Del mismo modo el cubo, las empaquetaduras actuarán como amortiguadores de las vibraciones producidas en el eje logrando influenciar en la velocidad crítica, sin embargo, los sellos mecánicos no logran este beneficio.
- Se tendrá en cuenta la luz existente entre la turbina y la carcasa de ésta por qué será uno de los factores que limitará la deflexión del eje.
- Mediante la siguiente ecuación se podrá emplear la deflexión estática para obtener la velocidad crítica teórica aproximada a la real. [5].

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g}{f}} \quad \text{o} \quad N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (3.32)$$

$\omega_{cr}$  : Velocidad crítica de flexión, *rad/s*.

$N_{cr}$  : Velocidad crítica de flexión, *rev/min*.

$g$  : Aceleración de la gravedad,  $g = 9,81 \text{ N/m}^2$ .

$f$  : Flexión máxima debida al peso del rodete y sus componentes internos, *m*.

- En las turbinas hidráulicas los ejes se diseñan como elementos rígidos, por lo que se tiene que comprobar que  $N < N_{cr}$  porque así se garantiza una operación libre de vibraciones, por el contrario en las turbinas de vapor, las cuales giran muy rápido, o cuando los ejes son muy largos (como las bombas de calderas) se tiene que comprobar su número crítico de revoluciones partiendo de la vibración por flexión y dicho número debe quedar por debajo del número de revoluciones a la cual trabaja, es decir  $N_{cr} < N$  [6].

Tabla 3.22: Valores de velocidad crítica.

Velocidades	Unidades	Valores
$\omega_{cr}$	rad/s	552.66
$N_{cr}$	rev/min.	5277.53

### 3.3 Cálculo de las chavetas.

Las chavetas axiales se utilizan para uniones poco cargadas, pero se debe tener en cuenta que las chavetas tienen poca capacidad portante, además causan debilitamiento del eje porque forman concentradores de tensiones, sin embargo por el poco momento torsional resulta útil el empleo de este elemento. Para la transmisión de potencia en el grupo de generación se usarán dos chavetas del tipo prismático. La chaveta que transmitirá la potencia de la turbina al eje, llamada N° 1, será holgada (móvil) y se empleará para un diámetro del árbol de  $\phi_1 = 33 \text{ mm}$ , y aquella que transmite la potencia del eje al acople, llamada N° 2, utilizará un tornillo DIN 84 para la fijación de ésta al árbol y se empleará para un diámetro de árbol de  $\phi_2 = 25 \text{ mm}$ .

Tabla 3.23: Propiedades físicas y mecánicas del material St.

Límite de fluencia mín. (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Densidad (kg/mm <sup>3</sup> )	Modulo de elasticidad a 20 °C (Pa)	Presión admisible ( $p_{adm}$ ) (MPa)	Esf. cortante admisible ( $\tau_{adm}$ ) (MPa)
27	55	$7.9 \times 10^{-6}$	$90.3 \times 10^9$	95	180

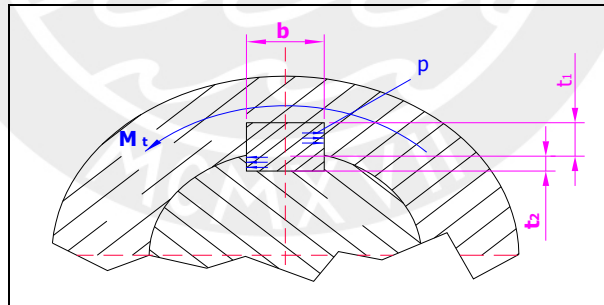


Figura 3.13: Presión y fuerzas en la unión por chaveta.

El cálculo se basa según *DIN 6885 hoja1* de donde se obtiene los siguientes valores de:  $b, t_1, t_2, L_1$ .

$$L \geq \frac{2.M_t}{\phi.t.p_{adm}} \tag{3.33}$$

$$L_1 = L + b \tag{3.34}$$

$$p = \frac{2.M_t}{\phi.t.L_{DIN}} \tag{3.35}$$

$$F.S. = \frac{P_{adm}}{p} \quad (3.36)$$

$$L' > \frac{2.M_t}{b.\phi.\tau_{adm}} \quad (3.37)$$

Donde:

$L$  : Longitud de chaveta preliminar,  $m$ .

$L_{DIN}$  : Longitud de chaveta normalizada según DIN 6885,  $m$ .

$L'$  : Longitud de chaveta mínima obtenida por el esfuerzo cortante,  $m$ .

$\phi$  : Diámetro del árbol de transmisión en la sección correspondiente,  $m$ .

$b$  : Ancho de la chaveta,  $m$ .

$t_1$  : Profundidad del chavetero del eje,  $m$ .

$t_2$  : Profundidad del chavetero del cubo,  $m$ .

$p$  : Presión de trabajo,  $Pa$ .

Tabla 3.24: Dimensiones de las chavetas.

Sección	$\phi$ m	b m	t1 m	t2 m	$L_1$ m ec. (3.42)	$L_{DIN}$ m	F.S. e.c. (3.41)
Turbina, chaveta, N° 1	0.033	0.010	0.0047	0.0034	0.0143	0.022	5.12
Acople, chaveta, N° 2	0.025	0.008	0.0041	0.0030	0.0144	0.018	2.80

El cálculo de la chaveta se hará en base a la resistencia de la presión admisible del st-50 por ser ésta la más crítica, aplicando la **ecuación (3.36)** donde se obtienen las longitudes mínimas. Luego, se halla las longitudes de las chavetas dadas por DIN 6885 y con las dimensiones de las chavetas se calcula el factor de seguridad. De los que se obtiene para la chaveta paralela N° 1 la siguiente designación: Lengüeta de ajuste A 10x 8.1 x 22; mientras que la N° 2, de designación C10 x 8.1 x 18, ambas serán hechas de acero st - 50.

### 3.4 Cálculo de la tuerca de fijación.

La tuerca de fijación trabaja con la arandela de retención o seguro de fijación.

Las tuercas están hechas de fundición o de acero de grafito esferoidal, mientras que las arandelas de retención están hechas de tiras de acero estirado. El grupo de generación posee dos tuercas de fijación las cuales tienen un diámetro interno de 30  $mm$ , masa de 0.039  $kgf$  o 0.38  $N$  y soportan una capacidad de carga axial  $F_{tu}=36,5$   $kN$  [7]. Al ser la fuerza axial producto del fluido sobre los álabes es  $F_A=324$   $N$ , **ecuación (3.7)**, menor que la carga axial sólo se necesitará de una tuerca de fijación.

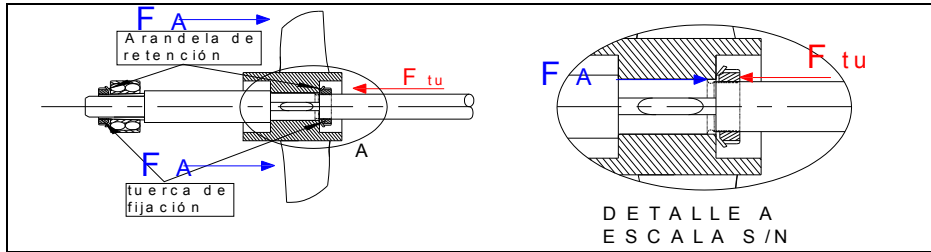


Figura 3.14: tuercas de fijación y arandelas de retención.

**3.5 Selección y cálculo de los rodamientos.**

Para el particular usaremos las recomendaciones de DIN ISO 281. Los rodamientos que se emplean son de bolas a rótulas porque son autoalineables e insensibles a las desalineaciones angulares del eje en relación al soporte, poseen menos fricción dentro de todos los rodamientos, particularmente apropiado para aplicaciones donde se pueden producir considerables desalineaciones o flexiones del eje. Por lo tanto, resulta ideal para el caso de turbinas que son muy sensibles a los problemas antes mencionados. Para el grupo de generación se usarán dos rodamientos de bolas a rótula uno de ellos de agujero cilíndrico el cual tiene la designación 2205 ETN 9; mientras que el otro tiene la designación 2206 E 2RS1 KTN 9. Éste último se usará por su facilidad de montaje y desmontaje ya que cuenta con un manguito de fijación cónico, una arandela de retención y su tuerca de fijación. Ambos cuentan con dos hileras de bolas y un camino de rodadura esférico común en el aro exterior. El margen de temperaturas es de -40 a +100 °C.

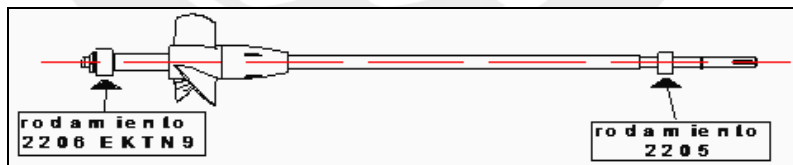


Figura 3.15: Ubicación de los rodamientos en el grupo de generación.

El rodamiento 2206 E 2RS1 KTN9 soportará la fuerza  $R_{\gamma_1} = 14.27N$ . El rodamiento 2205 ETN9 soportará la fuerza  $R_{\gamma_3} = 18.08 N$  y la fuerza axial  $F_a = 622.54 N$ .

Tabla 3.25: Datos necesarios de los rodamientos para el cálculo de duración.

Rodamiento	Fr (N)	Fa (N)	C (N)	Co (N)
2205 ETN9	18.08	622.54	24200	6550
2206 E KTN 9	14.27	622.54	23800	6700

Donde:

C : Carga dinámica del rodamiento, N.

Co: Carga estática del rodamiento, N.

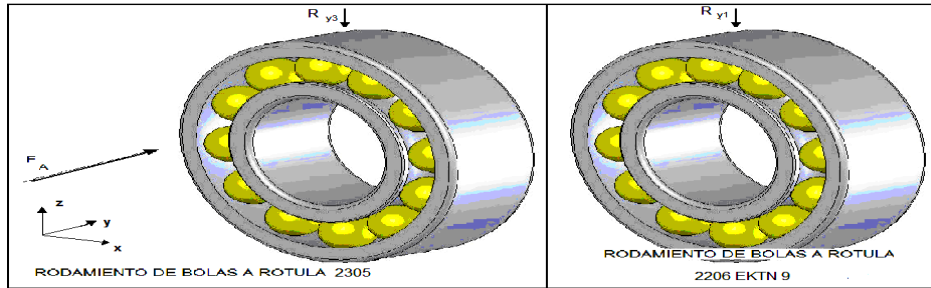


Figura 3.16: Rodamiento y las fuerzas a las cuales se encuentran solicitados.

Para la comprobación de su duración y funcionamiento ante las cargas solicitadas nos basaremos en el método de cálculo según DIN ISO 281 [8], para lo cual se tomará en cuenta los gráficos y tablas que se encuentran en el **anexo A.12**, además de las siguientes condiciones:

- Velocidad de rotación crítica (embalamiento) igual a 344 rad/s = 20640 rad/min.
- Duración requerida ( $L_h$ ) igual a 28 000 horas (mayor a 3 años).
- Temperatura de servicio de trabajo: 50 °C.
- Probabilidad de falla: 4% entonces factor  $a_1 = 0.53$  (Ver **tabla A.12.1**).
- Viscosidad del lubricante a 40 °C: 46 mm<sup>2</sup>/s (Ver **figura A.12.1**).
- Clase de pureza del lubricante según ISO 4460: 14/11 (Ver **tabla A.12.2**).

Según la **tabla A.12.3** se determina  $f_L$  y  $f_n$ :

- Para  $L_h = 28\ 000$  horas ( $3\ \text{años} < L_h$ ) se tiene un  $f_L = 1.78$ .
- Para  $n = 22000$  rad/min. se tiene un  $f_n = 0.115$ .

De la **tabla A.12.4** se determinan los valores de  $F_r$  y  $F_a$ .

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \tag{3.38}$$

$$C_1 = P_1 \cdot \left( \frac{f_L}{f_n} \right) \tag{3.39}$$

Donde:

$P$  : Carga equivalente,  $N$ .

$X$  : Factor radial, *adim*.

$Y$  : Factor axial, *adim*.

$P_1$  : Carga equivalente,  $N$ .

$C_1$  : Factor de carga o capacidad base dinámica,  $N$ .

$f_L$  y  $f_n$  : Factores de duración y por las r.p.m, respectivamente, *adim*.

Tabla 3.26: Valores de la carga equivalente y el factor de carga.

Rodamiento	e	$F_a / F_r$	X	Y	P (N)	$C_1$ (N)
2205 ETN9	0.43	34.43	0.65	2.3	1443.60	22344.48
2206 EKTN 9	0.37	43.63	0.65	2.6	1627.89	25196.92

Al ser el valor de  $C_1$  menor en ambos casos al valor de la carga dinámica del rodamiento, C, los rodamientos seleccionados cumplen las exigencias a las cuales se encuentran solicitados, a continuación se hará el ajuste de la vida nominal.

### 3.5.1 Ajuste de la vida nominal del rodamiento.

Para hallar la capacidad de la base dinámica del rodamiento primero se halla el nuevo valor del factor de esfuerzos dinámicos ( $f'_L$ ) mediante la **ecuación (3.40)** y luego este valor se ubica en la **tabla A.12.3** de donde se obtiene el valor de la vida ajustada del rodamiento ( $L_{h1}$ ):

$$f'_L = C.(f_n / P) \tag{3.40}$$

Tabla 3.27: Valores de la vida ajustada de los rodamientos.

Rodamiento	2305	2206 EKTN 9
$f'_L$	1.93	1.68
$L_{h1}$ (horas)	4400	2800

Este es el nuevo valor de la vida nominal

### 3.6 Selección y cálculo de las empaquetaduras.

Las empaquetaduras son empleadas para proteger zonas de paso del árbol a través de la pared del cuerpo de la turbina donde se requiere que no haya ingreso de agua. Algunos tipos de empaquetaduras son: trenza grafitada de algodón, empaquetaduras de amianto, grafito, fibra de carbón. En el presente trabajo se emplearán las empaquetaduras de fibra de carbón debido a que éstas son las más apropiadas para trabajar con agua. Éstas se cortan en forma de anillos de longitudes exactas y se colocan en juntas a tope de forma transpuesta, ver **figura 3.17**.

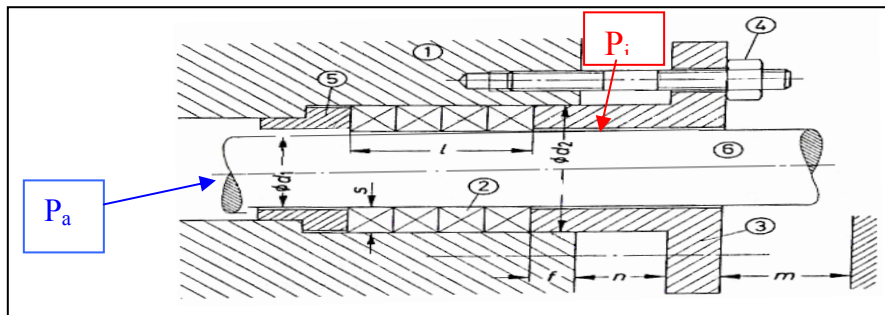


Figura 3.17: Las empaquetaduras y sus diferentes componentes de fijación [9].

En la figura 3.17 se tiene:

- 1) Pared del distribuidor.
- 2) Empaquetadura.
- 3) Prensa Estopas.
- 4) Tornillos.
- 5) Soporte de empaquetaduras.
- 6) Eje.

La selección del tipo de empaquetaduras se hace a través de la **figura 3.18** para lo cual se deberá conocer la variación de presiones, existente a ambos lados de la ubicación de las empaquetaduras; y la velocidad tangencial del elemento rotatorio, árbol, al cual se encuentra puesto. Por lo general, las estopas del lado de la aspiración han de mantener la depresión existente en la cámara de aspiración, venciendo la presión atmosférica exterior, para evitar la entrada de aire y posible rotura de las líneas de corriente [10]. Para nuestro caso, una de la presiones es la exterior a la máquina ( $p_a = 1$  bar, presión atmosférica) y la otra, la interior que es consecuencia del salto de 3 m. ( $p_i = 1,3$  bar, la presión que ejerce la columna agua), de las cuales se obtiene la variación de presiones de 0.3 bar. Para las empaquetaduras de la zona 2 la velocidad tangencial es de 21.6 m/s y la velocidad en la zona 3 es de 16.36 m/s. Zonas según el árbol de transmisión ver **figura 3.9**.

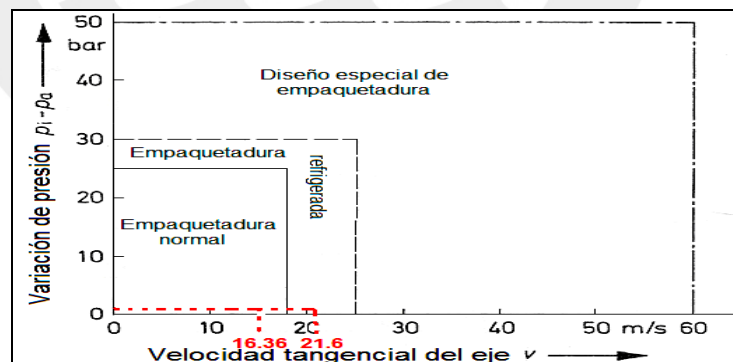


Figura 3.18: Selección del tipo de empaquetadura [9].

De la figura anterior se desprende que las empaquetaduras a emplear serán del tipo normal. Se emplearán empaquetaduras de la marca “Chersterton” modelo 477-1, las cuales son de fibra de carbón y poseen sección cuadrada. Su uso será para evitar la penetración de agentes tales como gases o fluidos y también para soportar presiones de hasta 250 bar (3600 psi), pH desde 0-13 y velocidades de hasta 15 m/s.



### 3.7 Selección del acoplamiento flexible.

La transmisión de la potencia del eje hacia el generador se realiza mediante un acoplamiento flexible de la marca “TB Wood’s” ya que por calidad de producto, precio y por encontrarse en el mercado nacional resulta ideal.

Para su selección ver **Anexo 11**:

- Símbolo de aplicación = L.
- Factor de servicio = 1.
- Por las características de hasta 8.3 *HP* y 1160 *rpm* se escoge el material *EPDM*.

El acoplamiento flexible seleccionado es del tipo: 6 JE de EPDM de Neopreno, tiene como velocidad máxima 6000 *rpm*, soporta temperaturas entre  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $+275\text{ }^{\circ}\text{C}$  y tiene un peso total de 1,27 *kgf* o 12.46 *N*.



Figura 3.21: Acoplamiento flexible de la marca TB Wood’s.

### 3.8 Determinación del espesor de la plancha de acero para la construcción de las carcasas y la tubería de aspiración.

La carcasa del distribuidor y de la turbina, asimismo el codo y tubería de aspiración se construirán a partir de planchas de acero ASTM A36, dichas superficies se obtendrán mediante desarrollos y rolados hasta obtener tubos cilíndricos. Los desarrollos se pueden apreciar en los planos de despiece. A continuación se determinará el espesor medio de la plancha a emplear en las diferentes superficies, para lo cual emplearemos la siguiente ecuación [11], basada en la norma DIN 2413.

$$s_0 = \frac{d_a \cdot p}{200 \cdot v \cdot \frac{K}{S}} \quad (3.43)$$

Donde:

$s_0$ : Espesor de la tubería, *m*.

$d_a$ : Diámetro exterior del tubo, *m*.

$p$ : Presión interna del acero A-36,  $p = 10\text{ kp/cm}^2$  o  $9.8 \times 10^5\text{ N/m}^2$ .

- $v$  : Valencia del cordón de soldadura para cordón longitudinal,  $v = 0.5$ , -.
- $K$  : Valor característico del material,  $= 0.7 \times \sigma_B$ ,  $N/m^2$ .
- $S$  : Coeficiente de seguridad,  $S = 1.8$ , -.

Tabla 3.30: Cálculo del espesor de la tubería.

$d_a$ (m)	$p$ ( $N/m^2$ )	$v$	$\sigma_B$ ( $N/m^2$ )	$K$ ( $N/m^2$ )	$S$	$s_0$ (mm)
0.242	$9.8 \times 10^5$	0.5	$370 \times 10^6$	149.314	1.8	0.016

Como se puede apreciar el espesor promedio mínimo es de  $0.016 \text{ mm}$ , para el proyecto todas las tuberías y carcasas se fabricarán con un espesor de plancha de acero de  $6 \text{ mm}$  o  $1/4"$ .

### 3.9 Cálculo de la unión soldada de izaje de la carcasa del distribuidor y turbina.

Se soldaran planchas cuadradas de acero a la carcasa del distribuidor y turbina, ver **figura 3.22**. Éstas tendrán un agujero roscado donde se atornillará el cáncamo respectivo que servirá para el izaje. Ambas planchas tendrán iguales dimensiones.

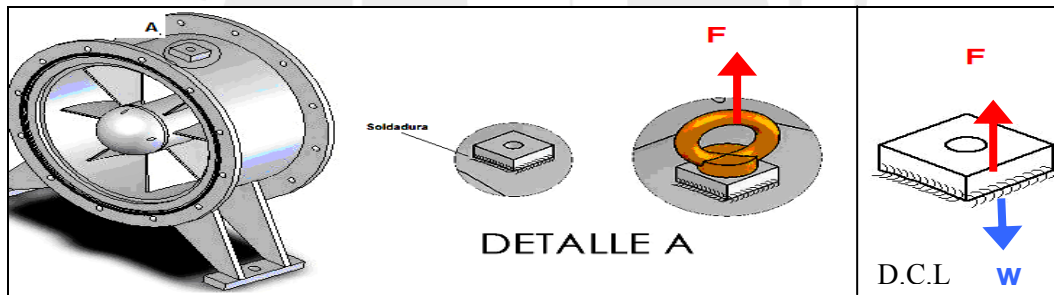


Figura 3.22: Disposición física de la plancha de acero sobre las carcasa.

Para el cálculo de la resistencia de la soldadura se debe conocer el peso de la carcasa, a la cual se le aumentará un 30% de su peso por seguridad. Sólo se analizará con el peso de la carcasa del distribuidor por tener mayor peso que el de la turbina.

Tabla 3.31: Fuerza "W" o peso equivalente de la carcasa del distribuidor.

Elemento	Distribuidor (kgf)	$W = 30\%$ total (kgf)
Peso	20.64	26.83

Por el diagrama de fuerzas se tiene que  $F \geq W$  si se requiere izar la carcasa, por lo que la fuerza mínima necesaria tendrá que ser mayor a  $26.83 \text{ kgf}$  o  $263.2 \text{ N}$  con esta fuerza estática se calculará el espesor del cordón de soldadura, como se observa el cordón se encontrará expuesto a la fuerza de corte [12].

$$a' \geq \left( \frac{1}{v_1 \cdot v_2 \cdot \sigma_{adm}} \right) \frac{F}{4 \cdot l} \tag{3.44}$$

Donde:

$\sigma_{adm}$  : Esfuerzo admisible para la soldadura, se considera carga HZ,  $N/mm^2$ .

$F$  : Fuerza de izaje sobre los cordones,  $N$ .

$v_1$  : Factor de forma dinámico, -.

$v_2$  : Coeficiente por clase de calidad de soldadura, -.

$a'$  : Espesor de la soldadura.  $mm$ .

$l$  : Longitud del cordón de soldadura,  $mm$ .

Tabla 3.32: Valores geométricos de la soldadura.

$\sigma_{adm} (N/mm^2)$	$F (kgf)$	$v_1 (N)$	$v_2 (N)$	$l (mm)$	$a' (mm)$
127	26.83	0.35	0.5	30	0,12

El cordón de soldadura tendrá como mínimo un espesor de  $a' = 0.09 \text{ mm}$ , por lo que se considerará para el diseño una espesor de  $a = 3 \text{ mm}$ .

### 3.10 Cálculo de la unión soldada de la estructura de anclaje.

A continuación se detallará el peso aproximado de los elementos más importantes que componen el grupo de generación.

Tabla 3.33: Pesos aproximados de los elementos del grupo de generación.

Item	Cantidad	Elementos	Peso (kgf)
1	2	Tuerca de fijación	0.078
2	6	Cáncamo	0.618
3	6	Empaquetadura 5/16"	0.510
4	2	Perno M6 x 45	0.035
5	1	Rotor de la turbina	2.030
6	1	Carcasa de la turbina	18.706
7	24	Perno Dia 8 x 35	0.478
8	1	Eje	5.011
9	1	Codo 90 <sup>a</sup>	33.395
10	1	Chumacera o soporte de pie TVN 205 WB	1.400
11	4	Filtros	0.092
12	2	Acoplamiento flexible	0.953
13	1	Manga flexible del acoplamiento	0.422
14	1	Generador (Motor F-112)	23.000
15	1	Prensa estopas exterior	0.599
16	1	Bocina de bronce	0.002
17	1	Rodamiento de bolas a rotulas 2205	0.160
18	1	Tornillos prisioneras M3x20	0.001
19	1	Tapa del distribuidor	0.254
20	1	Manguito de fijación	0.095
21	1	Arandela de retención	0.008

Tabla 3.33:continuación.

Item	Cantidad	Elementos	Peso (kgf)
22	1	Rodamiento de bolas a rotulas 2206	0.260
23	1	Distribuidor	20.64
24	1	Prensa estopas interior	0.522
25	1	Estructura de anclaje	35.549
26	24	Perno exagonal M12 x 15	1.402
27	1	Estructura soporte del motor	15.479
28	1	Chaveta paralela A10x8.1x20	0.011
29	24	Tuerca exagonal M8	0.029
30	1	Tobera	0.265
31	8	Perno de anclaje M10	1.512
32	34	Arandela circular 9	0.080
33	2	O´ring 271 x 3.5	0.023
34	10	Perno exagonal M8 x 50	0.018
35	2	O´ring 250 x 3.5	0.012
36	5	Empaquetadura 3/8"	0.098
37	1	Estructura del soporte de pie	3.796
38	1	Chaveta paralela C 8x 7.1 x 25	0.012
39	1	Perno exagonal M 8 x 45	0.001
40	24	Arandela circular 14	0.208
41	6	Arandela cuadrangular	0.111
42	24	Tuerca exagonal M12	0.039
43	1	Anillo de seguridad 24 x 1.2	0.007
<b>Total</b>			167.92
<b>30% del total</b>			50.38
<b>Total aumentada</b>			218.30

Se observa que el peso aproximado del grupo de generación es 167.92 *kgf* o 1647.3 *N*, para calcular el espesor de la soldadura en la estructura de anclaje se calcula en base al peso del grupo de generación, al cual se le aumentará en un 30% por seguridad, por lo que el peso aumentado es 218.29 *kgf* o 2141.42 *N*.

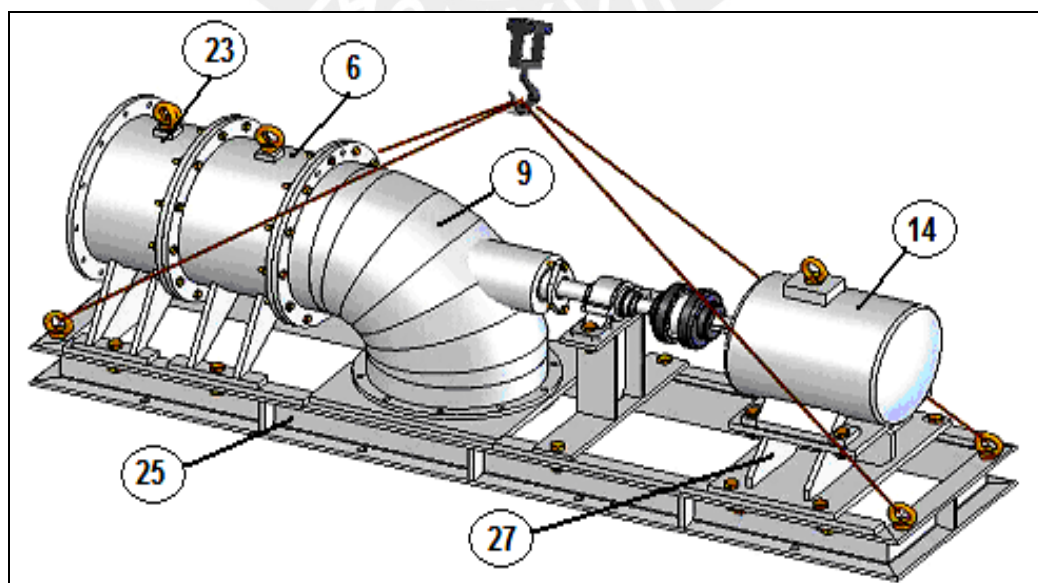


Figura 3.23: Izaje del grupo generación.

Cada unión de perfiles en “C” estará expuesta a la misma fuerza proporcional de izaje cuando está fuerza se encuentre balanceada, pero para el cálculo del espesor de la soldadura nos colocaremos en caso más crítico el cual será cuando la fuerza de izaje en uno de los extremos soldados se igual al peso aumentado del grupo de generación, ver **figura 3.24**, de donde se desprende que ésta fuerza actuará como cortante.

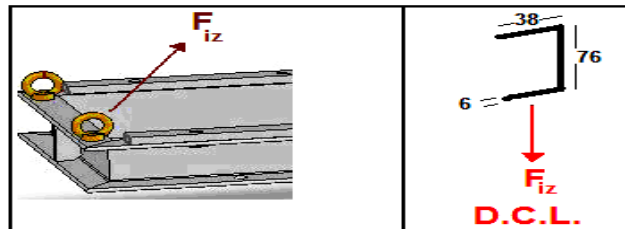


Figura 3.24: Diagrama de fuerzas actuantes para el cálculo de espesor de soldadura.

Los cordones de soldadura de cada externo estarán expuestos a cargas corte.

$$a' \geq \left( \frac{1}{v_1 \cdot v_2 \cdot \tau_{adm}} \right) \cdot \frac{F_{iza}}{2 \cdot (38 + 76 + 6)} \tag{3.45}$$

Donde:

$\tau_{adm}$  : Esfuerzo admisible a corte de la soldadura, se considera carga HZ,  $N/mm^2$ .

$F_{iza}$  : Fuerza de izaje sobre los cordones,  $N$ .

$v_1$  : Factor de forma dinámico, -.

$v_2$  : Coeficiente por clase de calidad de soldadura, -.

$a'$  : Espesor de la soldadura,  $mm$ .

Tabla 3.32: Valores geométricos de la soldadura.

$\tau_{adm} (N/mm^2)$	$F_{iza} (N)$	$v_1 (N)$	$v_2 (N)$	$a' (mm)$
105	2141.42	0.35	0.5	0.48

El cordón de soldadura tendrá como mínimo un espesor de  $a' = 0.48 \text{ mm}$ , por lo que se considerará para el diseño un espesor de  $a = 5 \text{ mm}$ .

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Bohl, W, STRÖMUNGSMACHINEN, Vogel, Tomo 2, Würzburg, 1986, pp. 149-153.
2. Bohl, W. op. cit., p.250.
3. Rodríguez Hernández, Jorge. RESISTENCIA DE MATERIALES 2, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, 2002, Capítulo 3 - Fatiga.
4. Decker, Kart - Heinz. ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Bilbao: Urmo, 1980, p. 240.
5. Bohl, W. op. cit., p. 335.
6. Hutte, MANUAL DE INGENIERO, Barcelona: G. Gili, 1988, p. 361.
7. Catálogo de SKF, [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1\\_16\\_0http://www.skf.com/portal/skf\\_pe/home](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=1_16_0http://www.skf.com/portal/skf_pe/home).
8. Área de diseño, DIBUJO MECÁNICO 2, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, 2002, pp. 2.34 – 2.40.
9. Bohl, W. op. cit., pp. 201 -207.
10. Decker, Kart - Heinz , op. cit., p. 121.
11. DIN, normas fundamentales, 8va edición, editorial Balzola, España,1970, pp. 212-219.
12. Rodriguez Hernandez, Jorge, DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS, PUCP, Lima, 2002, capítulo 6.

## CAPITULO 4

### SELECCIÓN DEL MOTOR COMO GENERADOR DE INDUCCIÓN

#### 4.1 El motor de inducción.

##### 4.1.1 Generalidades.

El motor es una máquina eléctrica motriz rotativa. Para que el motor trabaje como generador necesita que se le conecte a un motor primo en nuestro caso viene a ser la turbina, la cual le suministra una fuerza capaz de equilibrar la fuerza electromagnética, producida por el campo magnético y la corriente (Ley de Lorentz), además se requiere que la turbina gire a una velocidad mayor que la velocidad de rotación nominal del motor (velocidad de sincronismo) para que se produzca la tensión inducida, producto de la velocidad y el campo magnético (Ley de Faraday) [1].

La explicación de la velocidad a la que debe girar la turbina para que el motor trabaje como generador se ha dado en el **capítulo 2.5.1**.

La elección de motores de inducción que trabajan como generadores eléctricos sin modificación alguna es aplicada en proyectos de microcentrales o picocentrales, porque el precio para las bajas potencias justifica su elección, además al trabajar de ésta manera tienen una ligera menor eficiencia [2].

Para pequeñas potencias, los generadores síncronos son difíciles de encontrar en el mercado nacional por lo tanto resultan costosos, en cambio los motores se encuentran fácilmente, además son robustos en operación (pues no presentan devanados, diodos o anillos deslizantes en el rotor), son fáciles de darles mantenimiento y tienen un precio menor para igualdad de potencia.

La principal desventaja que presenta al emplear los motores como generadores es que si se conectan estos a cargas como motores con capacidad nominal grande corren el peligro de sufrir severas caídas de voltaje o pérdida de excitación en el momento del arranque, pero esto no es problema si se recurre a modificaciones en el devanado para obtener voltajes deseados o si se emplean métodos de arranque.

Cuando el generador de inducción trabaje por separado de la red eléctrica necesita de condensadores en sus bornes porque estos le suministran corriente de magnetización, los cuales son necesarios para la obtención del voltaje a la frecuencia deseada.

En otras palabras para que exista un aumento de voltaje debe haber el suficiente magnetismo remanente en el rotor y las capacitancias son las que le proporcionan, por este motivo se debe seleccionar los valores adecuados de las capacitancias.

Sugerencias:

- Para asegurar una larga vida de los devanados cuando el motor sea usado como generador, la máquina deberá ser mantenida por debajo de su temperatura de operación a plena carga como motor.
- Se debe proporcionar un factor de corrección de 0.8, lo cual le brindará seguridad a los devanados.
- Se debe evitar usar motores como generadores de mayor capacidad que el requerido ya que posee una baja eficiencia cuando está cargado parcialmente.
- Se debe tener en cuenta la altitud a la que trabaja el motor como generador ya que afectará su eficiencia.
- Si se desea mejorar la eficiencia se recomienda usar motores de alta eficiencia energética, obviamente son más caros que los convencionales.

4.2 Selección de los condensadores de excitación.

El circuito simplificado del motor y el condensador en funcionamiento como generador de inducción es el siguiente:

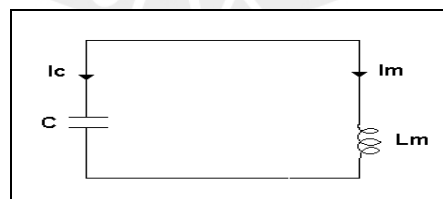


Figura 4.1: Circuito simplificado motor y condensadores.

Donde:

$I_c$  : Corriente en el condensador,  $i$ .

$I_m$  : Corriente de magnetización,  $i$ .

$C$  : Condensador,  $\mu F$ .

$L$  : Bobina,  $H$ .

Para el funcionamiento como generador se requiere que la corriente en el condensador iguale a la corriente de magnetización, y que en conjunto actúen como un circuito resonante a la frecuencia angular ( $\omega$ ), fijada por la velocidad de giro de la máquina. De acuerdo a la selección de la capacitancia la corriente aumentará hasta que se alcance la operación estable y esto se logrará cuando la impedancia de los condensadores ( $X_C$ ) iguale a la reactancia de magnetización ( $X_L$ ), entonces:

$$\frac{1}{\omega.C} = \omega.L \tag{4.1}$$

Donde:

$\omega$  : Velocidad angular o frecuencia angular, donde:  $\omega = 2\pi f$  , rad/s.

$L$  : Inductancia, H.

$C$  : Capacitor,  $\mu F$

Un aumento de las capacitancias se refleja en aumento del voltaje de operación, ver **figura 4.2**, Pero el máximo voltaje que se podrá aumentar es de 125% y el mínimo es aproximadamente 65% del voltaje nominal del motor [3]. Asimismo, trabajar cerca al límite superior se traduce en aumento de la corriente dentro de la máquina y que se convertirá en potencia que se disipará en forma de calor a través de los devanados del estator, por lo que se corre el riesgo de afectar la vida útil por sobrecalentamiento.

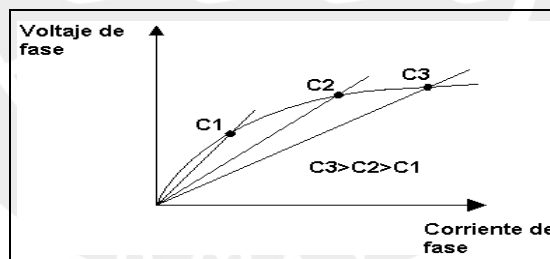


Figura 4.2: Las capacitancias y su acción en el voltaje.

$$C = \frac{1}{\omega . X_c} \tag{4.2}$$

También se debe tener en cuenta la conexión de los condensadores respecto al bobinado del motor, es decir:

$$C_{\Delta} = \frac{C_Y}{3} \tag{4.3}$$

Donde:

$X_C$  :Impedancia de condensadores,  $\Omega$  .

$C_{\Delta}$  :Condensadores conectados en delta,  $\mu F$  .

$C_Y$  :Condensadores conectados en triángulo,  $\mu F$  .

Si los condensadores son conectados en estrella tienen una capacidad de tres veces más que si se hubieran conectado en delta, por lo que el costo resulta ser menor.

Existen dos tipos de condensadores los “motor run”, de capacidad hasta 40  $\mu F$ , y los “motor Star, condensadores de arranque o electrolíticos”. Se usarán los del primer tipo porque son para ser operados de manera permanente, tienen bajo precio y por su gran capacidad para su tamaño. La vida de los condensadores depende de su fabricación, voltaje, frecuencia a la que trabaje y también del ambiente donde se emplean.

#### 4.3 Regulación de la velocidad.

En centrales hidroeléctricas una variación en la demanda de energía produce un cambio en la velocidad de giro de la turbina, por lo que al girar a otra velocidad diferente de la síncrona se tendrá una variación en la frecuencia y voltaje de línea. Por tal motivo existen los reguladores, los cuales compensen y mantienen la velocidad de giro constante. Existen dos maneras de regular la velocidad ver **tabla 4.1**.

Tabla 4.1: Sistemas de regulación de velocidad [4].

Regulación de la velocidad por medio del caudal de agua en la turbina		Regulación de la velocidad por medio de la carga	
El funcionamiento se produce cuando exista aumento en la demanda, por lo tanto se abrirá una válvula que permite el mayor ingreso de agua a la turbina ocasionando que la potencia generada se iguale a la demanda.		La regulación se realiza a través de la disipación de potencia generada en forma de calor por medio de resistencias sumergidas en agua o aire cuando no exista exceso de demanda.	
<b>a) Regulación manual</b>	<b>b) Regulación automática</b>	<b>a) Regulación manual</b>	<b>b) Regulación automática</b>
Aplicaciones	Aplicaciones	Aplicaciones	Aplicaciones
> Principalmente en microcentrales por debajo de 50 kW.	> Generalmente utilizado en centrales de más de 100 kW de potencia.	> Para centrales muy pequeñas.	> Para microcentrales de potencias menores a 500 kW [5].
> No Hay mucha variación de la demanda de energía.	> Son caros y el mantenimiento requiere de mucha atención.	> Las resistencia pueden ser hornillas eléctricas, focos, batería, etc.	> Precio accesible, operación y mantenimiento sencillo, rapidez en la respuesta.
> Se requiere de una persona que opere la válvula cuando exista variación en la frecuencia del sistema.	> El regulador puede ser oleomecánicos o un dispositivo eléctricos los cuales mantienen estable la frecuencia y el voltaje constante.	> Una persona conectará o desconectará las resistencias de acuerdo a la variación de la frecuencia en la red.	> El regulador a través de válvulas electrónicas conocidas como tiristores, deriva la energía no consumida por la demanda hacia la disipación de carga.

Tabla 4.3: Sistemas de regulación de velocidad [6].

	Regulación de caudal		Regulación de carga	
	Manual	automático	manual	automático
<b>Costo inicial</b>	Muy bajo	Alto	Bajo	Medio
<b>Precisión en la regulación de la frecuencia</b>	Depende del operador	Alto	Depende del operador	Muy alto
<b>Dificultad en la instalación</b>	No hay	Alta	Baja	Baja
<b>Dificultad de operación y mantenimiento</b>	Muy baja	Baja	Muy baja	Baja
<b>Requiere de vigilancia del operador</b>	Sí	No	Sí	No

#### 4.4 Regulador de carga automático para el grupo de generación.

El controlador electrónico es usado con el grupo de generación para permitir que dicho sistema se adecue a los cambios en la carga del consumidor, es decir, cuando se modifica la carga, ya sea por disminución o aumento, el regulador hará que el voltaje generado y la frecuencia se mantengan constantes [7].



Figura 4.3: Controlador de generación de inducción.

El método más confiable para mantener las variables constantes en las picocentrales es mediante el controlador de generación de inducción (IGC). Su funcionamiento es a través de la carga secundaria controlando las variaciones de la carga principal variando automáticamente la cantidad de potencia disipada en la carga secundaria o carga balastro, a fin de mantener constante la carga total ver **figura 4.4**.

El IGC es un controlador muy similar a los controladores electrónicos, sin embargo el voltaje es sensado y controlado directamente en lugar de la frecuencia. Pero sus características son tales que produce una buena regulación de la frecuencia.

Su aplicación es la siguiente si una carga resistiva es conectada al generador, provocará una caída de voltaje, esta diferencia será sensada por IGC y la

compensación se logrará disminuyendo la potencia disipada en la carga secundaria, con esta acción se retornará al valor constante de la carga total, la misma acción realizará el controlador cuando la carga es inductiva o capacitiva.

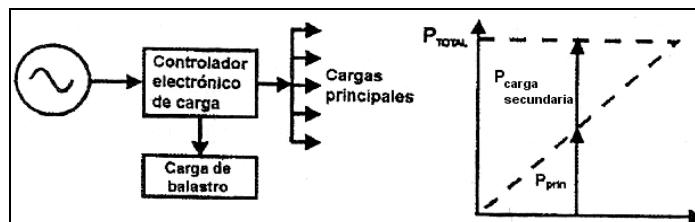


Figura 4.4: Diagrama esquemático y la división de potencias de la carga total.

#### 4.5 Carga secundaria.

La función principal de la carga secundaria es disipar la energía que no es consumida por la carga principal, esta función lo realiza a través de resistencias que disipan la potencia en forma de calor hacia el aire, agua u otro medio. Estas resistencias deben tener una buena configuración geométrica y de diseño con el fin de disipar la mayor capacidad de calor, permitir un ahorro de espacio y su fácil sustitución. Dentro de las resistencias, la más conocida son de Nicron, además su valor resistivo es estable por tal motivo se utilizará este tipo de resistencia.

Tabla 4.4: Sistemas de regulación de velocidad [8].

Sistemas de disipación de energía	
Expertos recomiendan que para potencias menores 15 kW se deba emplear las de tipo aéreo a menos de emplear ventilación forzada, pero esto puede encarecer el sistema. Principalmente la elección se hará de acuerdo al área que se tenga para la ubicación de las resistencias, el dinero y su aprovechamiento en un determinado fin.	
Resistencia calefactores de aire	Resistencias sumergidas en agua
<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Debe tener cuidado porque están expuestas al ambiente, por lo tanto debe ser puesta en un espacio donde exista la libre circulación de aire. Uso de mallas para evitar incidentes.</li> <li>▪ Puede usarse como calefacción en ambientes fríos.</li> <li>▪ No es adecuado en ambientes de polvo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ En el interior de un pequeño tanque se deben encontrar las resistencias sumergidas y debe haber circulación del fluido.</li> <li>▪ Mayor vida útil que empleándolas en aire.</li> <li>▪ Se puede emplear como calentador de líquidos.</li> <li>▪ La instalación es más cara que la aérea.</li> </ul>

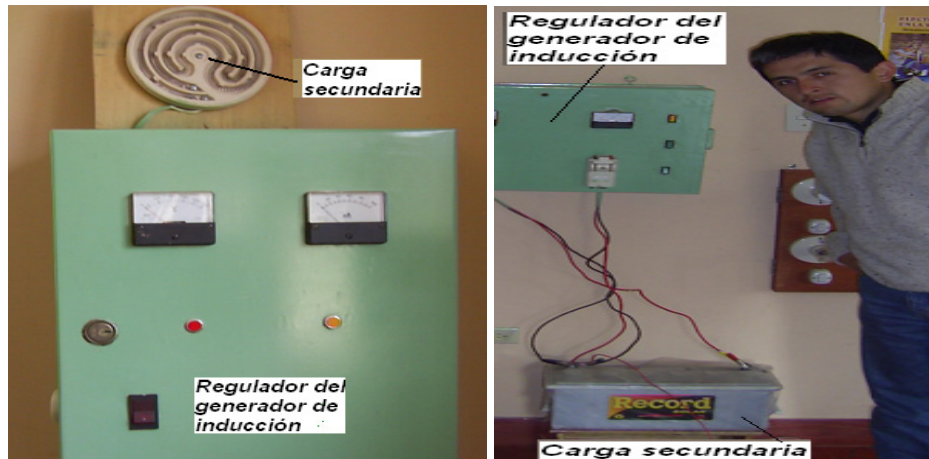


Figura 4.5: Controlador del generador de inducción y la carga secundaria.

#### 4.6 Consideraciones de la carga

Las cargas eléctricas generalmente pueden trabajar con variaciones de voltaje de  $\pm 6\%$ . Se debe evitar voltajes de generación por encima del nominal de la carga porque esta diferencia influye en la vida útil de la carga por el contrario al tener voltaje por debajo del nominal puede que no encienda el equipo.

Los límites aceptables en la variación de la frecuencia son determinados por los requerimientos de la carga. El aumento en la frecuencia reducirá la corriente de excitación requerida para alcanzar el voltaje nominal. En caso contrario si baja, aumenta la corriente produciendo potencia extra que se disipará en los devanados. Ver **figura 4.6** para un mayor entendimiento.

Tener en cuenta que en los motores de inducción la velocidad del eje aumenta de forma lineal con la frecuencia. Por lo tanto, al trabajar como generador a la misma frecuencia y voltaje nominal que como motor, se tendría una menor eficiencia y temperaturas más altas, por lo que se sugiere trabajar con el voltaje de 6% por debajo del nominal cuando trabaje el motor de inducción como generador eléctrico.

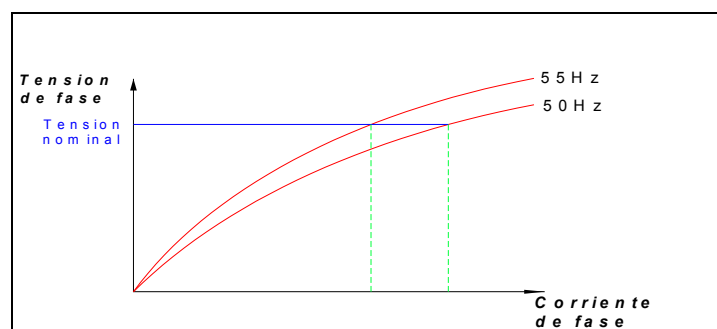


Figura 4.6: tensión y corriente en función de la frecuencia.

a. Carga resistiva

La conexión de una carga resistiva causará que la velocidad de la turbina disminuya dando como resultado una reducción en la frecuencia de operación, por lo tanto una caída de voltaje por la reducción en la excitación. Esta variación se dará hasta que se alcance una velocidad para la cual la potencia de salida se iguale a la carga.

b. Carga inductiva

Si se conecta una carga inductiva el voltaje se reducirá y la velocidad de la turbina se incrementa, la velocidad aumenta hasta el equilibrio donde la potencia de salida se iguale a la carga en la turbina. Por lo tanto, las cargas inductivas producen un aumento en la frecuencia de operación. Si la carga es muy grande provocará un colapso en la excitación del generador.

c. Carga capacitiva

Si se conecta una carga capacitiva la frecuencia disminuirá, caso contrario a la carga inductiva. Afortunadamente las cargas capacitivas son muy raras.

Por lo general, al ser pequeña la demanda de energía se tiene que los suministros de corriente son monofásicos, por lo tanto el arreglo más conveniente para obtener mayor eficiencia es la utilización de un motor trifásico de generación monofásica, esto se logra gracias al arreglo de condensadores colocados con el motor [9]. Además, el precio de este arreglo más el motor trifásico resultan ser más barato en comparación a un motor de inducción monofásico. Dicho arreglo se expondrá a continuación.

#### 4.7 Salida monofásica desde una máquina trifásica

La máquina de inducción debe trabajar con dos voltajes (Ejemplo: 220/380 V). Luego se calcula las capacitancias “C” necesarias para su funcionamiento trifásico normal, cuando la máquina se encuentra conectada en delta trabaja con el menor voltaje. Continuando, se conecta “2C” a la primera fase, “C” a la segunda fase y ninguna en la tercera fase. Esta conexión se conoce como “C- 2C”. Entonces la carga se conecta a la fase “C”. Si está bien colocado el conjunto entonces en la fase “C” se producirá un pico de voltaje antes que la fase “2C”. Es esencial asegurar que la rotación del rotor sea la correcta con relación a las fases a las cuales las capacitancias se encuentran conectadas. La rotación correcta de la máquina puede ser determinada mediante la potencia o corriente en los devanados. Ver **figura 4.7**.

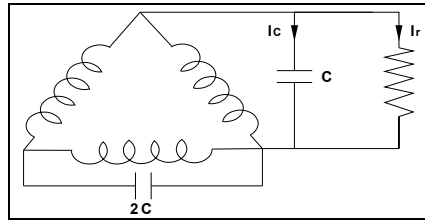


Figura 4.7: Generación monofásica a partir de un motor trifásico.

Donde para una carga resistiva pura si se encuentra el sistema balanceado se cumple:

$$P_{Carga} = \frac{\sum Q}{\sqrt{3}} \tag{4.4}$$

$$I_r = \sqrt{3} \cdot I_c \tag{4.5}$$

4.8 **Cálculos generales.**

4.8.1 **Cálculo de las capacitancias.**

Tabla 4.5: Obtenidos del catálogo del motor para la potencia de 3 kW (Anexo A.9).

Potencia	polos	$V_{línea}$	$I_{línea}$	$V_{línea}$	$I_{línea}$	F.P. al 75%	F.P. al 100%
3 kW	6	380 V	7.5 A	220 V	13 A	0.64	0.72

- **Método N°1:** Método usado por el ITDG para el cálculo de las capacitancias, siguiendo las recomendaciones se tiene: **[10]**

$$C = \frac{k \cdot I_{línea} \cdot 10^6}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot V_{rec}} \tag{4.6}$$

Tabla 4.6: Valores recomendados para el factor k.

Voltaje igual al recomendado	$k = 0.35$
Voltaje +6% de lo recomendado	$k = 0.30$
Voltaje -6% de lo recomendado	$k = 0.45$

Tabla 4.5: Voltaje recomendados para la generación.

N° polos	Voltaje recomendado ( $V_{rec}$ )		
	Potencia Nominal del Motor (kW)		
	0.55 - 1.1	1.5 - 3.0	4.0 - 7.5
2	$= V_{generado} + 6\%$	$= V_{generado} + 3\%$	$= V_{generado}$
4	$= V_{generado} + 9\%$	$= V_{generado} + 6\%$	$= V_{generado} + 3\%$
6	$= V_{generado} + 12\%$	$= V_{generado} + 9\%$	$= V_{generado} + 6\%$

Tabla 4.6: Valores reemplazados en las fórmulas anteriores.

$V_{generado}$ (V) (+ 9%)	K	C ( $\mu F$ ) (ecuación 4.6)
239.8	0.35	50.33

- **Método N°2:** El siguiente cálculo de las resistencias se basa en la teoría de la compensación del factor de potencia, teoría que se puede encontrar en diferentes libros de electricidad.

- Se considera que trabaja en vacío por lo tanto el *F.P.* se considera al 100%.

$$\sum S_{\text{vacío}} = \sqrt{3} * V_{\text{línea}} * I_{\text{línea}} \tag{4.7}$$

$$\sum Q_{\text{línea}} = \sum S_{\text{vacío}} * \text{sen} \varphi \tag{4.8}$$

$$Q_{\text{fase}} = \frac{\sum Q_{\text{línea}}}{3} \tag{4.9}$$

$$V_{\text{fase}} = \frac{V_{\text{línea}}}{\sqrt{3}} \tag{4.10}$$

$$I_{\text{fase}} = \frac{Q_{\text{fase}}}{V_{\text{fase}}} \tag{4.11}$$

$$C = \frac{I_{\text{fase}}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot V_{\text{fase}}} \tag{4.12}$$

Donde:

$I_{\text{línea}}$  : Corriente de línea del motor, *A*.

$V_{\text{línea}}$  : Voltaje nominal del motor. *V*.

$f$  : Frecuencia, *Hz*.

$C$  : Capacitancia,  $\mu F$ .

$K$  : Factor depende del voltaje, no debe ser mayor a 0.45.

$\sum S_{\text{vacío}}$  : Potencia total aparente de vacío, *VA*.

$\sum Q_{\text{línea}}$  : Potencia total reactiva, *VAR*.

$Q_{\text{fase}}$  : Potencia reactiva, *VAR*.

$V_{\text{fase}}$  : Voltaje de fase, *V*.

$I_{\text{fase}}$  : Corriente de fase, *A*.

Tabla 4.7: Valores reemplazados en las ecuaciones anteriores (4.7- 4.12).

$\sum S_{\text{vacío}}$ (4.7)	$Q_{\text{línea}}$ (4.8)	$Q_{\text{fase}}$ (4.9)	$V_{\text{fase}}$ (4.10)	$I_{\text{fase}}$ (4.11)	$C$ (4.12)
4953.7	3437.8	1145.9	220	5.2	63

Se debe redondear el valor de “C” por exceso al valor más cercano con incrementos de 5  $\mu F$ , por lo tanto, de los dos métodos anteriores tenemos que el valor más crítico

viene hacer el  $63 \mu F$ , redondeando se tiene  $64 \mu F$ . Para "2C" se tiene  $126 \mu F$ , redondeando se tiene  $130 \mu F$ . Ahora el voltaje nominal de los capacitores debe ser mayor que el voltaje máximo del generador (por ejemplo, si se va a generar a 220V los capacitores deberán ser para 380V a más). En el mercado local se encuentran las capacitancias de  $53-64 \mu F$  y de  $124-149$  ambas hasta 250 V, las cuales se usarán para nuestro trabajo.

#### 4.8.2 Selección del Controlador del generador.

Para la selección se necesita los siguientes parámetros, además ver **Anexo 14**:

- Potencia : 5 kW
- N° de fases : 3
- Voltaje : 380/220
- Frecuencia : 60 Hz

#### 4.8.3 Selección y configuración geométrica de la carga secundaria.

La disipación será del tipo aérea por la baja potencia, se puede tener como cargas secundarias un banco de focos, hornillas eléctricas para cocina, como calefacción de ambientes.

Escogeremos resistencia de nicrom porque son utilizadas en trabajos continuos, en el mercado se encuentran con diferentes valores de potencia: 500W, 1.5 kW, 2 kW, etc.

Nosotros seleccionamos 4 resistencias de nicrom de 1 kW y de 220 V, las cuales tendrán una configuración en paralelo.

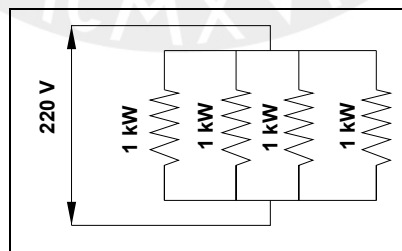


Figura 4.8: Configuración de la carga secundaria.

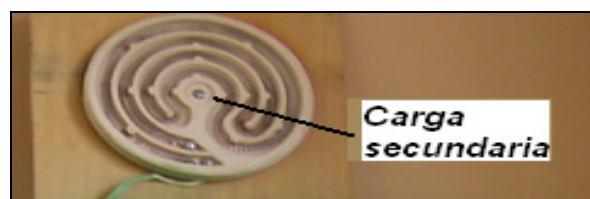


Figura 4.9: Carga secundaria, hornilla de cocina, resistencia de Nicrom.

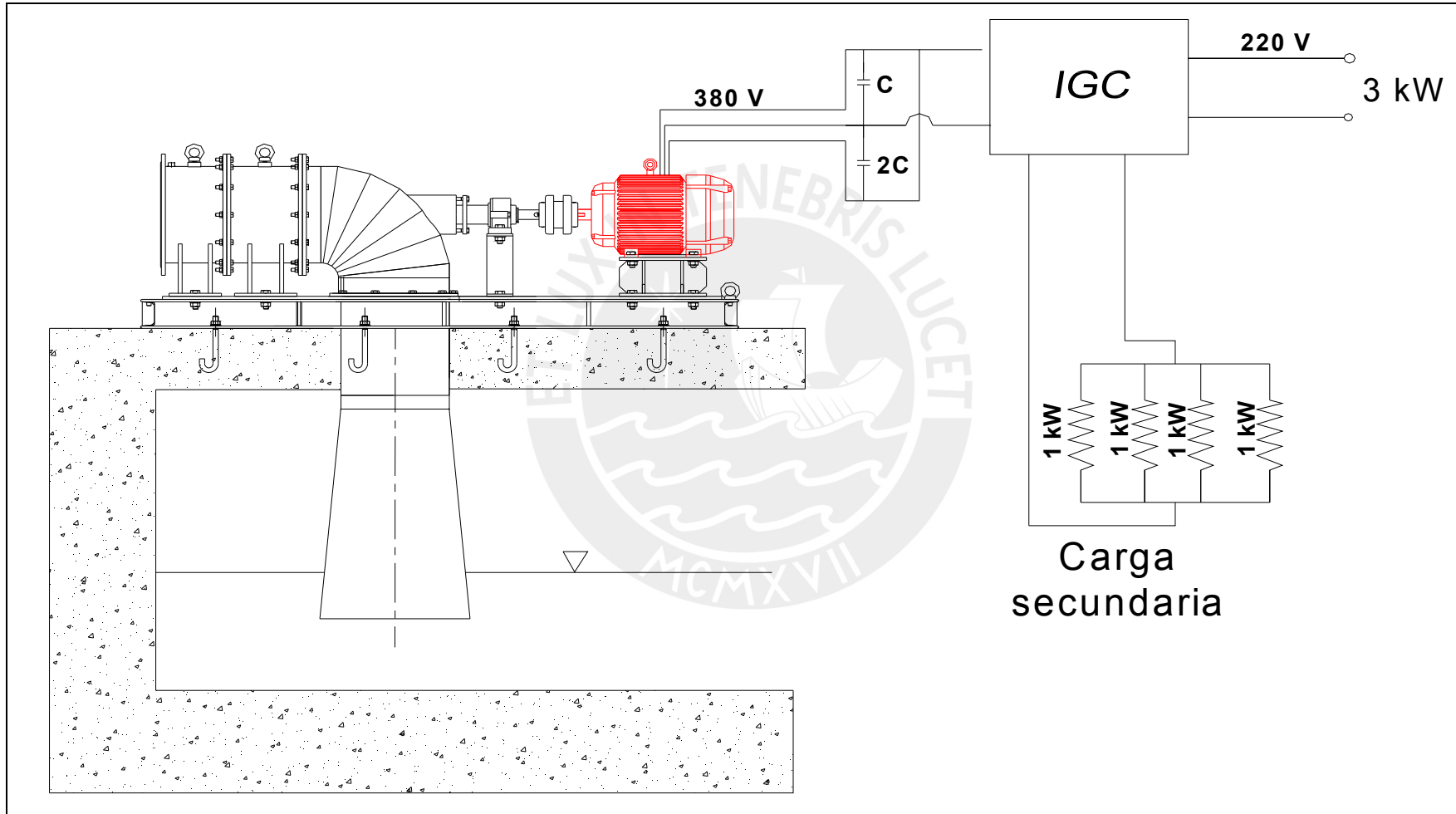


Figura 4.9: Esquema de aplicación del grupo generador.

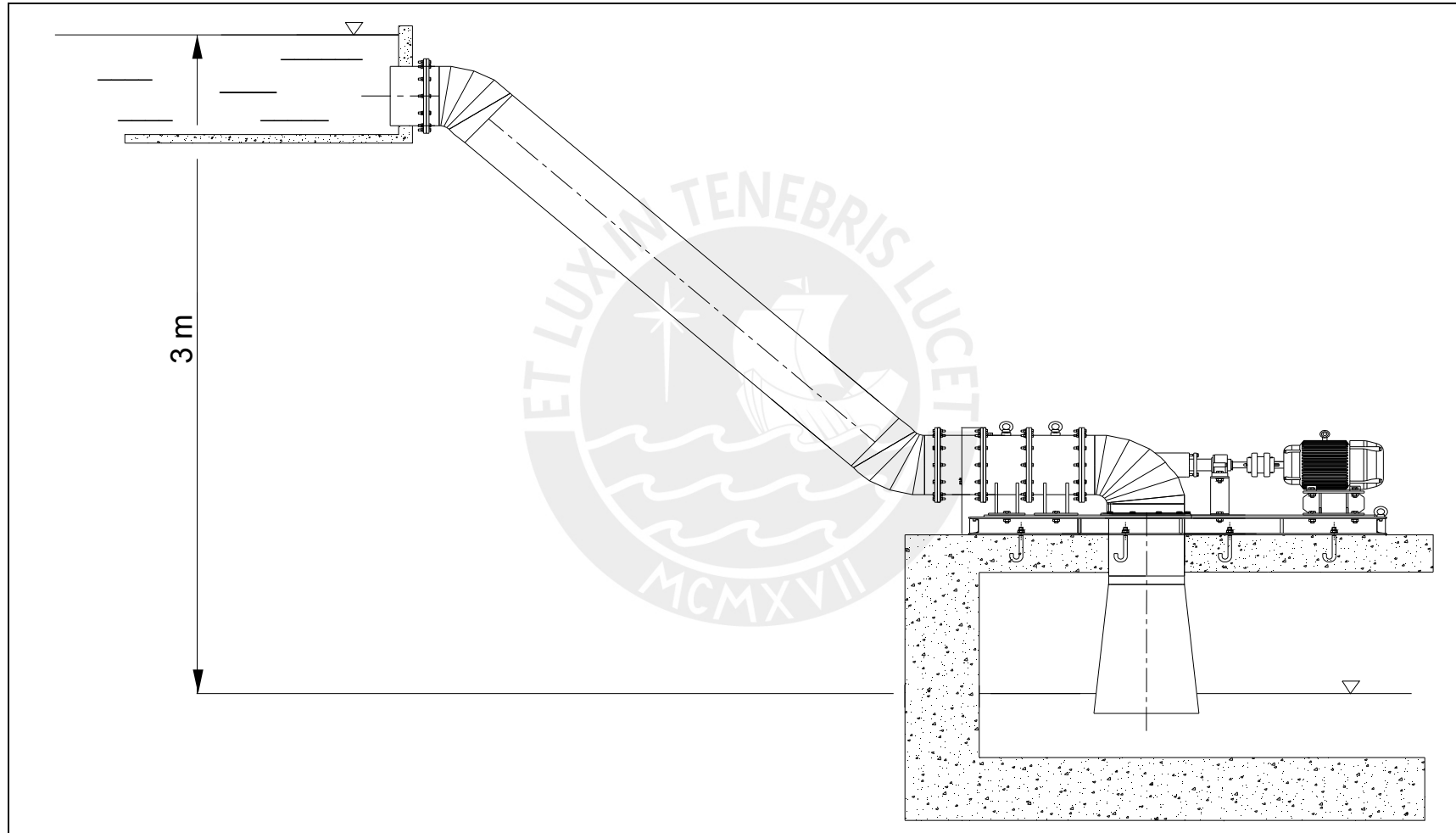


Figura 4.10: Esquema de instalación del grupo generador.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. VARGAS-MACHUCA, Federico. MÁQUINAS ELÉCTRICAS ROTATIVAS, Perú: Megaprint ediciones S.A., 1990. pp. 23-23.
2. SMITH, Nigel. MOTORES COMO GENERADORES PARA MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, trad. David Chavez Muñoz. London: Intermediate Technology Publications Ltd., 1994, p. 30.
3. Ibid., p. 48.
4. COZ, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development Group, ITDG. 1996. pp.151-160.
5. <http://www.itdg.org.pe/Programas/energia/articulos/eeidbcpmheep.pdf#search=%22reguladores%20electronicos%20de%20carga%22>. p. 3.
6. COZ, Federico y otros, op. cit., p.162.
7. SMITH, Nigel. op. cit., pp. 66 - 68.
8. COZ, Federico y otros, op. cit., p.161.
9. SMITH, Nigel. op. cit., p. 57-60.
10. CEDECAP. Curso: Evaluación, diseño y gestión de sistemas hidroenergéticos rurales, 19, 20 y 21 de mayo del 2006. Soluciones prácticas ITDG.

## CAPITULO 5

## PLANOS

Lámina	Descripción
A1 - PT 01	Ensamble general
A1 - PT 02	Ensamble general
A2 - PT 03	Distribuidor y carcasa de la turbina
A2 - PT 04	Rodete de la turbina y perfiles del álabe
A3 - PT 05	Codo a 90 <sup>0</sup>
A3 - PT 06	Árbol de transmisión
A3 - PT 07	Estructura de anclaje
A4 - PT 08	Mesa del motor
A4 - PT 09	Mesa de la chumacera
A4 - PT 10	Manguito prensaestopas interior y exterior
A4 - PT 11	Tobera
A4 - PT 12	Tapa del distribuidor
A4 - PT 13	Desarrollo del codo cilíndrico a 90 <sup>0</sup>



## CAPITULO 6

### COSTOS DE FABRICACION

En este capítulo se presentarán los costos de fabricación de los diferentes componentes del grupo de generación que deberán ser adquiridos, se dividirá en tres grupos donde se detallarán cada uno de sus costos.

#### 6.1 Componentes obtenidos mediante fundición.

Tabla 6.1: Componentes obtenidos mediante fundición.

Cant.	Descripción	Material	Costo unitario (\$US, sin IGV)	Costo total (\$US, +IGV)
1	Fundición del rotor (cubo y álabes) + Molde de madera	ASTM	470.00	559.30
1	Tapa del distribuidor	Aluminio	28.67	34.11
1	Tobera	Aluminio	44.59	53.06
2	Manguito prensa estopas	Hierro	57.32	68.22
<b>Total</b>			<b>600.58</b>	<b>714.69</b>

#### 6.2 Componentes obtenidos mediante mecanizado.

Tabla 6.2: Componentes obtenidos mediante mecanizado.

Cant.	Descripción	Material	Costo unitario (\$US, sin IGV)	Costo total (\$US, +IGV)
1	Distribuidor	ASTM A 36	121.77	144.91
1	Carcasa de la turbina	ASTM A 36	110.33	131.30
1	Codo a 90°	ASTM A36	197.02	234.45
1	Árbol de transmisión	AISI 4340	91.33	108.68
1	Mesa del motor	ASTM A 36	29.56	35.17
1	Mesa del soporte de pie	ASTM A 36	22.42	26.68
2	Chavetas paralelas	St 50	0.07	0.083
1	Estructura de anclaje	ASTM A 36	209.74	249.60
1	Bocina	Bronce	11.15	13.26
<b>Total</b>			<b>793.39</b>	<b>944.133</b>

- Cabe indicar que el costo del tubo de succión es de US\$ 230 (sin IGV) por metro lineal, para un ángulo de 8°.

#### 6.3 Componentes obtenidos mediante compra directa.

Tabla 6.3: Componentes obtenidos mediante compra directa.

Cant.	Descripción	Material	Costo total (\$US, sin IGV)	Costo total (\$US, +IGV)
1	Banco de resistencias	Nicron	28.66	34.11
1	Motor de inducción	Acero	218.50	260.02
3	Capacitancias	Varios	13.70	16.30
1	Regulador electrónico	Varios	2 200.00	2 618.00
4	O'rings	Caucho	3.00	3.57

Tabla 6.3: Componentes obtenidos de compra directa (continuación).

Cant.	Descripción	Material	Costo total (\$US, sin IGV)	Costo total S/. (+IGV)
1	Soporte de pie TVN 205 WB	Acero	93.72	111.53
1	Rodamientos 2206 + manguito + arandela	Acero	31.19	37.12
1	Rodamientos 2205 ETN9	Acero	16.30	19.40
2	Tuercas de fijación	Acero	3.09	3.67
1	Acoplamiento flexible	Caucho	61.56	76.00
61	Pernos	Acero	25.54	30.39
58	arandelas	Acero	3.61	4.31
48	Tuercas	Acero	7.50	8.92
6	Cáncamos	Acero	22.43	26.70
1	Anillo de seguridad	Acero	0.38	0.46
4	Tornillos prisioneros	Acero	1.58	1.88
8	Perno de anclaje	Acero	29.27	34.84
2	Empaquetadura	Fibra de carbono	3.60	4.35
<b>Total</b>			<b>2763.63</b>	<b>3288.72</b>

### 6.3 Costo total del grupo de generación.

Tabla 6.4: Costo total del grupo de generación.

Item	Descripción	Costo total \$US (Sin IGV)	Costo total \$US (+ IGV)
6.1	Componentes obtenidos mediante fundición	600.58	714.69
6.2	Componentes obtenidos mediante mecanizado	793.39	944.133
6.3	Componentes obtenidos de compra directa	2763.63	3288.72
<b>Total</b>		<b>4157.60</b>	<b>4947.54</b>

Como se puede apreciar el costo de los componentes que se obtienen mediante fundición equivale al 14.45% del costo total, de los componentes obtenidos de forma mecanizada representan el 19.08% del costo total, mientras que el costo de los componentes que se obtienen mediante compras directas representa el 66.42% del costo total. El costo total del grupo de generación asciende a los US\$ 4947.54 el cual incluye el IGV (19%).

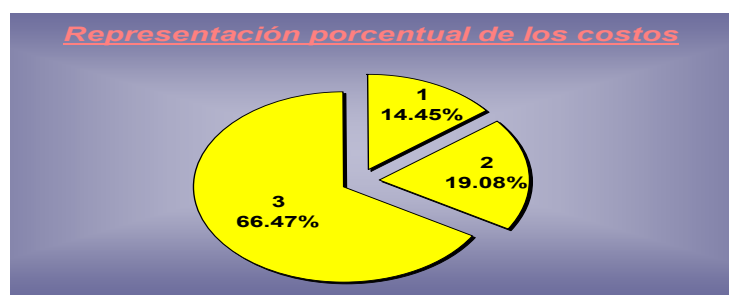


Figura 6.1: Representación porcentual de los costos.

## CONCLUSIONES

1. Es conocido en el ámbito de la generación de energía en el Perú que la falta de acceso a los servicios de energía eléctrica ha limitado el desarrollo económico de numerosas comunidades en diversas regiones del Perú contribuyendo a que muchos de sus habitantes se marchen en busca de mejores oportunidades. La construcción e instalación de este proyecto en dichas localidades apartadas podría revertir esta situación, debido a que se contaría con una nueva fuente de energía para que los habitantes puedan instalar sus negocios y pequeñas industrias, contribuyendo así al desarrollo de las mismas.
2. El presente proyecto se orientó al campo de las turbinas para pequeñas potencias (picocentrales y microcentrales). Se eligió el desarrollo en base a las turbinas Francis, Kaplan y tubular debido a que son adecuadas para medianos, bajos y pequeños saltos respectivamente, además poseen velocidades de giro altas por lo que se pueden acoplar directamente al generador, lográndose un grupo más compacto; a diferencia de la turbina Michell-Banki que es una máquina que tiende a ser voluminosa para bajas caídas y posee velocidades de giro baja por ser de acción, lo cual puede encarecer el proyecto; ó las turbinas tipo Pelton que requieren de grandes saltos de agua, muchas veces difíciles de encontrar y bajos caudales.
3. Luego de un exhaustivo análisis de diseño hidráulico y mecánico de los diferentes componentes del grupo de generación, pasando también por la selección de algunos otros y realizando el respectivo análisis de costo de éstos se puede concluir que se logró una máquina sencilla y económica pudiendo generar 3 kW de potencia. Asimismo por la cantidad de piezas utilizadas hacen de ésta una máquina simple y de mantenimiento barato. Este grupo de generación operará bajo un salto neto de 3m y un caudal de 0.24 m<sup>3</sup>/s. Por las características antes mencionadas puede ser aplicado en el sector rural, donde el consumo de energía es bajo, pudiendo ser utilizado para la iluminación de casas, radios, pequeños molinos o alguna otra fuente que consiguiera aprovechar esta energía. Otro fin de la tesis es que en un futuro se construya localmente y sirva para aplicarla en el aprendizaje de laboratorios o cursos tales como mecánica de fluidos, turbomáquinas, control automático, electricidad, máquinas eléctricas, etc.
4. El diseño de la geometría del rodete de la turbina tipo Kaplan de álabes fijos se basó en métodos estadísticos de cálculo de rodetes de turbinas Kaplan y se

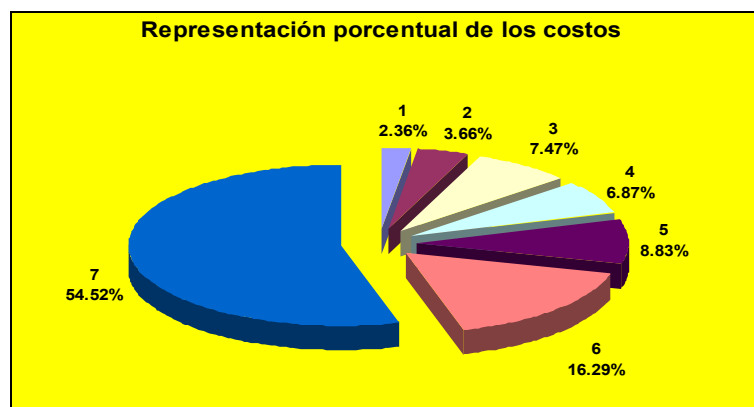
consiguió que sólo tenga 3 álabes, lo cual lo hace más económico que uno de 4. Para el diseño hidráulico se aplicó la teoría del álabe de avión, usando álabes aerodinámicos del tipo Gotinga N° 428. Además, posee un diámetro externo  $0.23\text{ m}$  y velocidad de giro de  $1250\text{ r.p.m.}$  Luego de una búsqueda minuciosa de materiales para rodetes de turbinas hidráulicas se empleo el material denominado ASTM A743 CA6 NM, el cual es un acero inoxidable fundido martensítico, por su buena resistencia a la abrasión y a la oxidación. Mientras que el distribuidor se diseño mediante el método de Weinig y éste consta de 8 álabes fijos con curvatura de arco de círculo, constante a lo largo del radio, su fabricación es económica debido a la poca cantidad de álabes y por emplear el material ASTM A-36.

5. El diseño del tubo difusor es del tipo tronco cónico recto vertical, pudiéndose emplear también del tipo vertical recto inclinado, la elección dependerá del espacio que se disponga en la ubicación final del grupo de generación.
6. El árbol de transmisión de potencia se hará de acero AISI 4340 por tener buena resistente al desgaste, además por ser un eje largo soportará de manera adecuada las cargas a las cuales se encuentra sometido. El grupo contará con carcasas cilíndricas y estructuras de soporte los cuales serán hechos de acero estructural ASTM A-36, con el fin de hacerlo económico.
7. Se usa un motor de inducción como generador por ser una opción de bajo costo, de disponibilidad alta en el mercado nacional y por tener una alta confiabilidad. Por su simpleza lo hace una máquina de mantenimiento simple y económico. También se empleará un controlador de generación de inducción (IGC) para trabajar junto al generador de inducción, su empleo en conjunto es más barato en comparación al generador síncrono con su regulador electrónico de carga (ELC). El controlador IGC será el encargado de la compensación y modificación de la carga, entre la carga secundaria (resistencias de nicrom del tipo aérea) y el consumidor, mientras que mantiene el voltaje y la frecuencia constantes.
8. Se considera una altitud máxima de  $250\text{ m.s.n.m}$  porque hasta estas altitudes se encuentran la mayor variedades regiones de la selva y de la costa que poseen vertientes hidrográficas, por lo tanto para las condiciones del proyecto la altura de succión calculada de  $4.10\text{ m}$  cubre todas las alternativas de ubicación de la turbina respecto al canal de fuga.

9. Se sugiere la construcción del proyecto con el fin de analizar la verdadera eficiencia, ya que se supone que debe ser baja, alrededor de 60%, por ser una turbina de baja capacidad, por ser fabricada localmente y por tener álabes fijos, pero estas desventajas se pueden compensar al obtener un grupo de generación de diseño sencillo, de bajo costo y mantenimiento barato.
  
10. Otra recomendación es realizar el estudio y desarrollo de los reguladores electrónicos de carga con el fin de mejorar la eficiencia y reducir su precio, porque el empleo de este componente representa 54% del costo total del grupo de generación.
  
11. Se tuvo proyectado desde un principio presentar una máquina de bajo costo, que tenga un diseño simple y que sea fabricada de manera local. Se puede concluir que se logró cumplir con estos objetivos. El grupo de generación tiene un precio de 4903.20 dólares (+ IGV), lo cual lo hace factible y corta la brecha, para poder ser utilizado en el sector rural o en las universidades.  
El peso estimado del grupo de generación es de 218,30 kgf o 2141.53 N.

12. Representación porcentual de los costos:

1. Árbol _____	16.29 %
2. Distribuidor _____	3.66 %
3. Codo a 90° y carcasa _____	4.79 %
4. Motor de inducción _____	6.87 %
5. Estructuras y bases soporte _____	11.51 %
6. Rodete + elementos relacionados _____	16.29 %
7. Sistema de regulación de la carga _____	54.52 %



## BIBLIOGRAFÍA

Brochure of Alston Power S.A. Hydro turbines.

Adolph, M. STRÖMUNGSMASCHINEN. Springer Verlag, Berlin, 1965.

Bohl, W. STRÖMUNGSMACHINEN, Vogel, Tomo 2, Würzburg, 1986.

Bonifetti, Carlos y URIBE Alfonso. "Comparación de costos de fabricación entre turbinas axiales y de flujo transversal para bajas caídas", VII Encuentro latinoamericano de pequeños aprovechamientos, Hidrored, Intermediate Technology Development Group, 1997.

Catálogo de SKF, [http://www.skf.com/portal/skf\\_pe/home](http://www.skf.com/portal/skf_pe/home).

Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development (ITDG), Lima, 1996.

Decker, Karl - Heinz. ELEMENTOS DE MÁQUINAS, Bilbao, Urmo, 545 pp, 1980.

De Souza, Zulcy. "Microturbina hidráulica axial tubular". Escolar Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), Brasil.

DIN, NORMAS FUNDAMENTALES, 8va edición, editorial Balzola, España, 1970.

Espinoza Silva, Jaime. "Desarrollo simplificado de turbina axial tipo "S" para micro aprovechamientos hidráulicos", Proyecto de FONDECYT-90/0123.

Fuchslocher – Schulz, DIE PUMPEN, Barcelona, Labor, 1964.

Gorla, Rama. TURBOMACHINERY, DESIGN AND THEORY, Marcel Dekker, New York, 2003.

Hernandez Carlos, Indaochea Enrique e Pardo Rafael, APUNTES PARA UN MANUAL TÉCNICO DE DISEÑO, ESTANDARIZACIÓN Y FABRICACIÓN DE EQUIPOS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS, OLADE, (Organización latinoamericana de energía), Quito, 1988.

Hibbeler, R. C., INGENIERÍA MECÁNICA DINÁMICA, Pearson Education, 7° ed. México, 1966.

Hidrored, Red latinoamericana de micro energía. "Diseño, construcción y prueba de una turbina de hélice", VI Encuentro latinoamericano en pequeños aprovechamientos hidroenergéticos. HIDRORED: Tarea gráfica educativa, Lima, 1995.

Hidrored, Red latinoamericana de micro energía. VII Encuentro latinoamericano en pequeños aprovechamientos hidroenergéticos. HIDRORED, Intermediate Technology Development Group, Tarea gráfica educativa, Lima, 1997.

Marchegiani R., Ariel y Orlando A. Audisio, "Ensayo de una turbina de flujo axial de fabricación local", VII Encuentro latinoamericano y del Caribe sobre pequeños aprovechamientos hidroenergéticos, Buenos aires.

Potter, Merle y David C. Wiggert, MECÁNICA DE FLUIDOS, 2° ed. México, 1998.

Pfleiderer, Carl and Petermann, H., STRÖMUNGSMASCHINEN. Springer, Berlín, 1964.

Pfleiderer, Carl, BOMBAS CENTRÍFUGAS Y TURBOCOMPRESORES, 4ta ed., Barcelona, Labor, 1960.

Quantz – Meerwarth. WASSERKRAFTMASCHINEN. Springer, Berlin, 1963.

Rodríguez, Jorge. RESISTENCIA DE MATERIALES 2 – A, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, 2002.

Rodríguez, Jorge. DISEÑO DE UNIONES SOLDADAS, Pontificia universidad Católica del Perú, Lima, 2002.

Schweiger F. y J. Gregori. "Developments in the design of Kaplan Turbines", WATER POWER & DAM CONSTRUCTION, vol. 30, November 1987.

Siervo F. y F. De Leva. "Modern trends in selecting, designing Kaplan Turbines", WATER POWER & DAM CONSTRUCTION, vol. 30, December 1977.

Viejo Zubicaray y Alonso, ENERGÍA HIDROELÉCTRICA, Editorial LIMUSA.

Gieck, Kart y Reiner Gieck. MANUAL DE FÓRMULAS TÉCNICAS, ed. 30, Alfaomega Grupo Editor S. A.: México, 2000.

Vivier, L. TURBINAS HIDRÁULICAS ET LEUR REGULATION, Albin Michell, Paris, 1961.

Zopetti Júdez, Gaudencio. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS. 4° ed., Editorial Gustavo Gili S.A, Barcelona, 1979.

<http://es.wikipedia.org/wiki/Per%C3%BA#Hidrograf.C3.ADa>

<http://www.itdg.org.pe/Programas/energia/enerproy.htm>

<http://www.minem.gob.pe/archivos/dge/mapas/concesionesdefinitivasgeneracion.pdf#search=%22central%20hidroelectrica%20>

[http://planbinacional.rree.gob.pe/domino/nsf/planbinacional.nsf/0/15d8dc9be2ccdaf05256ec900721ee4/\\$FILE/Paz%20y%20Desarrollo%20Semanal%20N%C2%B0%2013%20-%20Especial%20Pochos1.pdf](http://planbinacional.rree.gob.pe/domino/nsf/planbinacional.nsf/0/15d8dc9be2ccdaf05256ec900721ee4/$FILE/Paz%20y%20Desarrollo%20Semanal%20N%C2%B0%2013%20-%20Especial%20Pochos1.pdf)





**Anexo 1: Métodos para seleccionar turbinas en función de parámetros como potencia, caudal, salto o velocidad específica.**

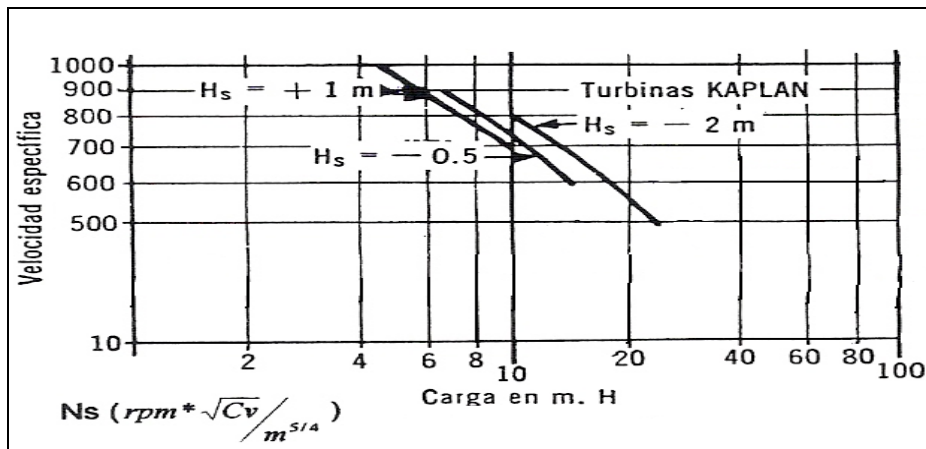


Figura A.1: Límites de la velocidad específica en función de la carga en m.

Tabla A.1: Selección de turbinas en función de la velocidad específica.

Velocidad específica $N_s$	Tipo de Turbina
De 5 a 30	Pelton con un inyector
De 30 a 50	Pelton con varios inyectores
De 50 a 100	Francis lenta
De 100 a 200	Francis normal
De 200 a 300	Francis rápida
De 300 a 500	Francis doble gemela rápida o express
Más de 500	Kaplan o hélice

Fuente: [www.eia.edu.co/sitios/webalumnos/SeleccionTurbinas/turbinas/criterios.htm](http://www.eia.edu.co/sitios/webalumnos/SeleccionTurbinas/turbinas/criterios.htm)

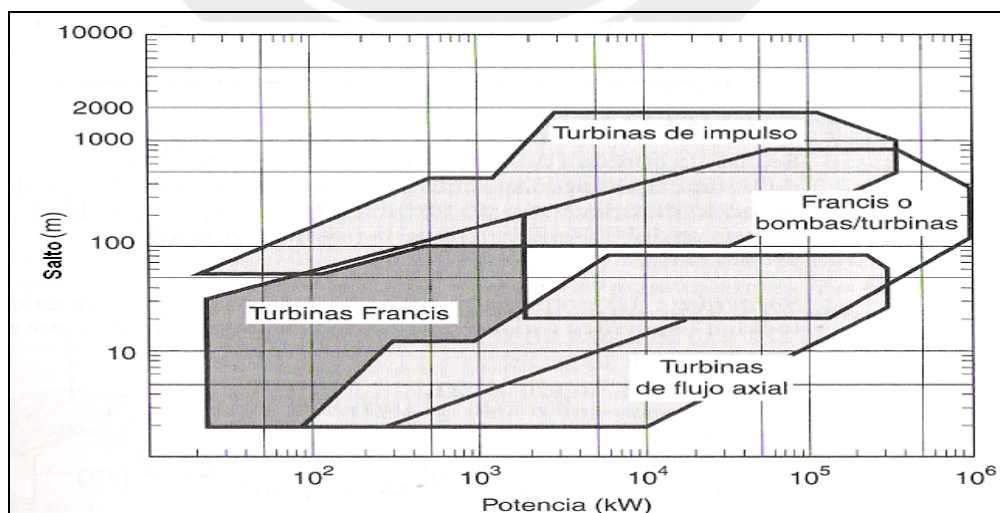


Figura A.2.: Intervalos de aplicación para turbinas hidráulicas [Potter, pag 627].

## Anexo 2: Centrales hidroeléctricas en el Perú.

Cabe resaltar que la mayoría de las centrales en el Perú trabajan con turbinas tipo Francis y Pelton, en proporciones casi iguales.

Tabla 1.2: Centrales Hidroeléctricas que se encuentran operando actualmente.

Nº	Central Hidroeléctrica	Titular de la Concesión	Potencia Instalada (MW)	Ubicación	Resolución Suprema <sup>2</sup>
1	SAN GABÁN II	EMPRESA DE GENERACION ELECTRICA SAN GABAN S.A.	110	PUNO	045-2003-EM (12.12.2003)
2	YAUPI	ELECTROANDES S.A.	108	JUNIN y PASCO	042-2003-EM (05.12.2003)
3	PACHACHACA	ELECTROANDES S.A.	12	JUNIN	041-2003-EM (05.12.2003)
4	MALPASO	ELECTROANDES S.A.	54,4	JUNIN y PASCO	040-2003-EM (05.12.2003)
5	POECHOS	SINDICATO ENERGÉTICO S.A. - SINERSA	15,4	PIURA	040-2002-EM (17.10.2002)
6	CAÑON DEL PATO	EGENOR S.A.	256,55	ANCASH	014-2002-EM (26.04.2002)
7	HUANCHOR	SOCIEDAD MINERA CORONA S.A.	16,2	LIMA	163-2001-EM (25.10.2001)
8	CAHUA	CAHUA S.A.	39,6	LIMA y ANCASH	156-2001-EM (14.09.2001)
9	GALLITO CIEGO	CEMENTOS NORTE PACASMAYO ENERGIA S.A.	34	CAJAMARCA	155-2001-EM (14.09.2001)
10	CARHUAQUERO	EGENOR S.A.	95	CAJAMARCA	150-2001-EM (31.08.2001)
11	CHIMAY	EDEGEL S.A.A.	149	JUNIN	070-2001-EM (17.04.2001)
12	YANANGO	EDEGEL S.A.A.	40,5	JUNIN	035-98-EM (08.04.1998)
13	CLURUMUY	SINERSA	12	PIURA	160-97-EM (08.01.1998)
14	ARICOTA II	EGESUR S.A.	11,9	TACNA	004-96-EM (26.01.1996)
15	ARICOTA I	EGESUR S.A.	23,8	TACNA	062-95-EM (28.11.1995)
16	CHARCANI V	EGASA	135	AREQUIPA	039-95-EM (01.06.1995)
17	CHARCANI IV	EGASA	14,4	AREQUIPA	033-95-EM (08.05.1995)
18	MACHUPICCHU	EGEMSA	107,2	CUSCO	076-94-EM (08.11.1994)
19	RESTITUCION	ELECTROPERU S.A.	210,4	HUANCAVELICA	059-94-EM (04.10.1994)
20	MANTARO (SANTIAGO ANTUNEZ DE MAYOLO)	ELECTROPERU S.A.	684	HUANCAVELICA	058-94-EM (04.10.1994)
21	CALLAHUANCA	EDEGEL S.A.A.	67,55	LIMA	051-94-EM (05.09.1994)
22	MATUCANA	EDEGEL S.A.A.	120	LIMA	050-94-EM (04.09.1994)
23	HUAMPANI	EDEGEL S.A.A.	31,36	LIMA	049-94-EM (03.09.1994)
24	HUINCO	EDEGEL S.A.A.	258,4	LIMA	047-94-EM (26.08.1994)
25	MOYOPAMPA	EDEGEL S.A.A.	63	LIMA	046-94-EM (26.08.1994)

1) centrales hidroeléctricas con concesión definitiva para desarrollar la actividad de generación de energía eléctrica.

2) Resolución Suprema de otorgamiento o su modificatoria; y, fecha de publicación.

Fuente: [http://www.minem.gob.pe/archivos/dge/mapas/concesionesdefinitivas\\_generacion.pdf#search=%22central%20hidroelectrica%20](http://www.minem.gob.pe/archivos/dge/mapas/concesionesdefinitivas_generacion.pdf#search=%22central%20hidroelectrica%20).

Tabla 1.3: Proyecto de centrales hidroeléctricas (1).

Nº	Central Hidroeléctrica	Titular de la Concesión	Potencia Instalada (MW)	Ubicación	Inversión <sup>2</sup> (millones US\$)
1	QUITARACSA I	QUITARACSA S.A. EMPRESA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA	112,0	Ancash	72,0
2	SAN GABÁN I	EMPRESA DE GENERACIÓN MACUSANI S.A.	120,0	Puno	132,2
3	EL PLATANAL	CEMENTOS LIMA S.A.	220,0	Lima	155,0
4	MORRO DE ARICA	CEMENTOS LIMA S.A.	50,0	Lima	32,8
5	PUCARÁ	EMPRESA DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA DEL CUZCO - EGEUCUZCO	130,0	Cuzco	136,4
6	CHEVES	EMPRESA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA CHEVES S.A.	525,0	Lima	414,0
7	CENTAURO I Y III	CORPORACIÓN MINERA DEL PERÚ S.A. - CORMIPESA	25,0	Ancash	14,0
8	YUNCAÑ	EMPRESA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEL CENTRO S.A. (EGECEN S.A.)	130,0	Pasco	276,0
9	TARUCANI	TARUCANI GENERATING COMPANY S.A.	100,0	Arequipa	55,3
10	HUANZA	EMPRESA DE GENERACIÓN HUANZA S.A. - EMGHUANZA	86,0	Lima	56,2
11	MARAÑÓN	HIDROELÉCTRICA MARAÑÓN S.R.L.	96,0	Huánuco	78,0

1) Proyectos con concesión definitiva para desarrollar la actividad de generación de energía eléctrica.

2) Monto de acuerdo con el Contrato de Concesión.

Elaborado por : Dirección de Concesiones Eléctricas de la DGE

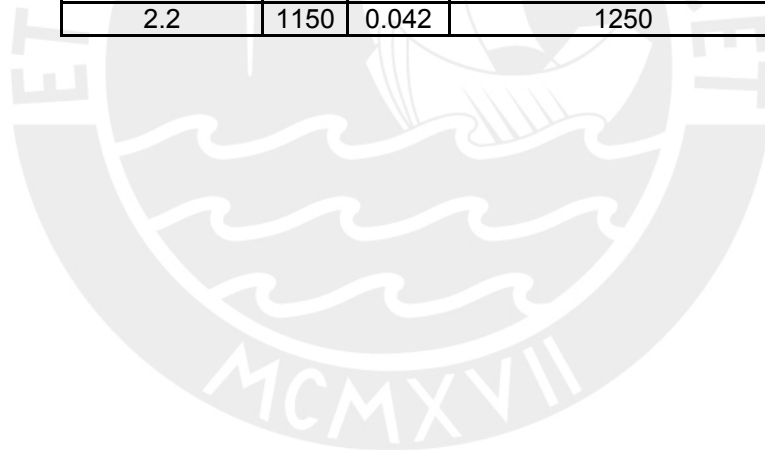
Fuente: [http://www.minem.gob.pe/archivos/dge/mapas/concesionesdefinitivas\\_generacion.pdf#search=%22central%20hidroelectrica%20](http://www.minem.gob.pe/archivos/dge/mapas/concesionesdefinitivas_generacion.pdf#search=%22central%20hidroelectrica%20).



**Anexo 3: Velocidad requerida a la que tendrá que girar la turbina, acoplada directamente al motor de inducción que trabajará como generador, a diferentes potencias.**

Tabla A.3: Velocidades requeridas para turbina a diferentes potencias.

POTENCIA (kW)	$n_r$	s	Velocidad de giro del generador (r.p.m.)
55	1175	0.021	1225
45	1175	0.021	1225
37	1185	0.013	1215
30	1175	0.021	1225
22	1180	0.017	1220
18.5	1170	0.025	1230
15	1170	0.025	1230
11	1175	0.021	1225
9	1175	0.021	1225
7.5	1150	0.042	1250
5.5	1160	0.033	1240
4.5	1150	0.042	1250
3.7	1150	0.042	1250
3	1150	0.042	1250
2.2	1150	0.042	1250



Anexo 4: Resumen de las velocidades específicas para diferentes potencias, teniendo en cuenta los valores de saltos y caudales.

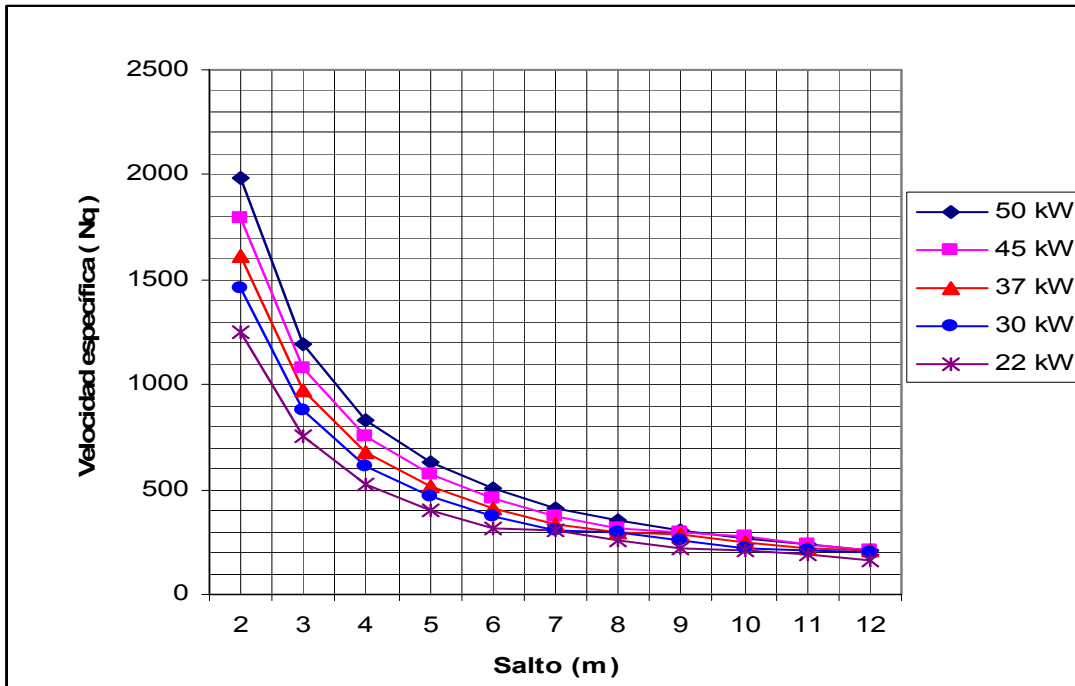


Figura A.4.1: Velocidades específicas para potencias entre 55 y 22 kW.

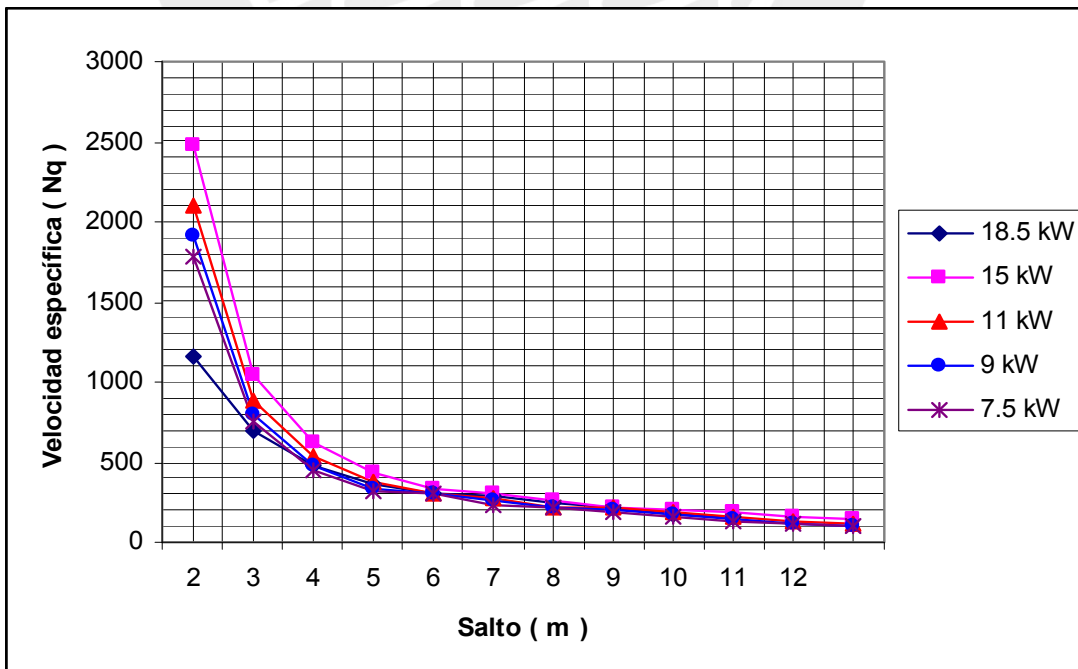


Figura A.4.2: Velocidades específicas para potencias entre 18.5 y 7.5 kW.

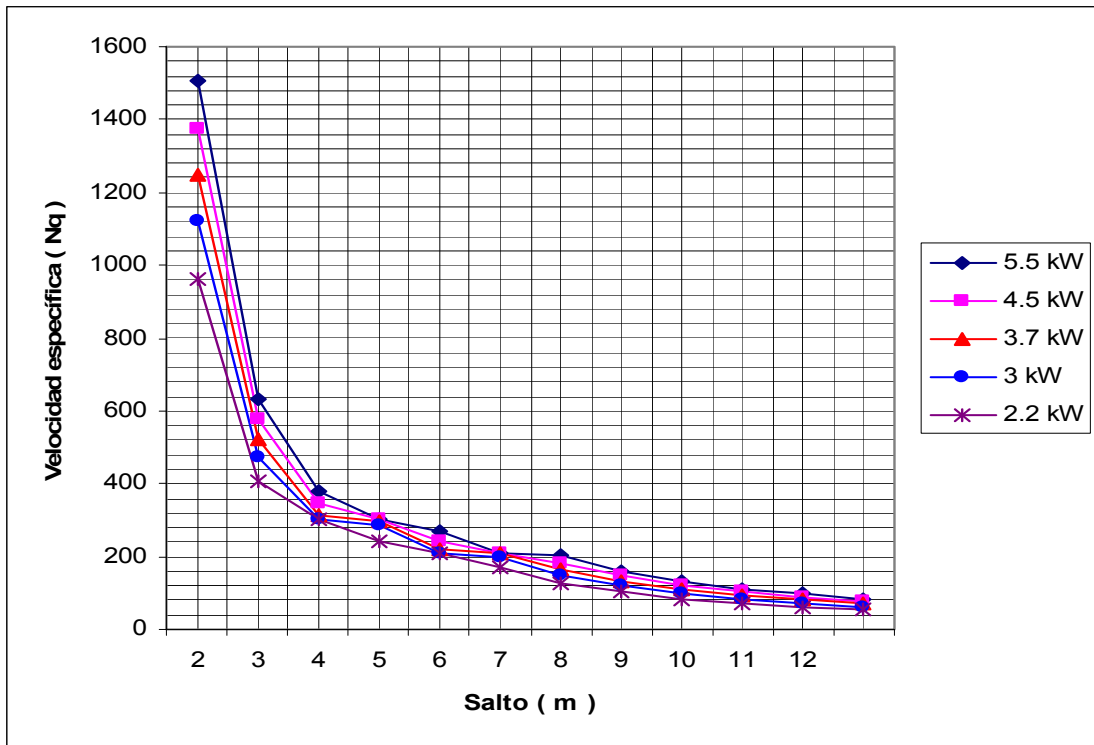
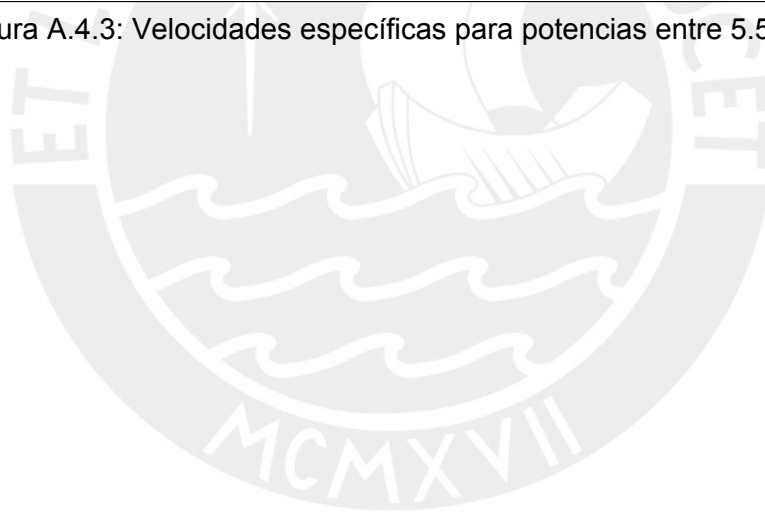


Figura A.4.3: Velocidades específicas para potencias entre 5.5 y 2.2 kW.



**Anexo 5: Dimensiones de turbinas Kaplan aplicando los métodos estadísticos.**

Anexo 5.1: Método de Bohl, se aplicará las ecuaciones que propone para la potencia de 3 kW.

Tabla A.5.1.1: Valores para la turbina aplicando el método de Bohl.

H (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	n (rpm)	Nq	Ku1	De (m)
2.75	0.265	1250	301	2.2	0.247
3	0.243	1250	270	2.1	0.246
3.25	0.224	1250	245	2.0	0.244
3.5	0.208	1250	223	1.8	0.228
3.75	0.194	1250	204	1.7	0.223
4	0.182	1250	189	1.6	0.217

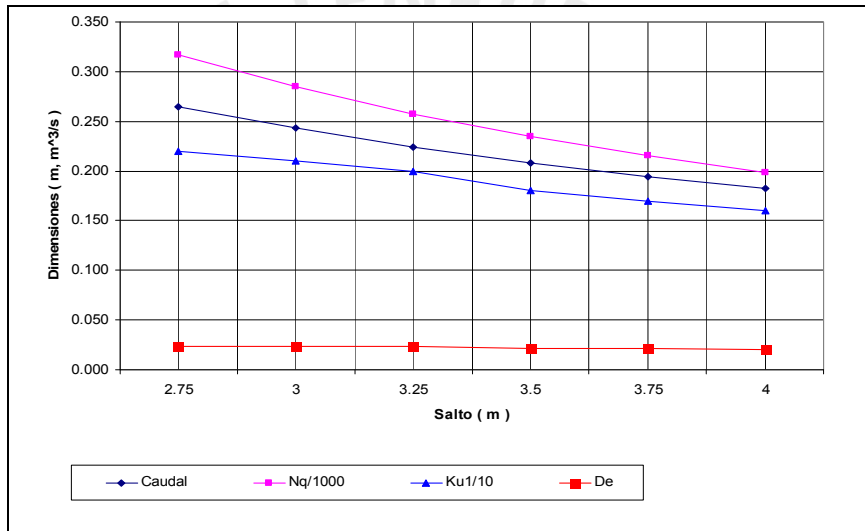


Figura A.5.1.1: Valores para la turbina aplicando el método de Bohl.

Tabla A.5.1.2: Valores para la turbina aplicando el método de Bohl.

Rango de valores		Rango de valores		Rango de valores	
Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior	Límite inferior	Límite superior
Di (m)-Sup.	Di (m)-Inf.	d (m)-Sup.	d (m)-Inf.	c (m)-Sup.	c (m)-Inf.
0.091	0.136	0.023	0.034	0.102	0.136
0.091	0.136	0.023	0.034	0.102	0.136
e (m)-Sup.	e (m)-Inf.	a (m)-Sup.	a (m)-Inf.		
0.034	0.045	0.052	0.063		
0.034	0.045	0.052	0.063		

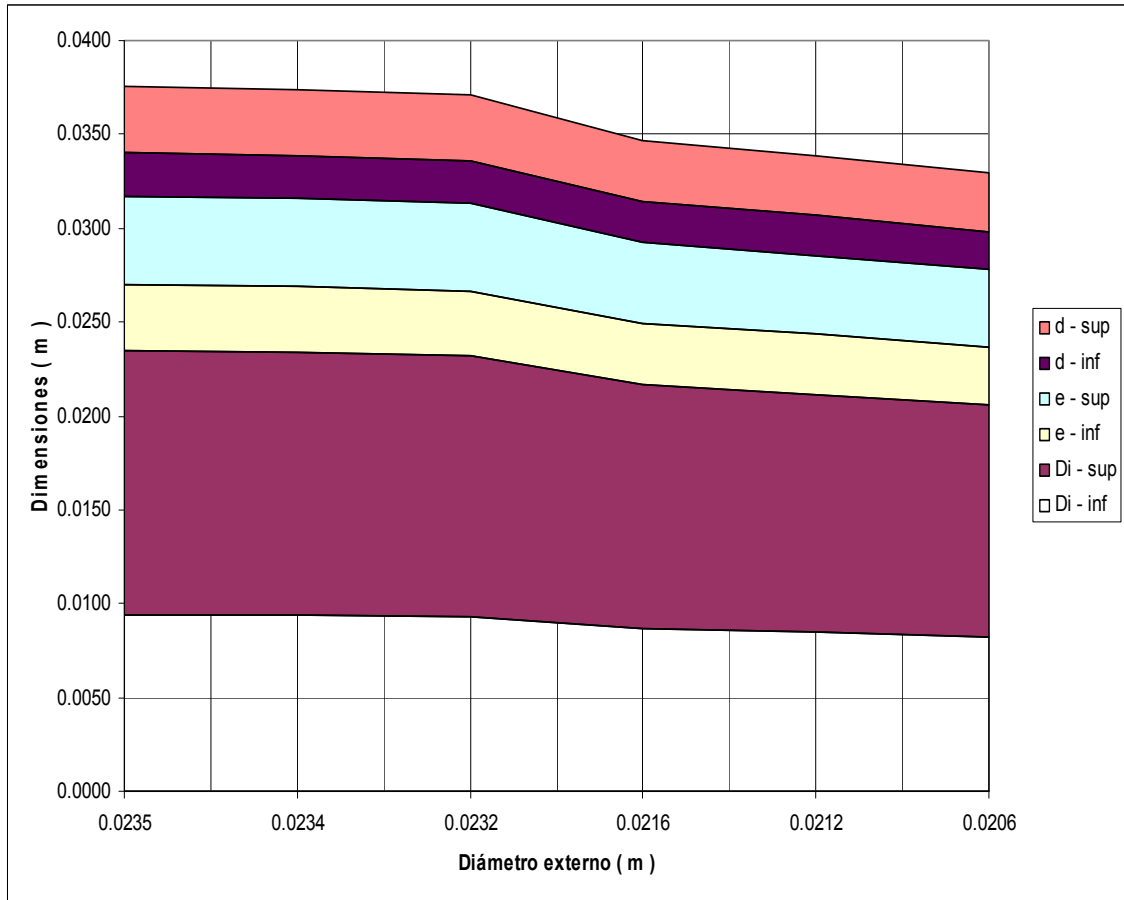
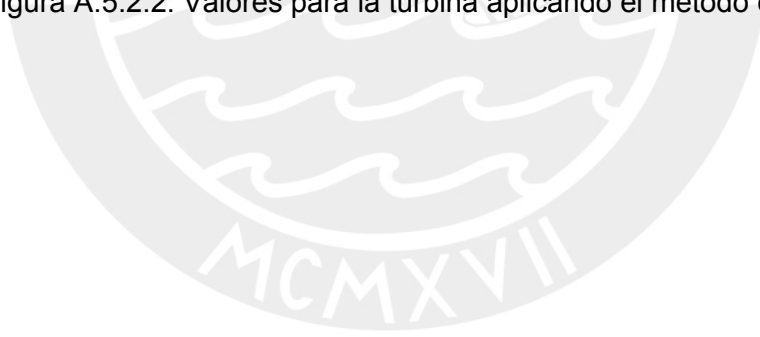


Figura A.5.2.2: Valores para la turbina aplicando el método de Bohl.



Anexo 5.2: Método de F. Siervo y F. de Leva, se aplicará las ecuaciones que propone para la potencia de 3 kW.

Tabla A.5.2.1: Dimensiones de turbinas Kaplan, método F. Siervo y F. de Leva.

H(m)	n (rpm)	Ns/1000	Ku/10	De (m)	Di (m)	C (m)	Hi (m)
2.87	1250	0.580	0.172	0.197	0.082	0.099	0.081
3.00	1250	0.548	0.167	0.196	0.083	0.100	0.080
3.35	1250	0.478	0.156	0.193	0.086	0.104	0.078
3.65	1250	0.429	0.148	0.191	0.090	0.108	0.077
3.83	1250	0.404	0.144	0.191	0.092	0.110	0.076

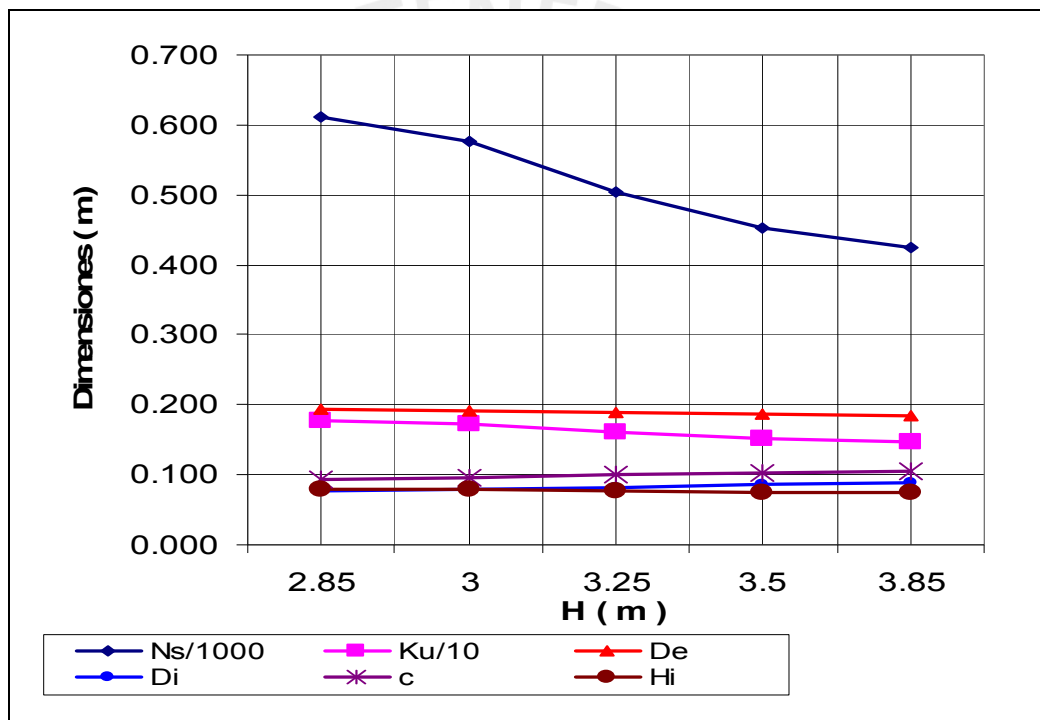


Figura A.5.2.1: Dimensiones de turbinas Kaplan, método F. Siervo y F. de Leva.

Anexo 5.3: Método de Schweiger y J. Gregori.

Tabla A.5.3: Dimensiones de turbinas Kaplan, método Schweiger y J. Gregori.

H(m)	n	nq	Ku	De	Di
2.85	1250	288	1.75	0.199	0.073
3.00	1250	270	1.56	0.183	0.068
3.25	1250	245	1.31	0.160	0.062
3.50	1250	223	1.11	0.141	0.056
3.75	1250	204	0.96	0.125	0.051
4.00	1250	189	0.83	0.113	0.047

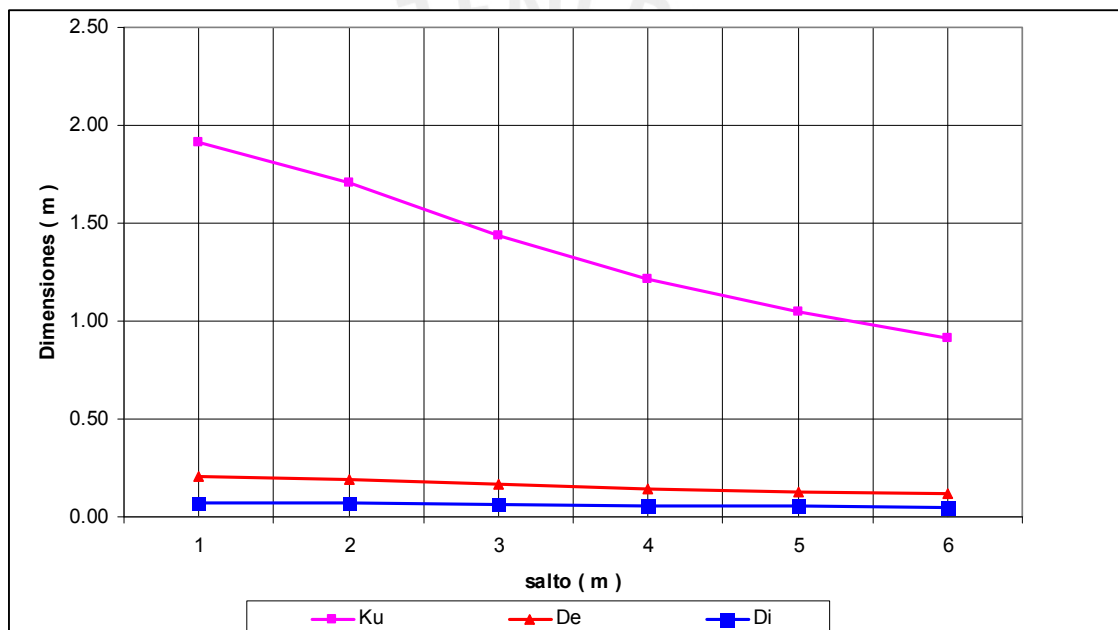


Figura A.5.3: Dimensiones de turbinas Kaplan, método Schweiger y J. Gregori.

Anexo 5.4: Método de Adolph.

Tabla A.5.4: Dimensiones de turbinas Kaplan, método Adolph.

H (m)	Q (m <sup>3</sup> /s)	n (rpm)	Nq	Cm <sup>2</sup> /(2.g.H)	Cm <sup>2</sup> /10	De (m)	Di (m)	b (m)
2.75	0.251	1250	293	0.4	0.46	0.286	0.129	0.109
3.00	0.230	1250	263	0.42	0.50	0.265	0.119	0.101
3.25	0.212	1250	238	0.44	0.53	0.246	0.111	0.094
3.50	0.197	1250	217	0.46	0.56	0.231	0.104	0.088
3.75	0.184	1250	199	0.48	0.59	0.217	0.097	0.082
4.00	0.173	1250	184	0.5	0.63	0.204	0.092	0.078

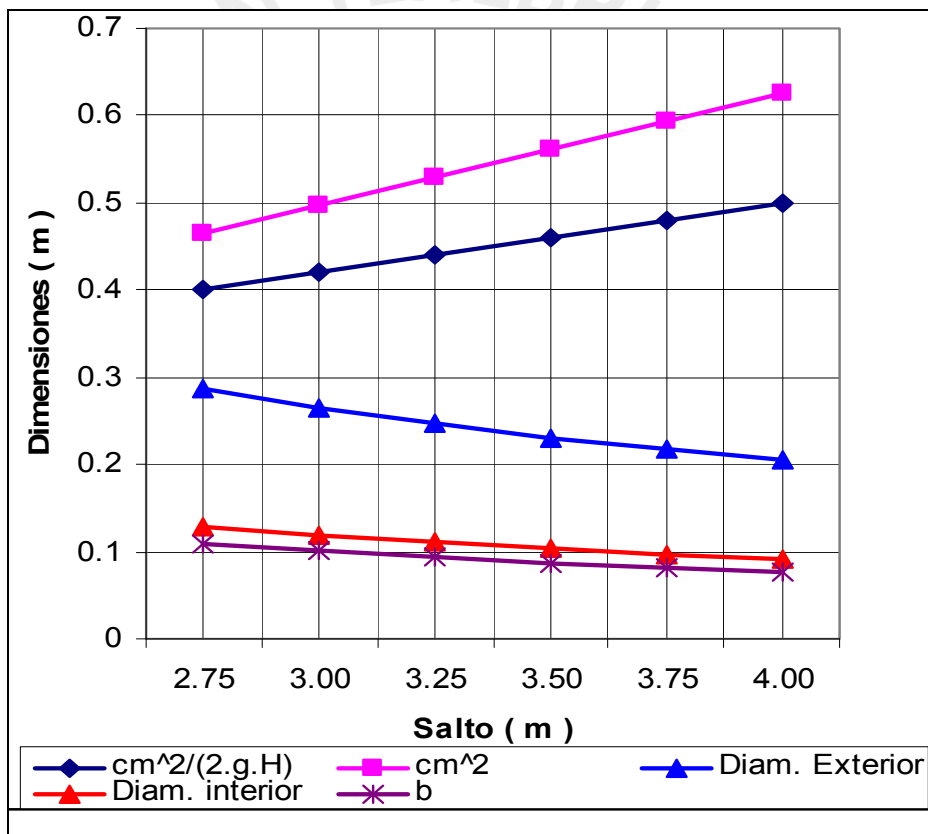


Figura A.5.4: Dimensiones de turbinas Kaplan, método Adolph.

**Anexo 6: Relación de diámetro externo e interno y su velocidad axial para potencia de 3kW, Salto bruto de 3m, caudal de 0.243.**

Tabla A.6.1: Relación de valores entre el diámetro exterior e interior y su respectiva velocidad axial promedio.

De (m)	( % )	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
0.190	Di (m) = (%).De	0.057	0.067	0.076	0.086	0.095
	Cm (m/s)	9.41	9.76	10.20	10.74	11.42
0.195	Di (m) = (%).De	0.059	0.068	0.078	0.088	0.098
	Cm (m/s)	8.94	9.27	9.68	10.20	10.84
0.200	Di (m) = (%).De	0.060	0.070	0.080	0.090	0.100
	Cm (m/s)	8.49	8.81	9.20	9.69	10.31
0.205	Di (m) = (%).De	0.062	0.072	0.082	0.092	0.103
	Cm (m/s)	8.09	8.39	8.76	9.23	9.81
0.210	Di (m) = (%).De	0.063	0.074	0.084	0.095	0.105
	Cm (m/s)	7.71	7.99	8.35	8.79	9.35
0.212	Di (m) = (%).De	0.064	0.074	0.085	0.095	0.106
	Cm (m/s)	7.56	7.84	8.19	8.63	9.17
0.214	Di (m) = (%).De	0.064	0.075	0.086	0.096	0.107
	Cm (m/s)	7.42	7.69	8.04	8.47	9.00
0.216	Di (m) = (%).De	0.065	0.076	0.086	0.097	0.108
	Cm (m/s)	7.28	7.55	7.89	8.31	8.84
0.218	Di (m) = (%).De	0.065	0.076	0.087	0.098	0.109
	Cm (m/s)	7.15	7.41	7.75	8.16	8.68
0.220	Di (m) = (%).De	0.066	0.077	0.088	0.099	0.110
	Cm (m/s)	7.02	7.28	7.61	8.01	8.52

Como vemos todas las combinaciones de entre el diámetro exterior e interior nos dan valores de velocidad axial promedio mayores a 7.00 m/s, por lo cual no se considerarán estos valores para el diseño del rotor.

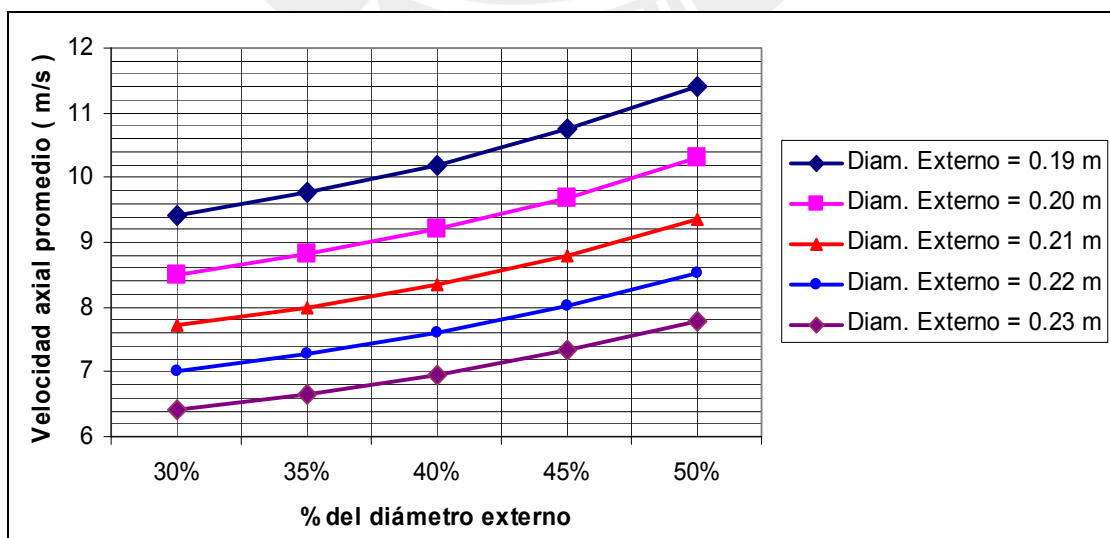


Figura A.6.1: Relación entre el diámetro externo e interior y su velocidad axial promedio.

Tabla A.6.2: Relación de valores entre el diámetro exterior e interior y su respectiva velocidad axial promedio.

De (m)	(%)	0.30	0.35	0.40	0.45	0.45
0.225	Di (m) = (%).De	0.068	0.079	0.090	0.101	0.113
	Cm (m/s)	6.71	6.96	7.27	7.66	8.14
0.230	Di (m) = (%).De	0.069	0.081	0.092	0.104	0.115
	Cm (m/s)	6.42	6.66	6.96	7.33	7.79
0.235	Di (m) = (%).De	0.071	0.082	0.094	0.106	0.118
	Cm (m/s)	6.15	6.38	6.67	7.02	7.47
0.240	Di (m) = (%).De	0.072	0.084	0.096	0.108	0.120
	Cm (m/s)	5.90	6.12	6.39	6.73	7.16
0.245	Di (m) = (%).De	0.074	0.086	0.098	0.110	0.123
	Cm (m/s)	5.66	5.87	6.13	6.46	6.87
0.250	Di (m) = (%).De	0.075	0.088	0.100	0.113	0.125
	Cm (m/s)	5.44	5.64	5.89	6.20	6.60
0.255	Di (m) = (%).De	0.077	0.089	0.102	0.115	0.128
	Cm (m/s)	5.23	5.42	5.66	5.96	6.34
0.260	Di (m) = (%).De	0.078	0.091	0.104	0.117	0.130
	Cm (m/s)	5.03	5.21	5.45	5.74	6.10
0.265	Di (m) = (%).De	0.080	0.093	0.106	0.119	0.133
	Cm (m/s)	4.84	5.02	5.24	5.52	5.87
0.270	Di (m) = (%).De	0.081	0.095	0.108	0.122	0.135
	Cm (m/s)	4.66	4.83	5.05	5.32	5.66
0.275	Di (m) = (%).De	0.083	0.096	0.110	0.124	0.138
	Cm (m/s)	4.49	4.66	4.87	5.13	5.45

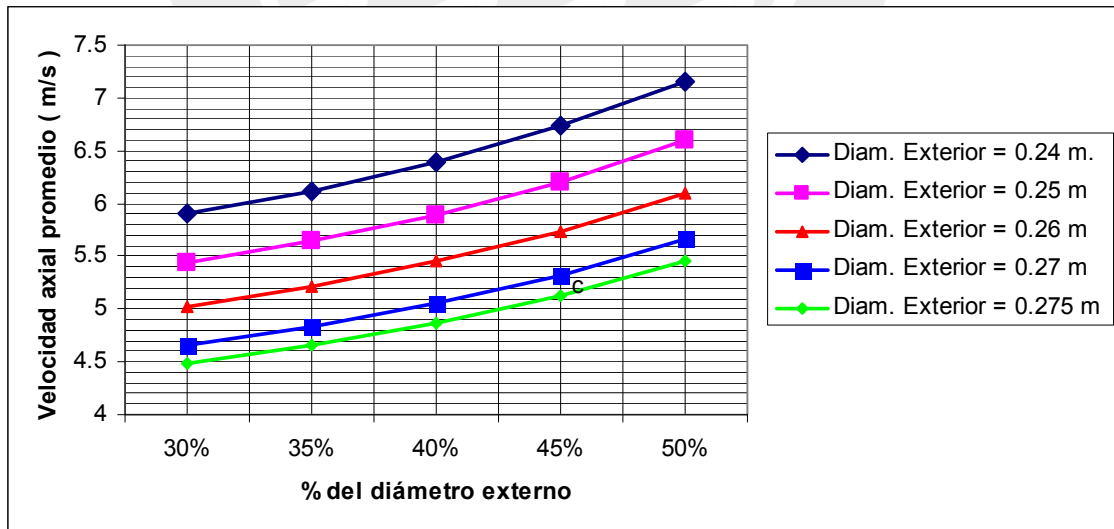


Figura A.6.2: Relación entre el diámetro externo e interior y su velocidad axial promedio.

**Anexo A.7: Valores de  $C_s$ ,  $t/L$  y  $L$  para las diferentes combinaciones de diámetro exterior e interior. Para un rodete de 3 álabes.**

**Para 4 álabes en el rodete.**

- Diámetro externo de 0.225 m y diámetro interior 0.068 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.034$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.100	0.098	0.095	0.093	0.091	0.089	0.087	0.085	0.083	0.082	0.080	0.078	0.077
t/L	0.702	0.719	0.737	0.755	0.772	0.790	0.807	0.825	0.842	0.860	0.877	0.895	0.912

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.075	0.074	0.073	0.071	0.070	0.069	0.068	0.067	0.066	0.064	0.063	0.062	0.062
t/L	0.930	0.948	0.965	0.983	1.000	1.018	1.035	1.053	1.070	1.088	1.105	1.123	1.141

**Radio exterior ( $r_e = 0.113$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.130	0.121	0.114	0.107
t/L	1.816	1.945	2.075	2.205

- Diámetro externo de 0.225 m y diámetro interior 0.079 m o 35% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.0395$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.091	0.089	0.087	0.085	0.083	0.081	0.079	0.078	0.076	0.074	0.073	0.071	0.070
t/L	0.908	0.930	0.953	0.976	0.998	1.021	1.044	1.066	1.089	1.112	1.134	1.157	1.180

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.069	0.068	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060	0.059	0.058	0.057	0.056
t/L	1.202	1.225	1.248	1.271	1.293	1.316	1.339	1.361	1.384	1.407	1.429	1.452	1.475

**Radio exterior ( $r_e = 0.113$  m).**

Cs	0.28	0.3	0.32	0.34
L	0.129	0.120	0.112	0.106
t/L	1.831	1.962	2.092	2.223

- Diámetro externo de 0.230 m y diámetro interior 0.070 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.035$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.102	0.099	0.097	0.095	0.093	0.091	0.089	0.087	0.085	0.083	0.082	0.080	0.078
t/L	0.720	0.737	0.755	0.773	0.791	0.809	0.827	0.845	0.863	0.881	0.899	0.917	0.935

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.077	0.075	0.074	0.073	0.071	0.070	0.069	0.068	0.067	0.066	0.065	0.064	0.063
t/L	0.953	0.971	0.989	1.007	1.025	1.043	1.061	1.079	1.097	1.115	1.133	1.151	1.169

**Radio exterior ( $r_e = 0.115$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32
L	0.128	0.120	0.112
t/L	1.876	2.010	2.145

- Diámetro externo de 0.230 m y diámetro interior 0.082 m o 35% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.041$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.092	0.090	0.088	0.086	0.084	0.082	0.080	0.079	0.077	0.075	0.074	0.073	0.071
t/L	0.929	0.952	0.975	0.998	1.022	1.045	1.068	1.091	1.114	1.138	1.161	1.184	1.207

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.070	0.068	0.067	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060	0.059	0.058	0.057
t/L	1.231	1.254	1.277	1.300	1.323	1.347	1.370	1.393	1.416	1.439	1.463	1.486	1.509

**Radio exterior ( $r_e = 0.115$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32
L	0.127	0.119	0.111
t/L	1.891	2.026	2.161

- Diámetro externo de 0.230 m y diámetro interior 0.092 m o 40% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.046$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.085	0.083	0.081	0.079	0.077	0.076	0.074	0.072	0.071	0.069	0.068	0.067	0.065
t/L	1.132	1.161	1.189	1.217	1.246	1.274	1.302	1.331	1.359	1.387	1.416	1.444	1.472

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060	0.059	0.058	0.057	0.056	0.055	0.054	0.053	0.052
t/L	1.501	1.529	1.557	1.585	1.614	1.642	1.670	1.699	1.727	1.755	1.784	1.812	1.840

**Radio exterior ( $r_e = 0.115$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32
L	0.126	0.118	0.111
t/L	1.906	2.042	2.178

- Diámetro externo de 0.235 m y diámetro interior 0.071 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.036$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.105	0.103	0.100	0.098	0.096	0.093	0.091	0.089	0.088	0.086	0.084	0.082	0.081
t/L	0.707	0.725	0.743	0.760	0.778	0.796	0.813	0.831	0.849	0.866	0.884	0.902	0.919

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.079	0.078	0.076	0.075	0.074	0.073	0.071	0.07	0.069	0.068	0.067	0.066	0.065
t/L	0.937	0.955	0.972	0.99	1.008	1.025	1.043	1.061	1.079	1.096	1.114	1.132	1.149

**Radio exterior ( $r_e = 0.118$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.127	0.119	0.111	0.105
t/L	1.937	2.076	2.214	2.353

- Diámetro externo de 0.235 m y diámetro interior 0.083 m o 35% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.042$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.095	0.093	0.091	0.088	0.086	0.085	0.083	0.081	0.079	0.078	0.076	0.075	0.073
t/L	0.914	0.937	0.96	0.983	1.006	1.029	1.051	1.074	1.097	1.12	1.143	1.166	1.189

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.072	0.07	0.069	0.068	0.067	0.066	0.064	0.063	0.062	0.061	0.06	0.059	0.059
t/L	1.211	1.234	1.257	1.28	1.303	1.326	1.349	1.371	1.394	1.417	1.44	1.463	1.486

**Radio exterior ( $r_e = 0.118$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.126	0.118	0.11	0.104
t/L	1.951	2.09	2.23	2.369

- Diámetro externo de 0.235 m y diámetro interior 0.095 m o 40% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.048$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.086	0.084	0.082	0.08	0.078	0.076	0.075	0.073	0.072	0.07	0.069	0.067	0.066
t/L	1.159	1.188	1.217	1.246	1.275	1.304	1.333	1.362	1.391	1.42	1.449	1.478	1.507

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.065	0.064	0.062	0.061	0.06	0.059	0.058	0.057	0.056	0.055	0.054	0.054	0.053
t/L	1.536	1.565	1.594	1.623	1.652	1.681	1.71	1.739	1.768	1.797	1.826	1.855	1.884

**Radio exterior ( $r_e = 0.118$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.125	0.117	0.109	0.103
t/L	1.968	2.109	2.249	2.39

- Diámetro externo de 0.240 m y diámetro interior 0.072 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.036$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.108	0.106	0.103	0.101	0.098	0.096	0.094	0.092	0.090	0.088	0.087	0.085	0.083
t/L	0.697	0.714	0.731	0.749	0.766	0.784	0.801	0.819	0.836	0.853	0.871	0.888	0.906

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.082	0.080	0.079	0.077	0.076	0.075	0.073	0.072	0.071	0.070	0.069	0.068	0.067
t/L	0.923	0.940	0.958	0.975	0.993	1.010	1.028	1.045	1.062	1.080	1.097	1.115	1.132

**Radio exterior ( $r_e = 0.120$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.126	0.117	0.110	0.103
t/L	2.001	2.143	2.286	2.429

- Diámetro externo de 0.240 m y diámetro interior 0.084 m o 35% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.042$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.098	0.095	0.093	0.091	0.089	0.087	0.085	0.083	0.081	0.080	0.078	0.076	0.075
t/L	0.902	0.925	0.947	0.970	0.992	1.015	1.037	1.060	1.082	1.105	1.128	1.150	1.173

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.074	0.072	0.071	0.070	0.068	0.067	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060
t/L	1.195	1.218	1.240	1.263	1.285	1.308	1.331	1.353	1.376	1.398	1.421	1.443	1.466

**Radio exterior ( $r_e = 0.120$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.125	0.117	0.109	0.103
t/L	2.013	2.157	2.301	2.444

- Diámetro externo de 0.240 m y diámetro interior 0.096 m o 40% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.048$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.088	0.086	0.084	0.082	0.080	0.078	0.076	0.075	0.073	0.072	0.070	0.069	0.068
t/L	1.145	1.173	1.202	1.230	1.259	1.288	1.316	1.345	1.373	1.402	1.431	1.459	1.488

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060	0.059	0.058	0.057	0.056	0.055	0.054
t/L	1.516	1.545	1.574	1.602	1.631	1.660	1.688	1.717	1.745	1.774	1.803	1.831	1.860

**Radio exterior ( $r_e = 0.120$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.124	0.116	0.108	0.102
t/L	2.029	2.174	2.319	2.464

- Diámetro externo de 0.245 m y diámetro interior 0.073 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.037$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.111	0.108	0.106	0.103	0.101	0.099	0.097	0.095	0.093	0.091	0.089	0.087	0.086
t/L	0.688	0.705	0.722	0.739	0.756	0.774	0.791	0.808	0.825	0.842	0.860	0.877	0.894

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.084	0.082	0.081	0.079	0.078	0.077	0.075	0.074	0.073	0.072	0.071	0.069	0.068
t/L	0.911	0.928	0.945	0.963	0.980	0.997	1.014	1.031	1.049	1.066	1.083	1.100	1.117

**Radio exterior ( $r_e = 0.123$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.124	0.116	0.109	0.102
t/L	2.066	2.213	2.361	2.508

- Diámetro externo de 0.245 m y diámetro interior 0.087 m o 35% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.045$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.096	0.094	0.092	0.090	0.088	0.086	0.084	0.082	0.080	0.079	0.077	0.076	0.074
t/L	0.968	0.992	1.016	1.041	1.065	1.089	1.113	1.138	1.162	1.186	1.210	1.234	1.259

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.073	0.071	0.070	0.069	0.068	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060	0.059
t/L	1.283	1.307	1.331	1.355	1.380	1.404	1.428	1.452	1.476	1.501	1.525	1.549	1.573

**Radio exterior ( $r_e = 0.123$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.123	0.115	0.108	0.101
t/L	2.082	2.231	2.380	2.528

- Diámetro externo de 0.245 m y diámetro interior 0.097 m o 40% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.0485$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.090	0.087	0.085	0.083	0.082	0.080	0.078	0.076	0.075	0.073	0.072	0.070	0.069
t/L	1.133	1.161	1.189	1.218	1.246	1.274	1.303	1.331	1.359	1.387	1.416	1.444	1.472

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.068	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060	0.059	0.058	0.057	0.056	0.055
t/L	1.501	1.529	1.557	1.586	1.614	1.642	1.671	1.699	1.727	1.756	1.784	1.812	1.841

**Radio exterior ( $r_e = 0.123$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.123	0.114	0.107	0.101
t/L	2.092	2.242	2.391	2.541

- Diámetro externo de 0.250 m y diámetro interior 0.076 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.038$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.112	0.109	0.107	0.104	0.102	0.099	0.097	0.095	0.093	0.091	0.089	0.088	0.086
t/L	0.712	0.729	0.747	0.765	0.783	0.801	0.818	0.836	0.854	0.872	0.890	0.907	0.925

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.084	0.083	0.081	0.080	0.078	0.077	0.076	0.075	0.073	0.072	0.071	0.070	0.069
t/L	0.943	0.961	0.978	0.996	1.014	1.032	1.050	1.067	1.085	1.103	1.121	1.139	1.156

**Radio exterior ( $r_e = 0.125$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.123	0.114	0.107	0.101
t/L	2.134	2.287	2.439	2.592

- Diámetro externo de 0.250 m y diámetro interior 0.088 m o 35% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.044$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.100	0.098	0.095	0.093	0.091	0.089	0.087	0.085	0.083	0.082	0.080	0.078	0.077
t/L	0.921	0.944	0.967	0.990	1.013	1.036	1.059	1.082	1.105	1.129	1.152	1.175	1.198

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.075	0.074	0.073	0.071	0.070	0.069	0.068	0.067	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062
t/L	1.221	1.244	1.267	1.290	1.313	1.336	1.359	1.382	1.405	1.428	1.451	1.474	1.497

**Radio exterior ( $r_e = 0.125$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.122	0.114	0.107	0.100
t/L	2.146	2.299	2.453	2.606

- Diámetro externo de 0.250 m y diámetro interior 0.100 m o 40% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.050$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.090	0.088	0.085	0.083	0.082	0.080	0.078	0.076	0.075	0.073	0.072	0.070	0.069
t/L	1.167	1.196	1.225	1.254	1.283	1.312	1.342	1.371	1.400	1.429	1.458	1.487	1.517

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.068	0.066	0.065	0.064	0.063	0.062	0.061	0.060	0.059	0.058	0.057	0.056	0.055
t/L	1.546	1.575	1.604	1.633	1.662	1.692	1.721	1.750	1.779	1.808	1.837	1.867	1.896

**Radio exterior ( $r_e = 0.125$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.121	0.113	0.106	0.100
t/L	2.160	2.315	2.469	2.623

- Diámetro externo de 0.275 m y diámetro interior 0.083 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.042$ m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.119	0.116	0.114	0.111	0.108	0.106	0.104	0.102	0.099	0.097	0.095	0.094	0.092
t/L	0.728	0.746	0.765	0.783	0.801	0.819	0.838	0.856	0.874	0.892	0.910	0.929	0.947

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.090	0.088	0.087	0.085	0.084	0.082	0.081	0.080	0.078	0.077	0.076	0.075	0.073
t/L	0.965	0.983	1.001	1.020	1.038	1.056	1.074	1.092	1.111	1.129	1.147	1.165	1.183

**Radio exterior ( $r_e = 0.138$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.116	0.108	0.101	0.095
t/L	2.492	2.670	2.848	3.026

- Diámetro externo de 0.275 m y diámetro interior 0.096 m o 35% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.048$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.105	0.102	0.100	0.097	0.095	0.093	0.091	0.089	0.087	0.085	0.084	0.082	0.081
t/L	0.961	0.985	1.009	1.033	1.057	1.081	1.105	1.129	1.153	1.177	1.201	1.225	1.249

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.079	0.078	0.076	0.075	0.073	0.072	0.071	0.070	0.069	0.068	0.066	0.065	0.064
t/L	1.273	1.297	1.321	1.345	1.369	1.393	1.417	1.441	1.465	1.489	1.513	1.537	1.561

**Radio exterior ( $r_e = 0.138$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.115	0.107	0.100	0.095
t/L	2.518	2.698	2.878	3.058

- Diámetro externo de 0.275 m y diámetro interior 0.111 m o 40% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.056$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.090	0.088	0.086	0.084	0.082	0.080	0.079	0.077	0.075	0.074	0.072	0.071	0.070
t/L	1.285	1.317	1.349	1.381	1.413	1.445	1.477	1.510	1.542	1.574	1.606	1.638	1.670

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.079	0.078	0.076	0.075	0.073	0.072	0.071	0.070	0.069	0.068	0.066	0.065	0.064
t/L	1.273	1.297	1.321	1.345	1.369	1.393	1.417	1.441	1.465	1.489	1.513	1.537	1.561

**Radio exterior ( $r_e = 0.138$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.114	0.107	0.100	0.094
t/L	2.520	2.700	2.880	3.060

**Para 4 álabes en el rodete.**

- Diámetro externo de 0.230 m y diámetro interior 0.070 m o 30% del De.

**Radio interior ( $r_i = 0.035$  m).**

Cs	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04
L	0.076	0.075	0.073	0.071	0.069	0.068	0.066	0.065	0.064	0.062	0.061	0.060	0.059
t/L	0.720	0.737	0.755	0.773	0.791	0.809	0.827	0.845	0.863	0.881	0.899	0.917	0.935

Cs	1.06	1.08	1.10	1.12	1.14	1.16	1.18	1.20	1.22	1.24	1.26	1.28	1.30
L	0.058	0.057	0.056	0.055	0.054	0.053	0.052	0.051	0.050	0.049	0.049	0.048	0.047
t/L	0.953	0.971	0.989	1.007	1.025	1.043	1.061	1.079	1.097	1.115	1.133	1.151	1.169

**Radio exterior ( $r_e = 0.115$  m).**

Cs	0.28	0.30	0.32	0.34
L	0.096	0.090	0.084	0.079
t/L	1.876	2.010	2.145	2.279

**Anexo 8: Representación gráfica de los valores de coeficiente de sustentación ( $C_s$ ) en función de los diámetros proporcionales.**

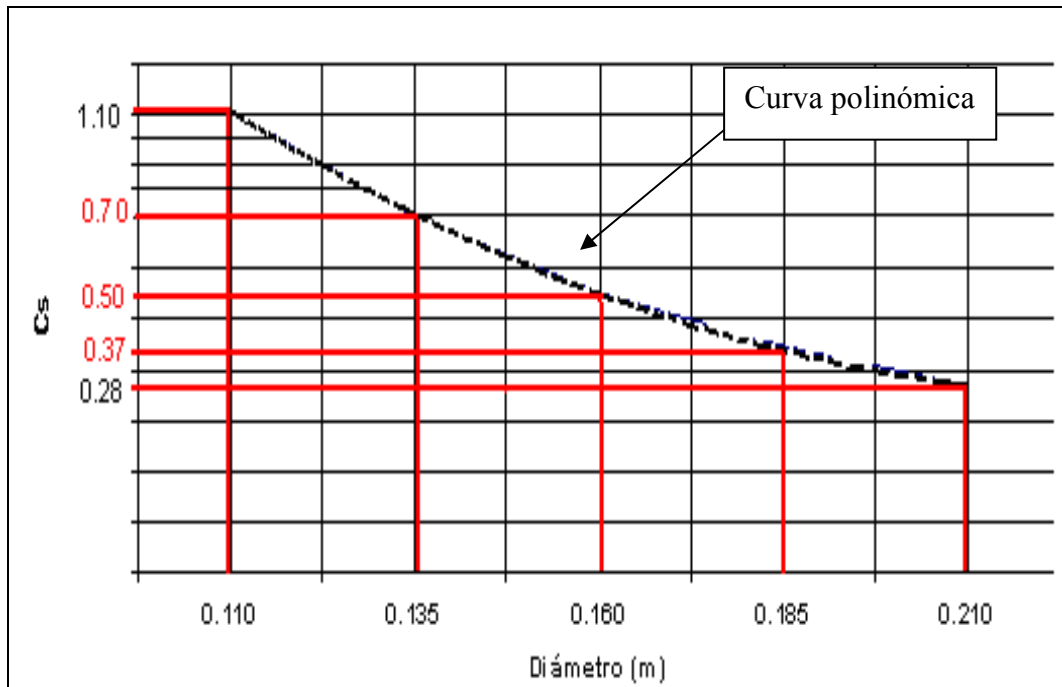
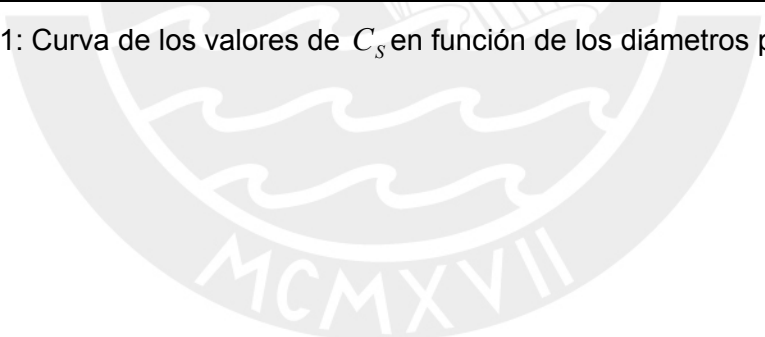


Figura 8.1: Curva de los valores de  $C_s$  en función de los diámetros proporcionales.



Anexo A.9: Aplicación del método de Weinig para la obtención los ángulos de curvatura de los álabes del distribuidor.

Tabla A.9.1: Valores de longitud de cuerda ( $L_E$ ).

[m/m $L_E / t$ ]	$\alpha_4 [^\circ]$	$Z_{le} :$					
		8	10	12	14	16	18
		$t_d :$					
		0.061	0.049	0.041	0.035	0.031	0.027
0.6	67.5	0.0368	0.0294	0.0245	0.0210	0.0184	0.0163
0.7	67.0	0.0429	0.0343	0.0286	0.0245	0.0214	0.0191
0.8	68.5	0.0490	0.0392	0.0327	0.0280	0.0245	0.0218
0.9	70.0	0.0551	0.0441	0.0368	0.0315	0.0276	0.0245
1	71.0	0.0613	0.0490	0.0408	0.0350	0.0306	0.0272
1.1	71.5	0.0674	0.0539	0.0449	0.0385	0.0337	0.0299
1.2	72.0	0.0735	0.0588	0.0490	0.0420	0.0368	0.0327
1.3	72.5	0.0796	0.0637	0.0531	0.0455	0.0398	0.0354
1.4	73.0	0.0858	0.0686	0.0572	0.0490	0.0429	0.0381

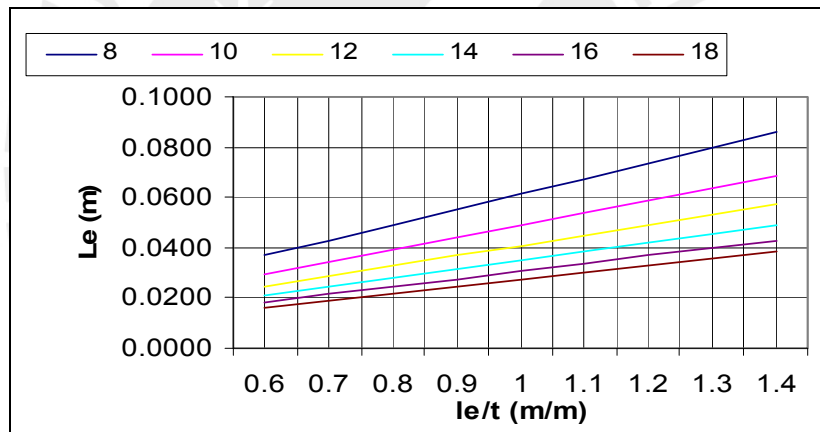


Figura A.9.1: Longitud de la cuerda del álabes del distribuidor ( $L_E$ ).

Tabla A.9.2: Valores de longitud axial del distribuidor ( $L_A$ ).

[m/m $L_E / t$ ]	$\alpha_4 [^\circ]$	$Z_{le} :$					
		8	10	12	14	16	18
		$t_d :$					
		0.061	0.049	0.041	0.035	0.031	0.027
0.6	67.5	0.0356	0.0285	0.0237	0.0203	0.0178	0.0158
0.7	67.0	0.0415	0.0332	0.0277	0.0237	0.0207	0.0184
0.8	68.5	0.0474	0.0379	0.0316	0.0271	0.0237	0.0211
0.9	70.0	0.0534	0.0427	0.0356	0.0305	0.0267	0.0237
1	71.0	0.0593	0.0474	0.0395	0.0339	0.0296	0.0263
1.1	71.5	0.0652	0.0522	0.0435	0.0373	0.0326	0.0290
1.2	72.0	0.0711	0.0569	0.0474	0.0406	0.0356	0.0316
1.3	72.5	0.0771	0.0617	0.0514	0.0440	0.0385	0.0343
1.4	73.0	0.0830	0.0664	0.0553	0.0474	0.0415	0.0369

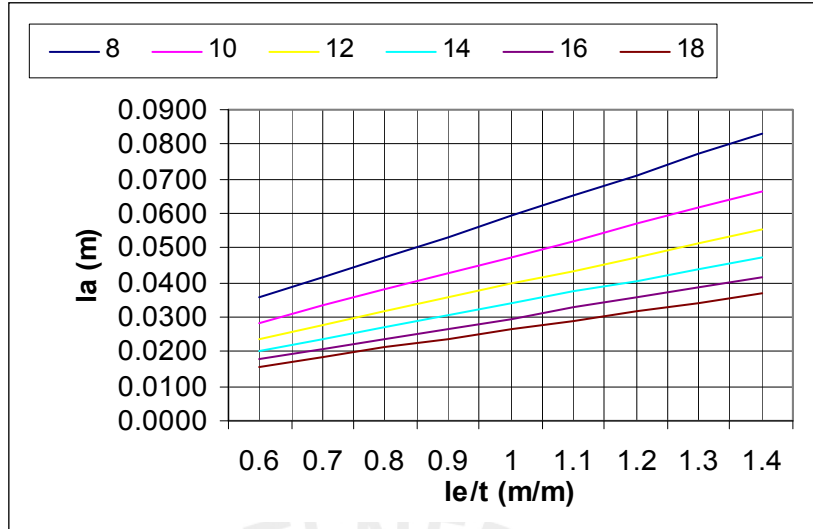


Figura A.9.2: Longitud axial del álabe del distribuidor (La).

Tabla A.9.3: Valores de radios de curvatura del álabe del distribuidor (R).

	z	z					
		8	10	12	14	16	18
		td					
		0.061	0.049	0.041	0.035	0.031	0.027
0.6	67.5	0.0942	0.0754	0.0628	0.0538	0.0471	0.0419
0.7	67.0	0.1075	0.0860	0.0717	0.0615	0.0538	0.0478
0.8	68.5	0.1314	0.1051	0.0876	0.0751	0.0657	0.0584
0.9	70.0	0.1588	0.1270	0.1058	0.0907	0.0794	0.0706
1	71.0	0.1856	0.1485	0.1237	0.1060	0.0928	0.0825
1.1	71.5	0.2096	0.1677	0.1397	0.1198	0.1048	0.0932
1.2	72.0	0.2350	0.1880	0.1566	0.1343	0.1175	0.1044
1.3	72.5	0.2618	0.2094	0.1745	0.1496	0.1309	0.1163
1.4	73.0	0.2901	0.2321	0.1934	0.1658	0.1451	0.1289

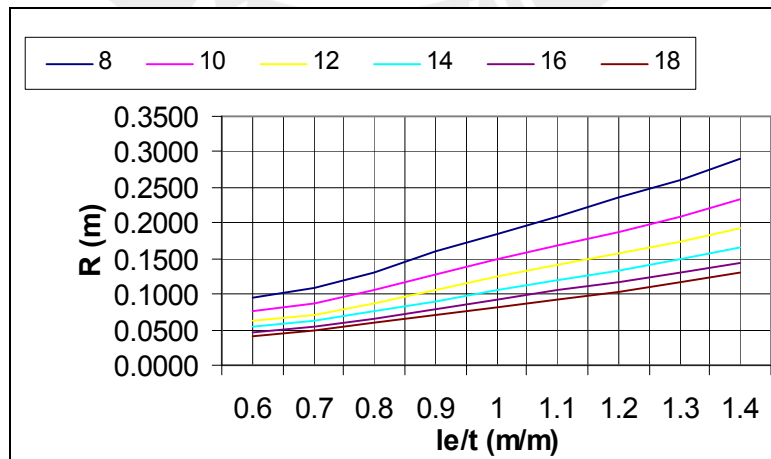


Figura A.9.3: Radio del álabe del distribuidor (R).

Anexo A.10: Catálogo de motor de inducción Marca DELCROSA S.A.

CONFORME IEC 72

CONFORME NORMA NEMA MG1 11.34 Y MG1 11.35

CARCASA (ABNT)	DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "FF" - "B5"									CANT. DE AGUJ.
	BRIDA (ABNT)	C	LA	ØM	ØN	ØP	ØS	T	β	
56	FF 100	36	8	100	80j6	120	7	3.0	45	4
63	FF 115	40	10	115	95j6	140	10	3.0	45	4
71	FF 130	45	10	130	110j6	160	10	3.5	45	4
80	FF 165	50	12	165	130j6	200	12	3.5	45	4
90 S	FF 165	56	12	165	130j6	200	12	3.5	45	4
90 L	FF 165	56	12	165	130j6	200	12	3.5	45	4
100 L	FF 215	63	14	215	180j6	250	15	4.0	45	4
112 M	FF 215	70	14	215	180j6	250	15	4.0	45	4
132 S	FF 265	89	14	265	230j6	300	15	4.0	45	4
132 M	FF 265	89	14	265	230j6	300	15	4.0	45	4
160 M	FF 300	108	15	300	250j6	350	19	5.0	45	4
160 L	FF 300	108	15	300	250j6	350	19	5.0	45	4
180 M	FF 300	121	15	300	250j6	350	19	5.0	45	4
180 L	FF 300	121	15	300	250j6	350	19	5.0	45	4
200 M	FF 350	133	15	350	300j6	400	19	5.0	45	4
200 L	FF 350	133	15	350	300j6	400	19	5.0	45	4
225 S/M	FF 400	149	16	400	350j6	450	19	5.0	22.30	8
250 S/M	FF 500	168	18	500	450j6	550	19	5.0	22.30	8
280 S/M	FF 500	190	18	500	450j6	550	19	5.0	22.30	8
315 S/M	FF 600	216	22	600	550j6	660	24	6.0	22.30	8
355 M/L	FF 740	254	22	740	680j6	800	24	6.0	22.30	8

CARCASA (ABNT)	DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C" - "NEMA"									CANT. DE AGUJ.
	BRIDA (ABNT)	C	ØM	ØN	ØP	ØS	T	β		
63	FC 95	40	95.2	76.2 h8	135	1/4" 20 UNC	4	45	4	
71	FC 95	45	95.2	76.2 h8	143	1/4" 20 UNC	4	45	4	
80	FC 95	50	95.2	76.2 h8	120	1/4" 20 UNC	4	45	4	
90 S	FC 149	56	149.2	114.3 h8	165	3/8" 16 UNC	4	45	4	
90 L	FC 149	56	149.2	114.3 h8	165	3/8" 16 UNC	4	45	4	
100 L	FC 149	63	149.2	114.3 h8	168	3/8" 16 UNC	4	45	4	
112 M	FC 184	70	184.2	215.9 h8	220	1/2" 13 UNC	7	45	4	
132 S	FC 184	89	184.2	215.9 h8	220	1/2" 13 UNC	7	45	4	
132 M	FC 184	89	184.2	215.9 h8	220	1/2" 13 UNC	7	45	4	
160 M	FC 184	108	184.2	215.9 h8	255	1/2" 13 UNC	7	45	4	
160 L	FC 184	108	184.2	215.9 h8	255	1/2" 13 UNC	7	45	4	
180 M	FC 228	121	228.6	266.7 h8	281	1/2" 13 UNC	7	45	4	
180 L	FC 228	121	228.6	266.7 h8	281	1/2" 13 UNC	7	45	4	
200 M	FC 228	133	228.6	266.7 h8	330	1/2" 13 UNC	7	45	4	
200 L	FC 228	133	228.6	266.7 h8	330	1/2" 13 UNC	7	45	4	
225 S/M	FC 279	149	279.4	317.5 h8	349	5/8" 11 UNC	7	22.30	8	
250 S/M	FC 279	168	279.4	317.5 h8	392	5/8" 11 UNC	7	22.30	8	
280 S/M	FC 355	190	355.6	406.4 h8	450	5/8" 11 UNC	7	22.30	8	
315 S/M	FC 355	216	368.3	419.1 h8	455	5/8" 11 UNC	7	22.30	8	

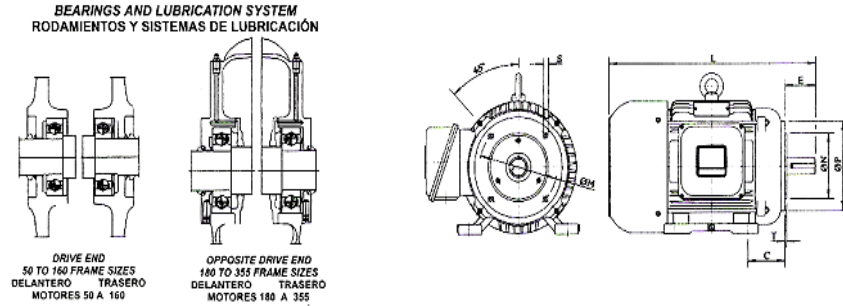
CARGAS AXIALES Y RADIALES ADMISIBLES PARA MOTORES CON FRECUENCIA DE 50/60 Hz (kgf)

POLOS / POSICIÓN	2 POLOS					4 POLOS					6 POLOS					8 POLOS				
	I	II	III	IV	R	I	II	III	IV	R	I	II	III	IV	R	I	II	III	IV	R
56	14	16	15	15	21	20	22	21	21	26	25	27	26	26	30	29	30	29	29	33
63	19	21	20	20	28	28	31	29	29	35	34	36	35	35	40	38	41	39	39	45
71	26	29	27	27	36	37	41	38	38	46	46	50	47	47	53	52	56	54	54	59
80	32	39	34	34	46	48	55	50	50	58	59	66	62	62	67	68	75	71	71	73
90	31	42	35	35	51	48	59	52	52	62	61	72	65	65	71	71	82	75	75	78
100	41	54	46	46	71	64	80	70	70	90	81	99	88	88	103	96	113	102	102	114
112	60	90	66	81	103	91	135	98	122	130	115	167	123	153	149	135	191	143	177	164
132	79	120	93	93	144	131	169	145	145	181	169	207	182	182	209	198	236	212	212	229
160	87	167	114	114	185	156	236	183	183	234	204	284	231	231	268	243	323	270	270	295
180	125	200	150	150	225	216	299	243	243	284	271	378	306	306	325	320	435	358	358	389
200	121	237	170	164	304	216	357	267	267	383	278	444	338	338	438	332	511	397	397	485
225	125	272	178	178	302	226	414	294	294	429	299	509	376	376	490	357	588	441	441	542
250	119	315	191	191	395	232	475	320	320	498	308	589	411	411	570	373	677	484	484	630
280	89	345	183	183	481	200	576	337	337	607	286	715	443	443	695	370	811	530	530	767
315	127	529	280	280	479	171	753	400	400	648	271	884	494	494	742	367	1013	602	602	816
355	116	583	310	310	524	140	840	440	440	1009	254	935	608	608	1156	308	1037	610	610	1272

POSICIÓN I - MOTOR VERTICAL CON PUNTA DE EJE HACIA ABAJO Y FUERZA ACTUANDO HACIA ABAJO.  
 POSICIÓN II - MOTOR VERTICAL CON PUNTA DE EJE HACIA ABAJO Y FUERZA ACTUANDO PARA ARRIBA.  
 POSICIÓN III - MOTOR HORIZONTAL CON CARGA ACTUANDO HACIA DENTRO.  
 POSICIÓN IV - MOTOR HORIZONTAL CON CARGA ACTUANDO HACIA DENTRO.  
 POSICIÓN R - CARGAS RADIALES SOBRE EL EJE.

**NOTAS:**

- 1.- LOS VALORES DE LAS TABLAS DE CARGAS ESTÁN CONSIDERADAS PARA UNA VIDA ÚTIL DE ALREDEDOR DE 20,000 HORAS (MOTOR OPERANDO EN 60 Hz. Y CON ACOPLAMIENTO DIRECTO).
- 2.- PARA MOTORES QUE OPERAN EN 50 Hz LA VIDA ÚTIL ESTIMADA ES DE 24,000 HORAS.
- 3.- LAS CARGAS AXIALES Y RADIALES NO PUEDEN ASOCIARSE EN UN MISMO MOTOR, CARGAS MAYORES BAJO CONSULTA.



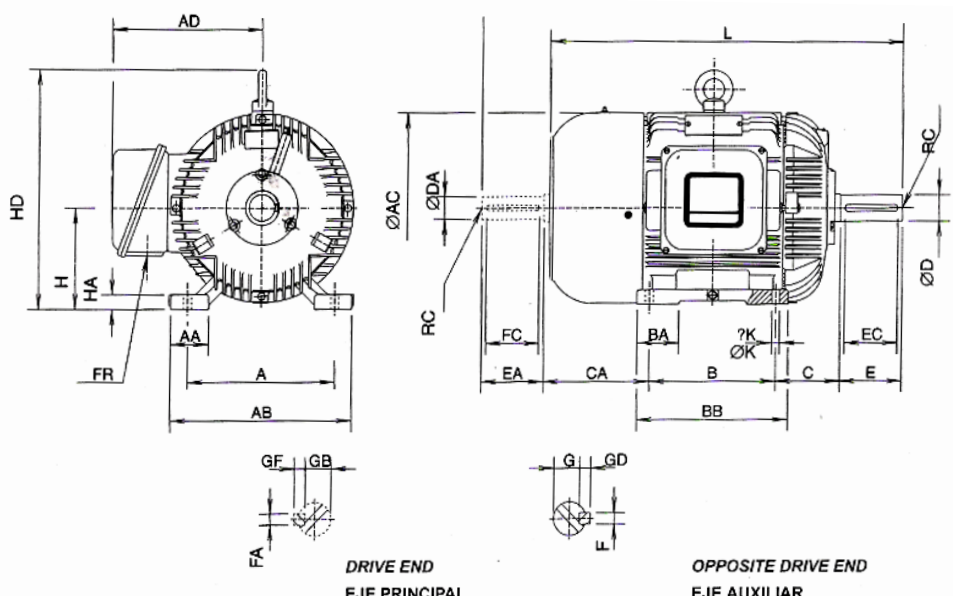
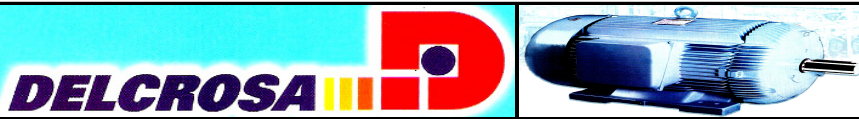
CONFORME NORMA DIN 42677 Y DIN 42948

Carcasa (ABNT)	DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C" DIN - "B14"							
	BRIDA (ABNT)	C	ØM	ØN	ØP	ØS	T	Cant. de Agujeros
56	FC 95	36	65	50 j6	80	M5	2.5	4
63	C 80	40	75	60 j6	90	M5	2.5	4
71	C 90	45	85	70 j6	105	M6	2.5	4
80	C 105	50	100	80 j6	120	M6	3.0	4
90 S	C 120	56	115	95 j6	140	M8	3.0	4
90 L	C 140	56	115	95 j6	140	M8	3.0	4
100 L	C 160	63	130	110 j6	160	M8	3.5	4
112 M	C 160	70	130	110 j6	160	M8	3.5	4
132 S	C 200	89	165	130 j6	200	M10	3.5	4
132 M	C 200	89	165	130 j6	200	M10	3.5	4

MOUNTING FORMA CONSTRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION							
DETAILS DETALLES	REFERENCE REFERENCIA	B 3 E	B 3 D	B 5 E	B 5 D	B 35 E	B 35 D	B 14 E
	FRAME CARCASA	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS
	DRIVE END PUNTA DEL EJE	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA
	MOUNTING FIJACION	BASE BASE	BASE BASE	FLANGE FF BRIDA FF	FLANGE FF BRIDA FF	BASE OR FLANGE FF BASE O BRIDA FF	BASE OR FLANGE FF BASE O BRIDA FF	FLANGE C BRIDA C

MOUNTING FORMA CONSTRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION							
DETAILS DETALLES	REFERENCE REFERENCIA	B 14 D	B 34 E	B 34 D	V 5	V 6	V 1	V 3
	FRAME CARCASA	FOOTLESS SIN PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	FOOTLESS SIN PATAS
	DRIVE END PUNTA DEL EJE	RIGHT A LA DERECHA	LEFT A LA IZQUIERDA	RIGHT A LA DERECHA	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA
	MOUNTING FIJACION	FLANGE C BRIDA C	BASE OR FLANGE C BASE O BRIDA C	BASE OR FLANGE C BASE O BRIDA C	WALL PARED	WALL PARED	FLANGE FF BRIDA FF	FLANGE FF BRIDA FF

MOUNTING FORMA CONSTRUCTIVA	CONFIGURATION CONFIGURACION							
DETAILS DETALLES	REFERENCE REFERENCIA	V 15	V 36	V 18	V 19	B 6	B 7	B 8
	FRAME CARCASA	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	FOOTLESS SIN PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS	WITH FOOT CON PATAS
	DRIVE END PUNTA DEL EJE	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA	DOWN PARA ABAJO	UP PARA ARRIBA	FRONT FACE PARA FRENTE	FRONT FACE PARA FRENTE	FRONT FACE PARA FRENTE
	MOUNTING FIJACION	WALL OR FLANGE FF PARED BRIDA FF	WALL OR FLANGE FF PARED BRIDA FF	WALL OR FLANGE FF BRIDA C	FLANGE C BRIDA C	WALL PARED	WALL PARED	ROOF TECHO



Carcasa	Polos	DIMENSIONES EN MILIMETROS																				RODAMIENTOS												
		A	AA	AB	AC	AD	B	BA	BB	C	CA	PUNTA DEL EJE										RC DIN 332	L.A.	L.O.A.	Opcional 4-8 POLOS									
		ØD	E	F	G	GD	EC	ØDA	EA	FA	GB	GF	FC	H	HA	HD	ØK	L	LC	FRWG (BSP)														
56	2 a 8	90	18	106	100	85	71	18	87	36	54	96	20	3	7.2	3	10	96	20	3	7.2	3	10	56	2	-	5.8	178	201	1 x 3/8"	A 2	6200zz	6200zz	-
63	2 a 8	100	23	120	118	94	80	28	100	40	78	116	23	4	8.5	4	12	96	20	3	7.2	3	10	63	8	-	9	200	241	1 x 3/8"	A 2	6201zz	6201zz	-
71	2 a 8	112	27	136	142	120	90	30	110	45	88	146	30	5	11	5	16	116	23	4	8.5	4	12	71	9	-	7	241	276	1 x 1/2"	A 2	6203zz	6203zz	-
80	2 a 8	125	32	155	164	131	100	35	125	50	93	196	40	6	15.5	6	25	146	30	5	11	5	16	80	11	-	10	274	313	1 x 1/2"	A 3.15	6204zz	6204zz	-
90 S	2 a 8	140	35	174	188	152	100	38	128	56	104	246	50	8	20	7	32	166	40	5	13	5	16	90	11	-	10	301	350	1 x 3/4"	A 3.15	6205zz	6205zz	-
90 L	2 a 8	140	35	174	188	152	125	38	153	56	104	246	50	8	20	7	32	166	40	5	13	5	16	90	11	-	10	328	375	1 x 3/4"	A 3.15	6205zz	6205zz	-
100 L	2 a 8	160	35	192	205	181	140	43	170	63	118	286	60	8	24	7	40	226	50	6	18.5	6	25	100	14	-	12	366	431	1 x 3/4"	A 3.15	6206zz	6206zz	-
112 M	2 a 8	190	40	220	222	179	140	50	177	70	128	286	60	8	24	7	40	246	50	8	20	7	32	112	16	259	12	388	448	1 x 1"	A 5	6307zz	6306zz	-
132 S	2 a 8	216	44	248	253	195	140	55	184	89	150	386	80	10	33	8	56	286	60	8	24	7	40	132	18	295	12	453	519	1 x 1"	A 5	6308zz	6308zz	-
132 M	2 a 8	216	44	248	253	195	178	55	222	89	150	386	80	10	33	8	56	286	60	8	24	7	40	132	18	295	12	491	557	1 x 1"	A 5	6308zz	6308zz	-
160 M	2 a 8	254	60	304	298	237	210	65	258	108	174	426	110	12	37	8	80	426	110	12	37	8	80	160	22	359	15	589	742	2 x 1 1/2"	A 5	6309zz	6309zz	-
160 L	2 a 8	254	60	304	298	237	254	65	302	108	174	426	110	12	37	8	80	426	110	12	37	8	80	160	22	359	15	633	756	2 x 1 1/2"	A 5	6309zz	6309zz	-
180 M	2 a 8	279	67	337	342	286	241	75	287	121	200	486	110	14	42.5	9	100	486	110	14	42.5	9	100	180	22	408	15	643	782	2 x 1 1/2"	M 16	6311C3	6311C3	NU311C3
180 L	2 a 8	279	67	337	342	286	279	75	325	121	200	486	110	14	42.5	9	100	486	110	14	42.5	9	100	180	22	408	15	681	820	2 x 1 1/2"	M 16	6311C3	6311C3	NU311C3
200 M	2 a 8	318	75	382	383	307	267	80	317	133	222	556	110	16	49	10	100	486	110	14	42.5	9	100	200	25	450	19	699	842	2 x 2"	M 20*	6312C3	6312C3	NU312C3
200 L	2 a 8	318	75	382	383	307	305	80	555	133	222	556	110	16	49	10	100	486	110	14	42.5	9	100	200	25	450	19	737	860	2 x 2"	M 20*	6312C3	6312C3	NU312C3
225 S/M	2	356	80	426	428	353	286	85	367	149	245	556	110	16	49	10	100	556	110	16	49	10	100	225	28	503	19	777	900	2 x 2"	M 20	6313C3	6313C3	-
225 S/M	4 a 8	356	80	426	428	353	311	85	367	149	245	60m6	140	16	53	11	130	60m6	140	16	53	11	130	225	28	503	19	807	960	2 x 2"	M 20	6313C3	6313C3	NU313C3
250 S/M	2	406	90	480	482	386	311	105	409	168	296	60m6	140	18	53	11	130	60m6	140	18	53	11	130	250	30	555	24	893	1055	2 x 2"	M 20	6314C3	6314C3	-
250 S/M	4 a 8	406	90	480	482	386	349	105	409	168	296	65m6	140	18	58	11	130	60m6	140	18	53	11	130	250	30	555	24	893	1055	2 x 2"	M 20	6314C3	6314C3	NU314C3
280 S/M	2	457	100	537	572	436	368	128	489	190	349	65m6	140	18	58	11	130	65m6	140	18	58	11	130	280	36	623	24	1042	1186	2 x 2"	M 20	6314C3	6314C3	-
280 S/M	4 a 8	457	100	537	572	436	419	128	489	190	349	75m6	140	20	67.5	12	130	65m6	140	18	58	11	130	280	36	623	24	1042	1186	2 x 2"	M 20	6316C3	6316C3	NU316C3
315 S/M	2	508	110	598	635	466	406	140	541	216	384	65m6	140	18	58	11	130	65m6	140	18	58	11	130	315	38	725	28	1135	1286	2 x 3"	M 20	6314C3	6314C3	-
315 S/M	4 a 8	508	110	598	635	466	457	140	541	216	384	80m6	170	22	71	14	160	65m6	140	18	58	11	130	315	38	725	28	1165	1316	2 x 3"	M 20	6319C3	6316C3	NU319C3
355 M/L	2	610	140	750	750	606	580	200	760	254	445	75m6	140	20	67.5	12	130	65m6	140	18	58	11	130	355	50	844	28	1384	1539	2 x 3"	M 20	6316C3	6316C3	-
355 M/L	4 a 8	610	140	750	750	606	630	200	760	254	445	100m6	210	28	90	16	190	80m6	170	22	71	14	160	355	50	844	28	1454	1639	2 x 3"	M 24	6322C3	6319C3	NU322C3

## CARACTERÍSTICAS DE DESEMPEÑO

Motor IP55 - Uso General; Motor IPW55 - Uso Naval; Ambientes Agresivos.

POTENCIA		CARCARA	VELOCIDAD	INTENSIDAD NOMINAL				TORQUE / CUPLA			EFICIENCIA (n%)			FACTOR DE POTENCIA (cos φ)			FACTOR DE SERVICIO	GD <sup>2</sup> DEL ROTOR (Kg <sup>m</sup> )	PESO (Kg)
(HP)	(kW)	(IEC)	(rpm)	220 V		380 V		Cn (Kg <sup>m</sup> )	CP/Cn (%)	Cmáx/Cn (%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%			
				In(A)	Ia(A)	In(A)	Ia(A)												
<b>2 POLOS - 60 Hz</b>																			
1/6	0.12	56a	3370	0.74	2.93	0.43	1.69	0.04	310	240	44.0	53.0	58.0	0.57	0.67	0.74	1.15	0.0007	3.3
1/4	0.18	56b	3345	1.06	4.45	0.61	2.57	0.05	280	280	45.0	55.0	60.0	0.59	0.69	0.76	1.15	0.0007	3.4
1/3	0.25	63a	3360	1.13	5.33	0.65	3.08	0.07	270	245	62.0	69.0	71.0	0.57	0.71	0.80	1.15	0.0014	4.9
1/2	0.37	63b	3370	1.59	7.67	0.92	4.43	0.11	295	260	68.0	72.5	73.0	0.63	0.75	0.82	1.15	0.0014	4.9
3/4	0.55	71a	3410	2.25	12.2	1.30	7.02	0.16	270	250	64.0	73.0	75.0	0.62	0.75	0.84	1.15	0.0022	9.0
1	0.75	71b	3410	2.94	18.3	1.70	10.60	0.21	280	270	68.0	76.0	77.0	0.66	0.79	0.85	1.15	0.0025	10.0
1.5	1.1	80a	3430	4.33	28.2	2.50	16.3	0.31	280	270	73.0	78	78.5	0.67	0.79	0.86	1.15	0.0048	13.5
2	1.5	80b	3425	5.46	36.0	3.15	20.8	0.42	300	280	77.5	80	81.0	0.74	0.84	0.88	1.15	0.0056	15.0
3	2.2	90S	3480	8.31	62.4	4.80	36.0	0.62	310	300	75.0	79.0	81.5	0.68	0.80	0.86	1.15	0.0100	20.0
4	3	90L	3470	10.8	88.3	6.24	51.0	0.83	355	310	79.0	81.5	82.5	0.71	0.82	0.87	1.15	0.0120	23.5
5	3.7	100La	3470	13.0	84.4	7.53	48.7	1.03	300	300	81.5	84.0	84.5	0.75	0.84	0.88	1.15	0.0170	29.0
6	4.5	100L	3500	15.3	132.5	8.83	76.5	1.23	300	310	83.0	85.0	85.5	0.76	0.85	0.89	1.15	0.0320	40.0
7.5	5.5	112Ma	3500	19.4	142.4	11.2	82.2	1.53	310	320	84.0	86.5	86.5	0.74	0.83	0.87	1.15	0.0322	41.0
10	7.5	112M	3520	25.5	187.1	14.7	108.0	2.10	310	300	84.5	86.5	87.5	0.78	0.85	0.87	1.15	0.0540	54.0
12.5	9	132S	3500	31.0	242.5	17.9	140.0	2.60	300	270	83.0	87.0	88.0	0.80	0.87	0.89	1.15	0.0750	67.0
15	11.0	132Ma	3515	36.4	310.0	21.0	179.0	3.00	340	300	85.0	89.0	89.5	0.80	0.87	0.89	1.15	0.0836	71.0
20	15	132M	3550	49.0	400.1	28.3	231.0	4.10	320	300	85.5	88.0	89.0	0.84	0.88	0.89	1.15	0.175	93.0
25	18.5	160Ma	3540	58.9	516.2	34.0	298.0	5.00	300	280	86.0	88.5	89.5	0.88	0.92	0.92	1.15	0.236	107.0
30	22	160M	3540	70.7	587.2	40.8	339.0	6.10	310	300	86.0	88.5	89.5	0.88	0.91	0.92	1.15	0.310	125.0
40	30	160L	3550	96.6	658.2	55.8	380.0	8.10	330	310	88.0	89.7	90.2	0.85	0.88	0.89	1.15	0.650	208.0
50	37	200L	3550	117.8	855.6	68.0	494.0	10.10	340	315	89.0	90.8	91.5	0.86	0.89	0.90	1.15	0.720	247.0
60	45	225S/M	3545	136.7	1138.7	78.9	658.0	12.10	280	240	87.0	91.2	92.5	0.88	0.91	0.92	1.00	1.060	270.0
75	55	225S/M	3545	174.1	1437.6	100.5	830.0	15.20	320	305	88.0	91.8	92.8	0.84	0.87	0.90	1.00	1.300	314.0
100	75	250S/M	3550	233.0	1624.7	134.5	938.0	20.00	205	270	90.4	92.5	93.5	0.86	0.88	0.89	1.00	1.950	420.0
125	90	280S/M	3550	290.6	2026.5	167.8	1170.0	25.00	220	270	90.5	93.0	93.7	0.82	0.87	0.89	1.00	2.800	540.0
150	110	280S/M	3550	347.6	2424.9	200.7	1400.0	30.00	200	230	90.7	93.3	94.0	0.83	0.87	0.89	1.00	3.400	576.0
175	132	315S/M	3570	405.6	3031.1	234.2	1750.0	35.00	210	240	91.7	93.5	94.0	0.86	0.88	0.89	1.00	5.100	703.0
200	150	315S/M	3570	457.3	3327.3	264.0	1921.0	40.00	205	230	92.0	93.5	94.2	0.85	0.89	0.90	1.00	6.100	800.0
250	185	315S/M	3570	581.1	4027.0	335.5	2325.0	50.00	210	230	92.4	93.7	94.3	0.86	0.88	0.89	1.00	7.100	900.0
300	220	355M/L	3575	695.4	5194.4	401.5	2999.0	60.00	205	220	91.0	93.3	94.0	0.88	0.88	0.89	1.00	7.500	1270.0
350	225	355M/L	3575	455.0	6386.1	262.7	3687.0	70.00	200	210	91.5	93.5	94.1	0.89	0.90	0.90	1.00	8.500	1390.0
400	295	355M/L	3580	914.0	7738.8	527.7	4468.0	80.00	210	220	91.5	93.5	94.3	0.89	0.90	0.90	1.00	10.000	1460.0
450	330	355M/L	3580	1026.1	8688.0	592.4	5016.0	90.00	220	230	92.0	94.0	94.5	0.89	0.90	0.90	1.00	11.000	1500.0

## 4 POLOS 60 Hz

1/8	0.09	56a	1710	0.92	2.77	0.53	1.60	0.05	300	330	36.0	44.5	50.0	0.42	0.48	0.53	1.15	0.0007	3.3
1/6	0.12	56b	1680	1.07	3.12	0.62	1.80	0.07	285	235	39.0	47.0	52.0	0.44	0.52	0.58	1.15	0.0007	3.3
1/4	0.18	63a	1695	1.11	4.50	0.64	2.80	0.10	245	260	53.0	60.0	64.0	0.47	0.59	0.68	1.15	0.0014	4.8
1/3	0.25	63b	1680	1.44	6.24	0.83	3.60	0.15	300	285	53.0	61.0	65.0	0.47	0.59	0.69	1.15	0.0014	4.8
1/2	0.37	71a	1700	1.92	9.53	1.11	5.50	0.21	225	245	62.0	68.5	71.0	0.49	0.61	0.71	1.15	0.0041	9.6
3/4	0.55	71b	1680	2.77	13.9	1.60	8.00	0.32	265	265	68.0	71.5	72.0	0.50	0.62	0.70	1.15	0.0041	9.6
1	0.75	80a	1715	2.98	21.1	1.71	12.2	0.42	330	320	74.4	77.5	78.0	0.65	0.77	0.84	1.15	0.0087	14.0
1.5	1.1	80b	1705	4.33	30.1	2.50	17.4	0.63	285	245	75.0	78.0	79.0	0.66	0.78	0.85	1.15	0.0094	14.7
2	1.5	90S	1720	5.94	40.0	3.43	23.1	0.83	335	310	79.0	81.0	81.5	0.56	0.70	0.80	1.15	0.0180	19.8
3	2.2	90L	1720	8.7	56.1	5.00	32.4	1.30	320	310	81.0	82.5	83.0	0.62	0.74	0.81	1.15	0.0250	24.0
4	3	100La	1720	10.8	75.3	6.24	43.5	1.70	320	265	79.0	83.0	83.5	0.70	0.82	0.86	1.15	0.0240	29.0
5	3.7	100L	1730	14.1	105.8	8.13	61.1	2.10	305	330	80.0	84.0	85.0	0.64	0.75	0.81	1.15	0.0300	32.0
6	4.5	112Ma	1720	16.7	116.7	9.6	67.4	2.50	220	280	85.0	86.0	86.0	0.66	0.77	0.81	1.15	0.0650	41.0
7.5	5.5	112M	1735	20.6	159.3	11.9	92.0	3.10	265	335	84.5	86.5	87.0	0.64	0.77	0.81	1.15	0.0650	42.0
10	7.5	132S	1750	28.2	190.5	15.1	110.0	4.10	215	275	86.0	87.5	87.5	0.73	0.83	0.85	1.15	0.1310	55.0
12.5	9	132Ma	1760	31.2	266.7	18.0	154.0	5.10	215	245	86.0	87.5	87.5	0.75	0.85	0.89	1.15	0.1580	63.0
15	11	132M	1750	37.4	318.7	21.6	184.0	6.10	245	355	87.0	88.0	88.5	0.75	0.84	0.88	1.15	0.2100	67.0
20	15	160M	1745	49.2	415.7	28.4	240.0	8.20	235	350	87.5	89.0	89.5	0.74	0.84	0.88	1.15	0.339	108.0
25	18.5	160L	1750	60.1	472.8	34.7	273.0	10.20	225	300	88.5	89.5	90.5	0.75	0.85	0.89	1.15	0.3900	116.0
30	22	180M	1755	72.7	647.8	42.0	374.0	12.20	240	360	88.5	90.5	91.0	0.80	0.86	0.88	1.15	0.5000	151.0
40	30	200M	1770	96.1	727.5	55.5	420.0	16.20	250	270	89.3	91.2	91.7	0.78	0.85	0.88	1.15	1.1200	211.0
50	37	200L	1770	119.2	836.6	68.8	483.0	20.00	245	255	90.5	92.0	92.4	0.80	0.86	0.88	1.15	1.3000	237.0
60	45	225S/M	1770	140.6	795.0	81.2	459.0	24.00	190	215	92.0	93.0	93.0	0.84	0.88	0.89	1.00	1.7000	265.0
75	55	225S/M	1765	177.7	999.4	102.6	577.0	30.00	180	200	92.4	92.8	93.0	0.83	0.87	0.88	1.00	2.0000	291.0
100	75	250S/M	1770	238.3	1662.8	137.6	960.0	40.00	260	245	92.0	93.0	93.5	0.75	0.83	0.87	1.00	3.4000	427.0
125	90	280S/M	1775	293.6	1991.9	169.5	1150.0	50.00	240	250	91.0	93.0	93.8	0.77	0.85	0.88	1.00	5.7000	545.0
150	110	280S/M	1770	347.3	2168.5	200.5	1252.0	60.00	230	230	92.0	93.5	94.1	0.82	0.87	0.89	1.00	6.7000	615.0
175	132	315S/M	1775	409.8	2857.0	236.6	1534.0	70.00	210	220	93.0	93.7	94.1	0.82	0.87	0.88	1.00	10.5000	790.0
200	150	315S/M	1780	466.4	2991.3	269.3	1727.0	80.00	200	200	93.2	94.3	94.5	0.82	0.87	0.88	1.00	12.5000	878.0
250	185	315S/M	1780	575.0	3732.6	332.0	2155.0	100.00	210	200</									

## CARACTERÍSTICAS DE DESEMPEÑO

Motor IP55 - Uso General; Motor IPW55 - Uso Naval; Ambientes Agresivos.

(HP)	(kW)	CARGASA (IEC)	VELOCIDAD (rpm)	INTENSIDAD NOMINAL				TORQUE / CUPLA			EFICIENCIA (η%)			FACTOR DE POTENCIA (cos φ)			FACTOR DE SERVICIO	GD <sup>2</sup> DEL ROTOR (Kg <sup>m</sup> )	PESO (Kg)
				220 V		380 V		Cn (Kg <sup>m</sup> )	CP/Cn (%)	Cmáx/Cn (%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%			
				In(A)	Ia(A)	In(A)	Ia(A)												
<b>6 POLOS - 60 Hz</b>																			
1/8	0.09	63a	1090	0.69	2.08	0.40	1.20	0.08	200	195	39.0	46.5	50.0	0.50	0.59	0.66	1.15	0.0014	4.8
1/6	0.12	63b	1085	1.00	2.77	0.58	1.60	0.11	205	195	40.0	48.5	52.0	0.50	0.58	0.64	1.15	0.0014	4.8
1/4	0.18	71a	1100	1.40	4.16	0.81	2.40	0.16	210	220	43.0	50.5	53.0	0.46	0.55	0.63	1.15	0.0035	9.0
1/3	0.25	71b	1110	1.73	5.54	1.00	3.20	0.22	220	205	46.0	52.5	55.0	0.42	0.51	0.58	1.15	0.0041	9.6
1/2	0.37	80a	1150	2.25	11.1	1.30	6.40	0.31	275	340	60.0	66.5	69.0	0.45	0.57	0.66	1.15	0.0091	13.0
3/4	0.55	80b	1135	2.77	13.0	1.60	7.50	0.47	195	205	64.0	69.0	71.0	0.50	0.62	0.72	1.15	0.0095	13.5
1	0.75	90Sa	1160	3.91	20.8	2.26	12.0	0.61	220	275	65.0	68.0	73.0	0.48	0.61	0.68	1.15	0.0220	19.5
1.5	1.1	90S	1135	5.46	24.1	3.15	13.9	0.94	170	240	71.0	74.0	75.0	0.54	0.66	0.71	1.15	0.0220	19.5
2	1.5	100La	1150	7.19	38.1	4.15	22.0	1.2	190	240	70.0	75.0	77.0	0.49	0.61	0.70	1.15	0.0380	29.0
3	2.2	100L	1150	10.0	65.8	5.80	38.0	1.9	275	320	74.0	78.0	78.5	0.52	0.64	0.74	1.15	0.0490	31.0
4	3	112M	1150	13	76.2	7.50	44.0	2.5	195	285	78.0	82.0	83.0	0.52	0.64	0.72	1.15	0.0580	36.0
5	3.7	132Sa	1150	14.1	79.7	8.13	46.0	3.1	170	250	82.0	84.5	85.0	0.67	0.76	0.81	1.15	0.1150	50.0
6	4.5	132S	1150	17.8	100.5	10.3	58.0	3.7	180	265	83.0	85.0	85.5	0.60	0.70	0.76	1.15	0.1150	52.0
7.5	5.5	132Ma	1160	21.1	150.7	12.2	87.0	4.7	185	220	83.0	85.5	86.0	0.62	0.74	0.80	1.15	0.1650	63.0
10	7.5	132M	1150	28.2	188.8	16.3	109.0	6.2	200	260	84.5	86.5	87.0	0.61	0.73	0.79	1.15	0.1900	66.0
15	11	160Ma	1175	36.0	270.2	20.8	156.0	7.6	200.0	250	84.0	86.5	87.5	0.59	0.70	0.77	1.15	0.4100	98.0
20	15	160L	1170	54.9	436.5	31.7	252.0	12.2	180	270	86.0	89.0	89.5	0.61	0.73	0.79	1.15	0.5800	126.0
25	18.5	180L	1170	65.5	372.4	37.8	215.0	15.3	225	230	89.5	90.2	90.2	0.65	0.76	0.82	1.15	0.9200	170.0
30	22	200L	1180	79.0	519.6	45.6	300.0	18.3	235.0	290	90.5	91.0	91.0	0.68	0.77	0.81	1.15	1.400	225.0
40	30	200L	1175	103.2	614.9	59.6	355.0	24.00	185	265	90.8	91.7	91.7	0.66	0.78	0.82	1.15	1.700	240.0
50	37	225S/M	1185	140.3	850.4	81.0	491.0	30.00	225	265	90.5	91.8	92.0	0.64	0.71	0.75	1.00	2.800	305.0
60	45	250S/M	1175	149.8	940.5	86.5	543.0	36.00	215	260	91.0	92.3	92.5	0.69	0.79	0.84	1.00	3.300	475.0
75	55	250S/M	1175	182.2	1015.0	105.2	586.0	46.00	190.0	230	91.4	92.5	92.8	0.73	0.82	0.86	1.00	4.000	480.0
100	75	280S/M	1180	251.1	1325.0	145.0	765.0	61.00	200.0	210	92.0	92.8	93.0	0.72	0.80	0.83	1.00	7.500	625.0
125	90	280S/M	1180	314.0	1680.1	181.3	970.0	76.00	190.0	210	92.0	93.0	93.0	0.72	0.80	0.83	1.00	8.800	710.0
150	110	315S/M	1185	359.7	2050.7	207.7	1184.0	90.00	200.0	230	93.0	93.5	94.1	0.74	0.83	0.86	1.00	16.000	980.0
175	132	315S/M	1185	419.2	2514.9	242.0	1452.0	106.00	200.0	220	93.0	94.1	94.1	0.74	0.83	0.86	1.00	18.000	1080.0
200	150	315S/M	1185	478.0	2736.6	276.0	1580.0	121.00	210.0	230	93.0	94.0	94.2	0.75	0.83	0.86	1.00	20.000	1150.0
250	184	355M/L	1190	643.3	3865.7	371.4	1770.0	150.00	220.0	210	93.5	94.2	94.2	0.70	0.77	0.80	1.00	22.000	1380.0
300	220	355M/L	1185	771.1	3117.7	445.2	1800.0	180.00	210.0	200	93.5	94.0	94.3	0.70	0.78	0.80	1.00	26.000	1500.0
350	255	355M/L	1190	897.7	5577.2	518.3	3220.0	210.00	200.0	190	94.0	94.3	94.5	0.70	0.78	0.80	1.00	30.000	1630.0
400	295	355M/L	1190	1022.8	6373.9	590.5	3680.0	240.00	235.0	210	94.0	94.5	94.8	0.71	0.78	0.80	1.00	33.000	1730.0
450	330	355M/L	1190	1148.3	6538.5	663.0	3775.0	270.00	230.0	210	94.0	95.0	95.0	0.71	0.78	0.80	1.00	37.000	1820.0

## 8 POLOS - 60 Hz

1/12	0.06	63b	810	0.78	1.56	0.45	0.90	0.07	245	225	21.0	26.5	30.0	0.42	0.49	0.55	1.15	0.0014	4.4
1/8	0.09	71a	820	1.04	2.42	0.60	1.40	0.10	195	225	31.0	37.0	40.0	0.44	0.53	0.60	1.15	0.0041	9.6
1/6	0.18	80a	860	1.2	4.85	0.69	2.80	0.20	240	275	45.0	51.0	54.0	0.37	0.47	0.55	1.15	0.0091	13.0
1/4	0.12	71b	810	1.3	2.77	0.75	1.60	0.14	185	200	34.0	41.0	44.0	0.41	0.49	0.56	1.15	0.0041	9.6
1/3	0.21	80b	860	1.73	6.93	1.00	4.00	0.27	215	260	45.0	52.0	56.0	0.40	0.49	0.57	1.15	0.0091	13.0
1/2	0.37	90Sa	870	2.77	11.6	1.60	6.70	0.41	210	270	49.0	57.0	61.0	0.41	0.50	0.57	1.15	0.0220	20.0
3/4	0.55	90La	870	3.98	17.1	2.30	9.90	0.62	220	230	50.0	58.0	62.0	0.39	0.49	0.58	1.15	0.0260	20.5
1	0.75	90L	865	4.92	20.1	2.84	11.6	0.82	220	270	59.0	65.0	68.0	0.38	0.49	0.58	1.15	0.0260	20.5
1.5	1.1	100La	850	5.92	26	3.42	15.0	1.20	200	235	69.0	73.5	74.5	0.45	0.57	0.66	1.15	0.0390	27.5
2	1.5	112Ma	870	7.74	41.6	4.47	24.0	1.60	180	265	67.0	73.0	77.0	0.39	0.50	0.65	1.15	0.0680	30.0
3	2.2	132Sa	870	10.5	57.2	6.06	33.0	2.50	170	235	71.0	75.5	78.0	0.46	0.58	0.71	1.15	0.1150	55.5
4	3	132Ma	865	15.1	74.5	8.72	43.0	3.30	185	300	72.0	76.0	79.0	0.44	0.55	0.65	1.15	0.1150	63.0
5	3.7	132M	870	16.6	95.3	9.60	55.0	4.10	205	275	74.0	78.0	80.0	0.44	0.55	0.73	1.15	0.1640	64.5
7.5	5.5	160Ma	880	26.7	176.7	15.4	102.0	6.10	165	250	74.0	80.0	84.0	0.40	0.50	0.65	1.15	0.3300	89.0
10	7.5	160L	875	34.1	207.8	19.7	120.0	8.20	140	240	79.0	82.0	85.0	0.46	0.57	0.67	1.15	0.4100	121.0
15	11	180L	870	46.2	233.8	26.7	135.0	12.30	130	200	88.0	90.0	90.0	0.52	0.63	0.70	1.15	0.8500	160.0
20	15	180L	870	62.4	346.4	36.0	200.0	16.50	165	205	88.0	90.0	90.0	0.50	0.61	0.69	1.15	1.000	165.0
25	18.5	200L	870	72.1	439.9	41.6	254.0	20.00	155	280	90.0	91.0	91.0	0.58	0.68	0.74	1.15	2.100	237.0
30	22	225S/M	880	88.9	474.6	51.3	274.0	24.00	190	240	89.0	91.0	91.0	0.58	0.68	0.72	1.00	2.750	270.0
40	30	225S/M	880	117.8	588.9	68.0	340.0	33.00	190	240	91.0	91.5	91.5	0.59	0.68	0.72	1.00	4.000	305.0
50	37	250S/M	880	142.0	928.4	82.0	536.0	41.00	170	230	90.0	91.0	91.0	0.61	0.70	0.75	1.00	5.500	430.0
60	45	250S/M	875	157.8	956.1	91.1	552.0	49.00	175	230	90.0	91.5	91.5	0.63	0.74	0.78	1.00	6.400	440.0
75	55	280S/M	885	207.8	1486.1	120.0	858.0	61.00	180	240	90.0	91.5	92.0	0.60	0.71	0.76	1.00	8.800	560.0
100	75	280S/M	880	272.3	1692.2	157.2	977.0	81.00	190	255	91.0	92.5	92.5	0.65	0.73	0.77	1.00	10.300	640.0
125	90	315S/M	890	345.7	2026.5	199.6	1170.0	101.00	200	220	92.0	93.5	93.5	0.66	0.73	0.75	1.00	18.700	860.0
150	110	315S/M	890	408.1	2469.9	235.6	1426.0	121.00	200	215	92.0	93.8	93.8	0.64	0.73	0.76	1.00	21.000	960.0
180	132	355M/L	890	482.2	2944.5	278.4	1700.0	145.00	210	205	92.0	93.5	94.0	0.64	0.74	0.77	1.00	26.000	1200.0
200	150	355M/L	890	535.9	3221.6	309.4	1860.0	160.00	205	200	93.0	94.0	94.0	0.65	0.74	0.77	1.00	30.000	1350.0
250	185	355M/L	890	657.7	3917.9	379.7	2262.0	200.00	220	210	93.0	94.0	94.5	0.67	0.76	0.78	1.00	34.000	1480.0
300	220	355M/L	890	807.5	4208.9	466.2	2430.0	2											

Anexo A.11: Catálogo del acoplamiento flexible TB Wood's.


# SURE-FLEX® ELASTOMERIC COUPLINGS

- **Need No Lubrication, No Maintenance**
- **Quick, Easy Installation**
- **Clean, Quiet Performance**




TB WOOD'S INCORPORATED ■ Chambersburg, Pennsylvania 17201  
T.B. WOOD'S CANADA LTD. ■ Stratford, Ontario N5A 6V6

## SURE-FLEX FEATURES



**EASY, QUICK  
INSTALLATION**

Sure-Flex can be installed quickly and easily, because there are no bolts, gaskets, covers or seals. Alignment can be checked with a straightedge placed across the outside of the precision-machined flanges. No special tools are needed for installation, alignment or removal.



**NO LUBRICATION,  
TROUBLE-FREE OPERATION**

The teeth of the sleeve lock into the teeth of the flanges without clamps or screws, tightening under torque to provide smooth transmission of power. There is no rubbing action of metal against rubber to cause wear. Couplings are not affected by abrasives, dirt, or moisture. This eliminates the need for lubrication or maintenance, provides clean, dependable, quiet performance.

### SURE-FLEX SELECTION

Sure-Flex couplings are selected as component parts.


- Determine SLEEVE material and type.  
Refer to pages F1—4 & 5
- Determine coupling SIZE.  
Refer to pages F1—6, 7, & 8
- Determine FLANGES to be used.  
Refer to pages F1—9 thru 16

Specify coupling components.

- Example #1 - Close coupled  
Size 6, Type S flange w 1-3/8 bore  
Size 6, Type S flange w 1" bore  
Size 6, Solid EPDM sleeve
- Example #2 - 5" Between shaft spacer  
Size 9, Type 9C flange for #11 hub  
Size 9, Type 9C flange for #9 hub  
Size 11 hub w 2-9/8 bore  
Size 9 short hub w 1-1/8 bore  
Size 9 Solid Hytrel sleeve

PROD. NUMBER	PROD. DESCRIPTION
6S138	6Sx1-3/8
6S1	6Sx1
6J	6JE
9SC5011	9SC50-11
9SC50	9SC50
11SCH238	11SCH x 2-3/8
9SCHS118	9SCHS x 1-1/8
9H	9H










Anexo A.11: Catálogo del acoplamiento flexible TB Wood's (continuación).

 <b>SURE-FLEX SLEEVE SELECTION</b>				
Sure-Flex Sleeves are available in four materials or compounds and various shape configurations.				
CONSTRUCTIONS AVAILABLE	EPDM	Neoprene	Hytrel	Urethane
1 pc. unsplit 1 pc. split 2 piece	JE JES E	JN JNS N	H — HS	U — —
TYPICAL USE	General Purpose	Oil Resist Non-flame	General Purpose	Stiffness
REL. RATING WIND-UP ANGULAR MISALIGN	1X 15° 1"	1X 15° 1"	4X 7° 1/4"	4X 3° 1/4"
TEMPERATURE (F) maximum minimum	+275° -30°	+200° -0°	+250° -65°	+200° -80°

SURE-FLEX SLEEVES					
Product No.	Product Description	Product No.	Product Description	Product No.	Product Description
3J	3JE EPDM	4	4E EPDM	6H	6H Hytrel
4J	4JE EPDM	5	5E EPDM	7H	7H Hytrel
5J	5JE EPDM	6	6E EPDM	8H	8H Hytrel
6J	6JE EPDM	7	7E EPDM	9H	9H Hytrel
7J	7JE EPDM	8	8E EPDM	10H	10H Hytrel
8J	8JE EPDM	9	9E EPDM	11H	11H Hytrel
9J	9JE EPDM	10	10E EPDM	12H	12H Hytrel
10J	10JE EPDM	11	11E EPDM		
		12	12E EPDM	6HS	6HS Split Hytrel
3JS	3JES EPDM Split	13	13E EPDM	7HS	7HS Split Hytrel
4JS	4JES EPDM Split	14	14E EPDM	8HS	8HS Split Hytrel
5JS	5JES EPDM Split	15	15E EPDM	9HS	9HS Split Hytrel
6JS	6JES EPDM Split	16	16E EPDM	10HS	10HS Split Hytrel
7JS	7JES EPDM Split	4N	4N Neoprene	11HS	11HS Split Hytrel
8JS	8JES EPDM Split	5N	5N Neoprene	12HS	12HS Split Hytrel
9JS	9JES EPDM Split	6N	6N Neoprene	13HS	13HS Split Hytrel
10JS	10JES EPDM Split	7N	7N Neoprene	14HS	14HS Split Hytrel
		8N	8N Neoprene		
3JN	3JN Neoprene	9N	9N Neoprene	10U	10U Urethane
4JN	4JN Neoprene	10N	10N Neoprene	11U	11U Urethane
5JN	5JN Neoprene	11N	11N Neoprene	12U	12U Urethane
6JN	6JN Neoprene	12N	12N Neoprene		
7JN	7JN Neoprene	13N	13N Neoprene		
8JN	8JN Neoprene	14N	14N Neoprene		
3JNS	3JNS Neoprene Split				
4JNS	4JNS Neoprene Split				
5JNS	5JNS Neoprene Split				
6JNS	6JNS Neoprene Split				
7JNS	7JNS Neoprene Split				
8JNS	8JNS Neoprene Split				

Flexible sleeves for Wood's Sure-Flex couplings are available in four materials (EPDM Neoprene, Hytrel and Urethane) and in three basic constructions. Characteristics of the materials are given on page F1—4 and the various types are shown and described here.

 <p>JE, JN</p>		 <p>Types JES, JNS</p>	<p><b>JE-JES-JN-JNS</b> J sleeves are molded EPDM rubber (E) or Neoprene (N). They are available in one-piece solid construction (JE, JN) or one-piece split construction (JES, JNS). These sleeves may be used in any Sure-Flex flange within a given size.</p>
 <p>E and N (Assembled)</p>		 <p>Types E and N (Disassembled)</p>	<p><b>E-N</b> These sleeves are of two-piece design with a retaining ring. They are available in either EPDM (E) or Neoprene (N). They may be used with any flange within a given size. Sleeves are shown here assembled and disassembled.</p>
 <p>H or U</p>		 <p>HS</p>	<p><b>H-HS-U</b> H (Hytrel) and U (Urethane) sleeves, designed for high-torque applications, transmit four times as much power as an equivalent EPDM or Neoprene sleeve. Available in one-piece solid construction (H or U) or two-piece split construction (HS), these can be used only with S, C and SC flanges. They cannot be used with J or B flanges or as direct replacements for EPDM or Neoprene sleeves.</p>

**DIMENSIONS (in.)**

Coupling Size	JE, JES, JN & JNS Sleeves EPDM & Neoprene			E and N Sleeves EPDM & Neoprene			H, U & HS Sleeves Hytrel & Urethane		
	D	W	Wt. (lbs.)	D	W	Wt. (lbs.)	D	W	Wt. (lbs.)
3	1 7/8	1	.06	...	...	...	...	...	...
4	2 5/16	1 1/4	.10	2 5/16	1 1/4	.11	...	...	...
5	2 15/16	1 9/16	.20	2 15/16	1 9/16	.25	...	...	...
6	3 3/4	1 7/8	.40	3 3/4	1 7/8	.49	3 3/4	1 7/8	.44
7	4 11/32	2 3/16	.62	4 11/32	2 3/16	.77	4 11/32	2 3/16	.69
8	5 1/16	2 1/2	1.13	5 1/16	2 1/2	1.4	5 1/16	2 1/2	1.4
9	6	3	1.46	6	3	2.0	6	3	1.8
10*	7 1/16	3 7/16	2.32	7 1/16	3 7/16	3.2	7 1/16	3 7/16	2.9
11	...	...	...	8 3/16	4	5.1	8 3/16	4	4.5
12	...	...	...	9 9/16	4 11/16	8.1	9 9/16	4 11/16	7.3
13	...	...	...	11 3/16	5 1/2	13.0	11 3/16	5 1/2	11.9
14	...	...	...	13 3/32	6 1/2	21.1	13 3/32	6 1/2	19.3
16	...	...	...	17 29/32	8 3/4	45.3	...	...	...

The 13 and 14 Hytrel available with HS sleeves only.  
\*All 9J and 10J sleeves available in EPDM only. Only sizes available in Urethane.

Anexo A.11: Catálogo del acoplamiento flexible TB Wood's (continuación).

## SURE-FLEX COUPLING SIZE SELECTION

**1. Select Load Symbol based on your driveN machine.**

Application	Load Symbol	Application	Load Symbol	Application	Load Symbol
AGITATORS—Paddle, Propeller, Screw	L	DEWATERING SCREEN (sewage)	M	MILLS	
BAND RESAW (lumber)	M	DISC FEEDER	L	Ball, Pebble, Rod, Tube, Rubber Tumbling	H
BARGE HAUL PULLER	H	DOUGH MIXER	M	Dryer and Cooler	H
BARKING (lumber)	H	DRAW BENCH CONVEYOR and MAIN DRIVE	H	MIXERS	
BAR SCREEN (sewage)	L	DREDGES		Concrete, Muller	M
BATCHES (textile)	L	Cable Reel, Pumps	M	Barbury	H
BEATER AND PULPER (paper)	M	Cutter Head Drive, Jig Drive, Screen Drive	H	ORE CRUSHER	H
BENDING ROLL (metal)	L	Maneuvering and Utility Winch, Stacker	M	OVEN CONVEYOR	L
BLEACHER (paper)	L	DYNAMOMETER	L	PLANER (metal or wood)	M
BLOWERS		DRYERS (rotary)	M	PRESSES	
Centrifugal, Vane	L	EDGER (lumber)	H	Brick, Briquette Machine	H
Lobe	M	ELEVATOR		Notching, Paper, Punch, Printing	M
BOTTLING MACHINERY	L	Bucket	M	PUG MILL	M
BREW KETTLES (distilling)	L	Escalator	L	PULP GRINDER (paper)	H
BUCKET ELEVATOR OR CONVEYOR	M	Freight, Passenger, Service, Man Lift	H	PULVERIZERS	
CALENDERS		Extruder (metal)	H	Hammemill—light duty, Roller	M
Calendar (paper)	M	FANS		Hammemill—heavy duty, Hog	H
Calendar—super (paper), Calendar (rubber)	H	Centrifugal	L	PUMPS	
CANE KNIVES (sugar)	M	Cooling Tower	H	Centrifugal, Axial	L
CAPD MACHINE (textile)	H	Forced Draft, Large Industrial or Mine	M	Gear, Lobe, Vane	M
CAR DUMPERS	H	FEEDERS		Reciprocating—sngl. or dbl. acting, cylinder	*
CAR PULLERS	M	Apron, Belt, Disc	L	FEEL, REWINDER (paper) CABLE	M
CEMENT KILN	H	Reciprocating	H	ROD MILL	H
CENTRIFUGAL BLOWERS		Screw	M	SAWDUST CONVEYOR	L
COMPRESSORS, FANS or PUMPS	L	FILTER, PRESS-OIL	M	SCREENS	
CHEMICAL FEEDERS (sewage)	L	GENERATORS		Air Washing, Water	L
CHILLER (oil)	M	Uniform load	L	Rotary for coal or sand	M
CHIPPER (paper)	H	Varying load, Hoist	M	Vibrating	H
CIRCULAR RESAW (lumber)	M	Welders	H	SCREW CONVEYOR	L
CLARIFIER or CLASSIFIER	L	GRIT COLLECTOR (sewage)	L	SLAB CONVEYOR (lumber)	M
CLAY WORKING MACHINERY	M	GRIZZLY	H	SLITTERS (metal)	M
COLLECTORS (sewage)	L	HAMMERMILL		SOAPERS (textile)	L
COMPRESSORS		Light Duty, Intermittent	M	SORTING TABLE (lumber)	M
Centrifugal	L	Heavy Duty, Continuous	H	SPINNER (textile)	M
Reciprocating	M	HOISTS		STOKER	M
Screw, Lobe	L	Heavy Duty	H	SUCTION ROLL (paper)	M
CONCRETE MIXERS	M	Medium Duty	M	TENTER FRAMES (textile)	M
CONVERTING MACHINE (paper)	M	JORDAN (paper)	H	TIRE BUILDING MACHINES	H
CONVEYORS		KILN, ROTARY	H	TIRE & TUBE PRESS OPENER	L
Apron, Assembly Belt, Flight, Oven, Screw	L	LAUNDRY WASHER or TUMBLER	H	TUMBLING BARRELS	H
Bucket	M	LINE SHAFTS	M	WASHER and THICKENER (paper)	M
COOKERS—Brewing, Distilling, Food	L	LOG HAUL (lumber)	H	WINCHES	M
COOLING TOWER FANS	H	LOOM (textile)	M	WINDERS, Paper, Textile, Wire	M
COUCH (paper)	M	MACHINE TOOLS, MAIN DRIVE	M	WINDLASS	M
CRANES and HOISTS	M	MANGLE (textile)	L	WIRE	
Heavy Duty Mine	H	MASH TUBS (distilling)	L	Drawing	H
CRUSHERS—Cane (sugar), Stone or Ore	H	MEAT GRINDER	M	Winding	M
CUTTER—Paper	H	METAL FORMING MACHINES	M	WOODWORKING MACHINERY	L
CYLINDER (paper)	H				

\*Consult Factory

**2. Determine Service Factor using Load Symbol and driveR.**

Load Symbol	L Light	M Medium	H Heavy
Standard AC Motor DC Shunt Motor *Engine, 8 or more cylinders	1.25	1.5	2.0
High Torque AC Motor DC Series & Comp. *Engine, 4-6 cylinders	1.5	2.0	2.5
*Engine, 3 cylinders or less	2.0	2.5	3.0
Turbine	1.0	1.25	1.5

\*On applications involving varying torque loads, design around the maximum load. Then determine the resulting service factor at minimum load. If this value is greater than 4.0, special coupling alignment will be required (see page F1—18).

Caution: Applications involving reciprocating engines and reciprocating driven devices are subject to rotational vibrational critical speeds which may destroy the coupling. The factory can determine these speeds when the rotational inertia (WR<sup>2</sup>) of the driveR and driveN units is known.

**Anexo A.11: Catálogo del acoplamiento flexible TB Wood's (continuación).**

**SURE-FLEX COUPLING SIZE SELECTION**  
(continued)



3. If coupling to the shaft of a 60 HZ AC motor, you may refer to page 8, locate the correct chart & columns for your sleeve material, motor speed and service factor; you can read the coupling size across from the motor horsepower.

Example: For 150 HP @ 1750 RPM and 1.5 Service Factor - Use #13 EPDM or Neoprene or #10 Hytrel or Urethane.

4. For other speeds, use the following formula to calculate the required coupling horsepower rating @ 100 rpm.

$$HP @ 100 \text{ rpm} = HP \times \text{Service Factor} \times 100 / \text{coupling RPM}$$

5. Use the chart below to find a coupling with a HP @ 100 RPM rating which is greater than calculated above.

Example: For 5 HP @ 55 RPM and 1.25 Service Factor:

$$HP @ 100 = 5 \times 1.25 \times 100 / 55 = 11.36$$

Use #12 EPDM or Neoprene or #9 Hytrel with rating of 11.4 HP.

**COUPLING RATINGS**

Size	EPDM Sleeves	Neoprene Sleeves	HP @ RPM				Torque (in. lbs.)	Stiffness (in. lbs./rad)	Max RPM
			100	1160	1750	3500			
3	JE,JES	JN,JNS	0.1	1.1	1.7	3.3	60	229	9200
4	E,JE,JES	N,JN,JNS	0.2	2.2	3.3	6.7	120	458	7600
5	E,JE,JES	N,JN,JNS	0.4	4.4	6.7	13	240	916	7600
6	E,JE,JES	N,JN,JNS	0.7	8.3	12.5	25	450	1718	6000
7	E,JE,JES	N,JN,JNS	1.2	13	20	40	725	2769	5250
8	E,JE,JES	N,JN,JNS	1.8	20	32	63	1135	4335	4500
9	E,JE,JES	N	2.9	33	50	100	1800	6875	3750
10	E,JE,JES	N	4.6	53	80	160	2875	10660	3600
11	E	N	7.2	83	126	252	4530	17300	3600
12	E	N	11.4	132	200		7200	27500	2800
13	E	N	18.0	209	315		11350	43350	2400
14	E	N	28.6	331	500		18000	68755	2200
16	E		75.0	870			47250	180480	1500
Size	Hytrel Sleeves	Urethane Sleeves	HP @ RPM				Torque (in. lbs.)	Stiffness (in. lbs./rad)	Max RPM
			100	1160	1750	3500			
6	H, HS		2.9	33	50	100	1800	10000	6000
7	H, HS		4.6	53	80	160	2875	20000	5250
8	H, HS		7.2	84	126	252	4530	30000	4500
9	H, HS		11.4	132	200	400	7200	47500	3750
10	H, HS	U	18.0	209	315	630	11350	100000*	3600
11	H, HS	U	28.6	331	500	1000	18000	125000*	3600
12	H, HS	U	50.0	580	875		31500	225000*	2800
13	HS		75.0	870	1312		47268	368900	2400
14	HS		115.0	1334	2013		72480	593250	2200

\* Urethane values are 220000, 350000, and 600000.

**Anexo A.12: Selección de rodamiento según DIN ISO281.**

Tabla A.12.1: Factores de probabilidad de falla ( $a_1$ ).

Probabilidad de fallo en %	10	5	4	3	2	1
Factor $a_1$	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

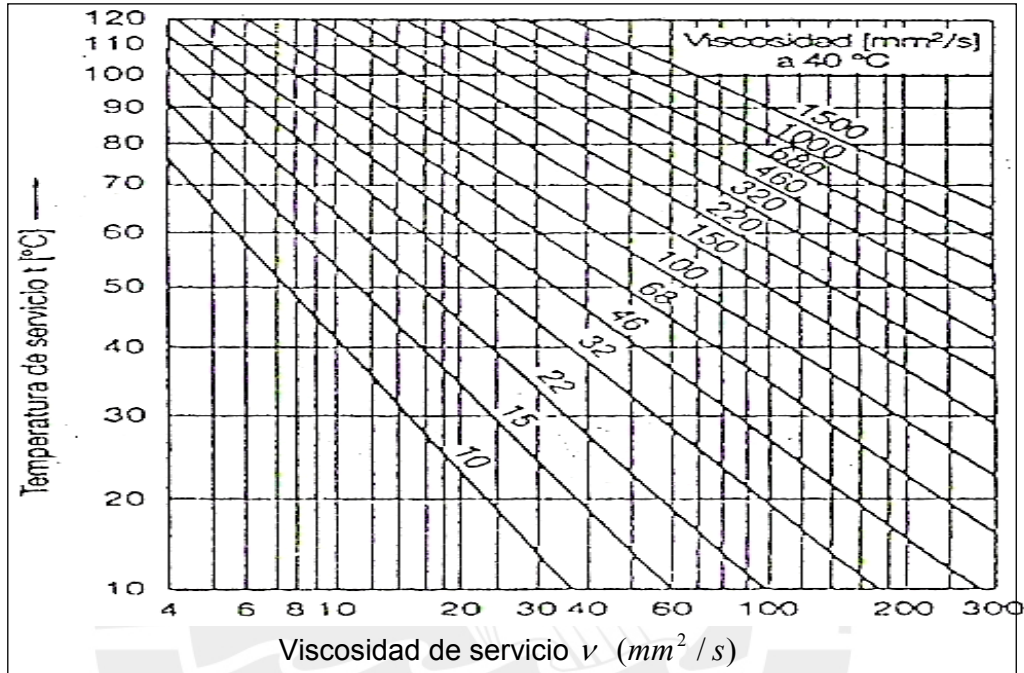


Figura A.12.1: Temperatura de servicio en función de la viscosidad de servicio.

Tabla A.12.2: Clase de pureza del aceite ISO 4406.

Clase de pureza del aceite según ISO 4406(extracto)				Código
Número de partículas en cada 100 ml				
más de y	hasta	más de y	hasta	
500000	1000000	64000	130000	20/17
250000	500000	32000	64000	19/16
130000	250000	16000	32000	18/15
64000	130000	8000	16000	17/14
32000	64000	4000	8000	16/13
16000	32000	2000	4000	15/12
8000	16000	1000	2000	14/11
4000	8000	500	1000	13/10
2000	4000	250	500	12/9
1000	2000	130	250	11/8
1000	2000	64	130	11/7
500	1000	32	64	10/6
250	500	32	64	9/6



Anexo A.12: Selección de rodamiento según DIN ISO281 (continuación).

Tabla A.12.3: Valores de  $f_L$  y  $f_n$  en función de la duración requerida y las revoluciones respectivamente.

Valores $f_L$ para rodamientos de bolas								Valores $f_L$ para rodamientos de rodillos											
Lh	$f_L$	Lh	$f_L$	Lh	$f_L$	Lh	$f_L$	Lh	$f_L$	Lh	$f_L$	Lh	$f_L$	Lh	$f_L$				
h		h		h		h		h		h		h		h					
100	0.585	420	0.944	1700	1.5	6500	2.35	28000	3.83	100	0.617	420	0.949	1700	1.44	6500	2.16	28000	3.35
110	0.604	440	0.958	1800	1.53	7000	2.41	30000	3.91	110	0.635	440	0.952	1800	1.47	7000	2.21	30000	3.42
120	0.621	460	0.973	1900	1.56	7500	2.47	32000	4	120	0.652	460	0.975	1900	1.49	7500	2.25	32000	3.48
130	0.638	480	0.986	2000	1.59	8000	2.52	34000	4.08	130	0.668	480	0.988	2000	1.52	8000	2.3	34000	3.55
140	0.654	500	1.0	2200	1.64	8500	2.57	36000	4.16	140	0.683	500	1	2200	1.55	8500	2.34	36000	3.61
150	0.669	550	1.03	2400	1.69	9000	2.62	38000	4.24	150	0.697	550	1.03	2400	1.6	9000	2.38	38000	3.67
160	0.684	600	1.06	2600	1.73	9500	2.67	40000	4.31	160	0.71	600	1.06	2600	1.64	9500	2.42	40000	3.72
170	0.698	650	1.09	2800	1.78	10000	2.71	42000	4.38	170	0.724	650	1.08	2800	1.68	10000	2.46	42000	3.78
180	0.711	700	1.12	3000	1.82	11000	2.8	44000	4.45	180	0.736	700	1.11	3000	1.71	11000	2.53	44000	3.83
190	0.724	750	1.14	3200	1.86	12000	2.89	46000	4.51	190	0.748	750	1.13	3200	1.75	12000	2.59	46000	3.88
200	0.737	800	1.17	3400	1.89	13000	2.96	48000	4.58	200	0.76	800	1.15	3400	1.78	13000	2.66	48000	3.93
220	0.761	850	1.19	3500	1.93	14000	3.04	50000	4.64	220	0.782	850	1.17	3600	1.81	14000	2.72	50000	3.98
240	0.783	900	1.22	3800	1.97	15000	3.11	55000	4.73	240	0.802	900	1.19	3800	1.84	15000	2.77	55000	4.1
260	0.804	950	1.24	4000	2	16000	3.17	60000	4.83	260	0.822	950	1.21	4000	1.87	16000	2.83	60000	4.2
280	0.824	1000	1.26	4200	2.03	17000	3.24	65000	5.07	280	0.84	1000	1.23	4200	1.89	17000	2.88	65000	4.31
300	0.843	1100	1.3	4400	2.06	18000	3.3	70000	5.19	300	0.858	1100	1.27	4400	1.92	18000	2.93	70000	4.4
320	0.862	1200	1.34	4600	2.1	19000	3.36	75000	5.31	320	0.873	1200	1.3	4600	1.95	19000	2.98	75000	4.5
340	0.879	1300	1.38	4800	2.13	20000	3.42	80000	5.43	340	0.889	1300	1.33	4800	1.97	20000	3.02	80000	4.75
360	0.895	1400	1.41	5000	2.15	22000	3.5	85000	5.54	360	0.906	1400	1.36	5000	2	22000	3.11	85000	4.9
380	0.913	1500	1.44	5500	2.22	24000	3.53	90000	5.65	380	0.921	1500	1.39	5500	2.05	24000	3.19	90000	5.54
400	0.928	1600	1.47	6000	2.29	26000	3.73	100000	5.85	400	0.935	1600	1.42	6000	2.11	26000	3.27	100000	6.03

Valores $f_n$ para rodamientos de bolas				Valores $f_n$ para rodamientos de rodillos															
n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$												
min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>													
10	1.49	55	0.846	340	0.461	1800	0.265	9500	0.162	10	1.44	55	0.861	340	0.498	1800	0.302	9500	0.183
11	1.45	60	0.822	360	0.452	1900	0.26	10000	0.149	11	1.39	60	0.838	360	0.49	1900	0.297	10000	0.181
12	1.41	65	0.8	380	0.444	2000	0.255	11000	0.145	12	1.36	65	0.818	380	0.482	2000	0.293	11000	0.176
13	1.37	70	0.781	400	0.437	2200	0.247	12000	0.141	13	1.33	70	0.8	400	0.475	2200	0.285	12000	0.171
14	1.34	75	0.763	420	0.43	2400	0.24	13000	0.137	14	1.3	75	0.784	420	0.468	2400	0.277	13000	0.167
15	1.3	80	0.747	440	0.423	2500	0.234	14000	0.134	15	1.27	80	0.769	440	0.461	2500	0.27	14000	0.163
16	1.28	85	0.732	460	0.417	2800	0.228	15000	0.131	16	1.25	85	0.755	460	0.455	2800	0.265	15000	0.16
17	1.25	90	0.718	480	0.411	3000	0.223	16000	0.128	17	1.22	90	0.742	480	0.449	3000	0.259	16000	0.157
18	1.23	95	0.705	500	0.405	3200	0.218	17000	0.125	18	1.2	95	0.73	500	0.444	3200	0.254	17000	0.154
19	1.21	100	0.693	550	0.393	3400	0.214	18000	0.123	19	1.18	100	0.719	550	0.431	3400	0.25	18000	0.151
20	1.19	110	0.672	600	0.382	3600	0.21	19000	0.121	20	1.17	110	0.699	600	0.42	3600	0.245	19000	0.149
22	1.15	120	0.652	650	0.372	3800	0.206	20000	0.119	22	1.13	120	0.681	650	0.41	3800	0.242	20000	0.147
24	1.12	130	0.635	700	0.362	4000	0.203	22000	0.115	24	1.1	130	0.665	700	0.401	4000	0.238	22000	0.143
26	1.09	140	0.62	750	0.354	4200	0.199	24000	0.112	26	1.08	140	0.65	750	0.393	4200	0.234	24000	0.139
28	1.06	150	0.606	800	0.347	4400	0.195	26000	0.109	28	1.05	150	0.637	800	0.385	4400	0.231	26000	0.136
30	1.04	160	0.593	850	0.34	4600	0.194	28000	0.106	30	1.03	160	0.625	850	0.378	4600	0.228	28000	0.133
32	1.01	170	0.581	900	0.333	4800	0.191	30000	0.104	32	1.01	170	0.613	900	0.372	4800	0.225	30000	0.13
34	0.993	180	0.57	950	0.327	5000	0.188	32000	0.101	34	0.994	180	0.603	950	0.366	5000	0.222	32000	0.127
36	0.975	190	0.56	1000	0.322	5500	0.182	34000	0.0993	36	0.977	190	0.593	1000	0.36	5500	0.216	34000	0.125
38	0.957	200	0.55	1100	0.312	6000	0.177	36000	0.0975	38	0.954	200	0.584	1100	0.35	6000	0.211	36000	0.123
40	0.941	220	0.533	1200	0.303	6500	0.172	38000	0.0957	40	0.947	220	0.569	1200	0.341	6500	0.206	38000	0.121
42	0.926	240	0.518	1300	0.295	7000	0.168	40000	0.0941	42	0.933	240	0.553	1300	0.333	7000	0.201	40000	0.119
44	0.912	260	0.504	1400	0.289	7500	0.164	42000	0.0926	44	0.92	260	0.54	1400	0.326	7500	0.197	42000	0.117
46	0.899	280	0.492	1500	0.281	8000	0.161	44000	0.0912	46	0.908	280	0.528	1500	0.319	8000	0.193	44000	0.116
48	0.885	300	0.481	1600	0.275	8500	0.158	46000	0.0898	48	0.896	300	0.517	1600	0.313	8500	0.19	46000	0.114
50	0.874	320	0.471	1700	0.27	9000	0.155	50000	0.0874	50	0.885	320	0.507	1700	0.307	9000	0.186	50000	0.111

**Anexo A.12: Selección de rodamiento según DIN ISO281 (Continuación).**

Tabla A.12.4: Valores de "e", "Y" y "X" para los diferentes rodamientos.

Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r}$ e		$\frac{F_a}{F_r}$ Y e		e	Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r}$ e		$\frac{F_a}{F_r}$ Y e		e
	X	Y	X	Y			X	Y	X	Y	
<b>Rodamientos de rodillos a rótula</b>						<b>Rodamientos rígidos de bolas</b>					
23944-239/670	1	3,7		5,5	0,18	Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
239710-239/950		4	0,67	6	0,17	$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$			2	0,22	
23024 C-23068 CA	1	2,9		4,4	0,23	$\frac{F_a}{C_0} = 0,04$			1,8	0,24	
23072 CA-230/300 CA		3,3	0,67	4,9	0,21	$\frac{F_a}{C_0} = 0,07$	0	0,56	1,6	0,27	
24024 C-24080 CA	1	2,3		3,5	0,29	$\frac{F_a}{C_0} = 0,13$			1,4	0,31	
24084 CA-240/300 CA		2,4	0,67	3,6	0,28	$\frac{F_a}{C_0} = 0,25$			1,2	0,37	
23120 C-23123 C	1	2,4		3,6	0,28	$\frac{F_a}{C_0} = 0,5$			1	0,44	
23130 C-231/300 CA		2,3	0,67	3,5	0,29						
24122 C-24123 C	1	1,9		2,9	0,35	<b>Rodamientos de bolas a rótula</b>					
24130 C-24172 CA		1,8	0,67	2,7	0,37	135, 126, 127, 108, 129	1	1,8	0,65	2,8	0,34
24176 CA-241/300 CA		1,9		2,9	0,35	1200-1203					
22205 C-22207 C		2,1		3,1	0,32	64-05	2			3,1	0,31
08 C-09 C		2,5		3,7	0,27	08-07	2,3			3,6	0,27
10 C-20 C	1	2,9	0,67	4,4	0,23	08-09	2,7			4,2	0,23
22 C-44 C		2,6		3,9	0,26	10-15	1	2,9	0,65	4,5	0,21
48-64		2,4		3,6	0,28	14-20				5,2	0,19
23218 C-23220 C	1	2,2		3,3	0,31	13-22				5,6	0,17
22 C-64 CA		2	0,67	3	0,34	24-30				5	0,2
21304-21305		2,8		4,2	0,24	2200-2204				2	0,5
06-10	1	3,2	0,67	4,8	0,21	05-07				2,6	0,37
11-19		3,4		5	0,2	08-09	1	2		3,1	0,31
20-22		3,7		5,5	0,18	10-15				2,3	0,65
22308 C-22310 C		1,8		2,7	0,37	14-20				3,5	0,28
11 C-15 C		1,9		2,9	0,35	21-22				2,4	3,8
16 C-40 C	1	2	0,67	3	0,34	1300-1301				2,3	3,5
44-56		1,9		2,9	0,35	04-05	1	1,8		2,8	0,34
						06-09				2,2	0,65
						10-22				2,5	3,9
						2301				2,8	4,3
						2101-2104				1	1,6
						05-10	1	1,2	0,65	1,9	0,52
						11-18				1,5	2,1
										1,6	2,3
											0,39
<b>Rodamientos de rodillos cónicos</b>						<b>Rodamientos de bolas con contacto angular</b>					
30203-30204				1,75	0,34	Series 72 B, 73 B	1	0	0,35	0,57	1,14
05-08	1	0	0,4	1,6	0,37	Series 72 B0, 73 B0					
09-22				1,45	0,41	Un par de rodamientos en montaje en el mismo sentido	1	0	0,35	0,57	1,14
24-30				1,35	0,44	Un par de rodamientos en montaje O o X	1	0,35	0,57	0,23	1,14
32206-32208	1	0	0,4	1,6	0,37	Series 32 A, 33 A	1	0,72	0,67	1,17	0,86
09-22				1,45	0,41						
24-30				1,35	0,44						
30302-30303				2,1	0,28						
04-07	0	0,4		1,95	0,31						
08-24				1,75	0,34						
31305-31318	1	0	0,4	0,72	0,82						
32303				2,1	0,28						
32304-32307	1	0	0,4	1,95	0,31						
08-24				1,75	0,34						



**Anexo 13: Cotización del precio del acoplamiento flexible.**

De: INCORIN SAC <INCORIN@terra.com.pe>  
Enviado el: Monday, November 20, 2006 2:08:55 PM  
Asunto: Re: Solicitud de Productos y Servicios  
ESTIMADO ING. PEREZ;  
AGRADEZCO SU COMUNICACION

COT. No 405/06  
ACOPLAMIENTO FLEXIBLE, MARCA TB WOOD'S - USA  
MODELO: 6JE  
POTENCIA : 4 HP  
VELOCIDAD: 1400 RPM  
US\$ 76.00 + IGV

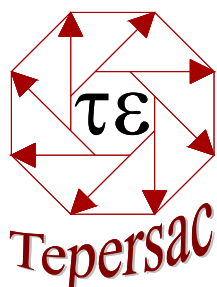
ENTREGA: STOCK  
PAGO : C/E

SALUDOS

ING. DANIEL AVILA  
INCORIN SAC  
832\*7842

**Anexo 14: Cotización de precio del motor de inducción.**

<b>Nº 003105</b>		<b>DELCROSA II</b>	
<small>ENERGIA PARA EL PERÚ</small>			
Señor(es): <u>Universidad Católica.</u>			
Att. :	<u>Ing Piero Perez Pantoja.</u>	Fax : _____	
Ref. :	_____	Fecha : <u>17/11/06.</u>	
Teléfono: <u>93494072</u>	Vendedor :	<u>Roberto Tejeda.</u>	
Es grato para nosotros someter a su consideración nuestra oferta por:			
Motor eléctrico trifásico marca DELCROSA EBERLE, Tipo Jaula de Ardilla, Voltaje 220/380/440 V, 60 Hz, Aislamiento Clase "F", Totalmente cerrado (TEFC), para trabajar hasta 1000 m.s.n.m. Temperatura de ambiente máxima de 40° C.			
Ítem	01	02	03
Cantidad			
Tipo	<u>B 112 M6</u>		
Potencia (HP)	<u>4</u>		
Velocidad (RPM)	<u>1150</u>		
Factor de servicio	<u>1.15</u>		
Forma constructiva	<u>B3</u>		
Protección	<u>IP55</u>		
Valor Venta Unitario	US\$	<u>218,5</u>	
Valor Venta Total	US\$	<u>160 41,52</u>	
		<u>260.02</u>	
----- (Añadir el 19% del impuesto General a las Ventas)			
Tiempo de entrega	:	<u>Inmediata</u>	
Forma de pago	:	<u>Contado</u>	
Garantía	:	<u>2 años</u>	
Validez de la oferta	:	<u>15 días</u>	
Atentamente,			
Departamento Comercial			
BANCO	Cta. Corriente Moneda Nacional	Cta. Corriente Moneda Extranjera	
Continental	0011-0910-78-0100032020	0011-0910-71-0100032373	
Crédito	191--0239002-0-61	191-0695905-1-51	
Interbank	014-000004602-4	014-000004602-3	
Scotiabank	001-0128002	001-0128010	
BIF	301-3049126	301-3049134	
Construcciones Electromecánicas Delcrosa S.A. Av. Argentina 1515 Lima 01 - PERÚ © 336-6614 - Fax: 336-8189 Nextel: 827*5269 http: www.delcrosa.com.pe e-mail: postmast@delcrosa.com.pe RUC: 20100019940			

**Anexo 15: Cotización de precio del regulador electrónico de carga.**

**TECNOLOGÍA ENERGÉTICA PERUANA S. A. C.**

Ingeniería de Punta, Centrales Hidroeléctricas, redes, agua potable, energía eólica, solar, proyectos

Lima, 07 de Diciembre de 2006

Señor  
**PIERO PEREZ PANTOJA**

Le hacemos llegar nuestra propuesta económica referente a un Regulador electrónico de carga.

Potencia	5 kW
N° de fases	3
Voltaje	380/220
Frecuencia	60 Hz

**1.1 Carga secundaria 3 kW (tanque de resistencias)**

<b>Costo</b>		
Sub total	US\$	2 200.00
I G V	US\$	418.00
Total	US\$	2 618.00

**1.1.1 Son dos mil seiscientos dieciocho con 00/100 dólares americanos**

*Forma de pago*

60% a la firma del contrato  
40% contra entrega

**Período de garantía:** 01 año contra defectos de fabricación

**1.2 Lugar de entrega: En Lima**

**Tiempo de entrega:** 02 meses

Atentamente,

Ing. EMILIO MAYORGA NAVARRO  
TEPERSAC

**Anexo 16: Cotización de las capacitancias.**

<b>MORITANI S.A.</b>																																																											
A.v. Republica de Panamá 3990 Surquillo																																																											
Tel: 221-2070 Fax: 442-7437																																																											
Email: moritani@speedy.com.pe																																																											
Sr(s):																																																											
PIERO PEREZ	**** PROFORMA # 002-010181 ****																																																										
ATTE:	REFERENCIA: PROFORMA																																																										
<table border="1"> <thead> <tr> <th>IT</th> <th>CANTIDAD</th> <th>UNI</th> <th>-CODIGO-----</th> <th>NOMBRE-O-DESCRIPCION----</th> <th>VALOR-UNI-</th> <th>VALOR-VEN-</th> <th>--%-DES-</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>01</td> <td>1.00</td> <td>PZA</td> <td>46503613</td> <td>CONDENSADOR 250V. 53- 64MFD</td> <td>BC53M BC124M</td> <td>6.4000</td> <td>6.40</td> </tr> <tr> <td>02</td> <td>1.00</td> <td>PZA</td> <td>46503622</td> <td>CONDENSADOR 250V. 124-149MFD</td> <td>BC53M BC124M</td> <td>7.3000</td> <td>7.30</td> </tr> <tr> <td colspan="7"></td> <td>13.70</td> </tr> <tr> <td colspan="7"></td> <td>(+) I.G.V. 19%</td> <td>2.60</td> </tr> <tr> <td colspan="7"></td> <td>-----</td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="7" style="text-align: right;">TOTAL PROFORMA US\$</td> <td>16.30</td> </tr> </tbody> </table>		IT	CANTIDAD	UNI	-CODIGO-----	NOMBRE-O-DESCRIPCION----	VALOR-UNI-	VALOR-VEN-	--%-DES-	01	1.00	PZA	46503613	CONDENSADOR 250V. 53- 64MFD	BC53M BC124M	6.4000	6.40	02	1.00	PZA	46503622	CONDENSADOR 250V. 124-149MFD	BC53M BC124M	7.3000	7.30								13.70								(+) I.G.V. 19%	2.60								-----		TOTAL PROFORMA US\$							16.30
IT	CANTIDAD	UNI	-CODIGO-----	NOMBRE-O-DESCRIPCION----	VALOR-UNI-	VALOR-VEN-	--%-DES-																																																				
01	1.00	PZA	46503613	CONDENSADOR 250V. 53- 64MFD	BC53M BC124M	6.4000	6.40																																																				
02	1.00	PZA	46503622	CONDENSADOR 250V. 124-149MFD	BC53M BC124M	7.3000	7.30																																																				
							13.70																																																				
							(+) I.G.V. 19%	2.60																																																			
							-----																																																				
TOTAL PROFORMA US\$							16.30																																																				
VENDEDOR(A) : PEREZ VILLALOBOS MANUEL																																																											
CONDICIONES DE PAGO : CONTRA ENTREGA																																																											

**Anexo 17: Cotización hecha por la fundición ventilación industrial, FUVEINSA.**

## **FUVEINSA**

Fundición Mecanizada - Ventilación industrial

RUC : 1040677192

Av. Argentina 1974 - Lima / 6282 callao

Telfax: 366-0758 / Next: 412 \* 1925

Lima, 6 junio de 2007

Estimados señores:

Reciban nuestro cordial saludo y a la vez brindarle experiencia en la fabricación de todo tipo de piezas y maquinarias ya que contamos con una basta cartera de cliente que aseguran nuestra eficiencia y calidad, gracias por la confianza depositada nos permite alcanzarles la siguiente cotización.

### SERVICIO DE FUNDICION y MECANIZADO:

#### **01 HELICE TUBULAR AXIAL**

- Diámetro 230 mm.
- Con 03 paletas con un ángulo determinado.
- Con diámetro interior de 33 mm.
- Con balanceo dinámico / mecanizado según plano.
- Material:

- Acero inox. fundido ASTM A743
- tiempo de entrega 3 semanas aprox. Costo US\$ 470.00
- fabricación de modelo de madera.

#### **01 tapa de distribuidor**

Material:

- Aluminio mecanizado según plano. Costo S/. 90.00

#### **02 Prensaestopas**

- Largo de 100 mm, diámetro 49 mm.
- Fabricación según plano.
- Material:

- Fierro fundido nodular C/U Costo S/. 90.00
- Bronce SAE 64 consistente C/U Costo S/. 125.00

#### **01 Tobera**

- Diámetro 82 mm. Y altura de 84 mm
- Con sus respectivas tolerancias
- Material:

- aluminio: Costo C/U. 140.00

**01 Bocina SAE 64**

- Diámetro exterior de 50 mm.
- Diámetro interior de 29 mm.
- Altura 10.5 mm.

Costo SI. 35.00

Precio no incluye impuesto

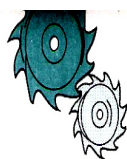
Forma de Pago: 50 % DE ADELANTO Y CONTRAENTREGA

SALDO Tiempo de Entrega: 5 dias DIAS UTILES

Atte : Ing.  Gianmarco Salcedo A.Gerente General  
FUVEINSA





**Anexo 20: Cotización de las fabricaciones empresa: roll steel S.A.****ROLL STEEL SRL***Ingeniería Metalmeccanica*

Lima, 08 de Junio del 2007

CZ-VR -02-038-07

Señores  
PIERO PEREZ PANTOJA  
Presente  
Atte: SR. PIERO PEREZ PANTOJA

Estimados señores:

Por medio de la presente tenemos el agrado de saludarlos y presentarles nuestra cotización, por lo siguiente.

ITEM N°	CANT	UND	DESCRIPCION	P. UNIT US\$	P. PARC US\$
1	1	PZA	SERVICIO DE MATERIALES Y FABRICACION DE UNA BASE METALICA DE TURBINA SEMIKAPLAN (INCLUYE BASE PARA MOTOR Y BASE PARA CHUMACERA) SEGÚN DETALLE DE PLANOS. ACABADO CON PINTURA BASE	782.30	783.30
VALOR DE VENTA EN US\$ (NO INCLUYE IGV)				782.30	

**CONDICIONES DE VENTA:**

Tiempo de entrega: 10 Días útiles a partir de recibido su Orden de compra.

Forma de Pago: 50 % Adelantado, saldo contra entrega.

Lugar de Entrega: En nuestra planta S. J. Miraflores.

Impuesto: 19% I G V. (No Incluido).

Agradeciéndoles por la atención brindada a la presente y esperando poder salir favorecidos con su Orden de compra, quedamos de ustedes.

Atentamente,

Carlos Massa Palacios

Telefax: 211-1130

Nextel: 401\*3631

Av. Pedro Miota 830 Urb. Industrial - San Juan de Miraflores

Telefax: 277-1130 - Nextel: 9401\*3631 E-mail: rollsteel@millicom.com.pe