

**UNIVERSIDAD CENTRAL “MARTA ABREU” DE LAS VILLAS**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA E INDUSTRIAL**

**Centro de Estudios Energéticos y Tecnologías**

**Ambientales**



## **Trabajo de Diploma**

**Título: Cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Pelton de dos chorros, velocidad específica 24.**

Autor: Alain García García

Tutor: Dr. Félix Santos García

Santa Clara

Curso 2016 – 2017

## *Dedicatoria*

*A Dios por ser mi fuerza, mi sustento, a mi hermana y a mis padres por todo el sacrificio a lo largo de estos cinco años de universidad.*

## *Agradecimiento*

*A mi familia por su apoyo, su cariño y su presencia incondicional a lo largo de toda mi vida.*

*A mi tutor Félix Santos García por su ayuda y asesoría en la realización de este trabajo.*

*A Fully por su gran ayuda, por todo lo aprendido junto a él, por las experiencias vividas y sobre todo por ayudar a fortalecer mi fe.*

*A mis compañeros de cuarto Williams y Jairo por ser mi familia en estos cinco años de universidad.*

*A todos mis amigos por sus consejos, por las experiencias compartidas, por estar en los momentos buenos y malos, por ser quienes son conmigo.*

*A todas aquellas personas que están en mi vida, a las que ya partieron, a las que están cerca, a las que están lejos, porque de una forma o de otra contribuyeron a ser quien soy hoy en día.*

## **Resumen**

La presente trabajo tiene como objetivo principal el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina hidráulica Pelton de dos chorros, velocidad específica 24, garantizando estándares de eficiencia, bajos costos y fiabilidad en el servicio

Primeramente se realiza un análisis sobre la importancia que posee la hidroenergía y su desarrollo tanto a nivel mundial como en Cuba, dado el agotamiento de la mayoría de los combustibles fósiles y problemas ambientales asociados. En la misma se indaga sobre el impacto medioambiental que posee el desarrollo hidráulico con el fin de conocer el efecto que ocasiona al medio ambiente.

También se realiza un estudio sobre el funcionamiento y características de cada uno de los componentes de las turbinas tipo Pelton así como un estudio sobre diferentes criterios para el dimensionamiento de las mismas, con el fin de seleccionar una metodología para realizar el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina hidráulica Pelton de dos chorros, velocidad específica 24 por su gran utilidad en Cuba, dado que el campo de utilización de las mismas favorece su implementación en nuestro país por sus características hidrográficas.

## **Abstract**

The main objective of the present work is the hydraulic calculation and sizing of a Pelton hydraulic turbine of two jets, specific speed 24, guaranteeing efficiency standards, low costs and reliability in the service.

First, an analysis is made of the importance of hydro-energy and its development both in the world and in Cuba, given the depletion of most fossil fuels and associated environmental problems. In the same one inquires on the environmental impact that owns the hydraulic development in order to know the effect that it causes to the environment.

A study is also carried out on the operation and characteristics of each component of the Pelton turbines as well as a study on different criteria for the dimensioning of the same, in order to select a methodology to perform the hydraulic calculation and dimensioning of A two-jet Pelton hydraulic turbine, specific speed 24 for its great utility in Cuba, since the field of use of these turbines favors its implementation in our country due to its hydrographic characteristics.

# Índice

Abstract.....	5
Nomenclatura.....	9
Introducción.....	10
Capítulo I: Energía hidráulica y turbinas hidráulicas.....	15
1.1-Desarrollo de la Hidroenergía a nivel Mundial.....	15
1.2-Desarrollo de la Hidroenergía en Cuba.....	16
1.2.1. Desarrollo en la producción de turbinas Pelton en la UEB Planta Mecánica. .....	17
1.3- Impacto medioambiental de la Hidroenergía.....	19
1.4- Turbinas Pelton, características y funcionamiento.....	20
1.4.1- Características fundamentales de las Turbinas Pelton.....	20
1.4.2- Características de los diferentes componentes de la Turbina Pelton.....	21
1.4.2.1. <i>Cazoletas o cangilones</i> .....	21
1.4.2.2. <i>Inyector</i> .....	22
1.4.2.3. <i>Regulación</i> .....	24
1.4.2.4. <i>Rodete</i> .....	25
1.4.2.5. <i>Tobera</i> .....	25
1.4.2.6 <i>Aguja</i> .....	26
1.4.2.7. <i>Deflector</i> .....	26
1.5. Selección del tipo de turbina.....	27
1.6 Leyes de semejanzas de las turbomáquinas.....	28
1.7- Condiciones de semejanza o similitud.....	29
1.8- Velocidad Específica.....	30
1.8.1. <i>Número específico de revoluciones (<math>n_s</math>)</i> .....	30
1.8.2. <i>Número específico de revoluciones <math>n_q</math></i> .....	30
1.8.3. <i>Número específico de revoluciones, <math>n_s</math> y <math>n_q</math>, su utilización en la clasificación y selección de turbinas</i> .....	30
1.9- Rendimiento de las turbinas.....	37
Capitulo II: Criterios para cálculo y dimensionamiento de turbinas Pelton.....	40
2.1- Diámetro del chorro (d).....	40
2.2- Velocidad del chorro ( $C_1$ ).....	41
2.3- Coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ).....	41

2.4- Dimensionamiento del rodete:.....	42
2.6- Dimensiones de los Cangilones.....	48
2.6.1. Longitud y ancho de los cangilones.....	48
2.6.2- Profundidad del cangilón:.....	50
2.7- Cálculo del número de cangilones:.....	51
2.8- Dimensiones de la Tobera.....	52
<b>Capitulo III: Metodología para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Pelton.....</b>	<b>55</b>
3.1- Determinación de la velocidad específica recomendada $(n_s)_{rec}$ .....	55
3.2- Determinación del número específico de revoluciones recomendado $(n_q)_{rec}$ .....	55
3.3- Selección de la relación $(d/D_2)$ recomendado.....	55
3.4- Velocidad del chorro $(C_1)$ .....	56
3.5- Coeficiente de velocidad periférica $(\phi)$ .....	56
3.6- Selección del rango de diámetros.....	56
3.7- Calculo de la velocidad tangencial (u).....	56
3.8- Calculo de las rpm para cada diámetro estandarizado.....	56
3.9- Selección del número de chorros $(i)$ para cada diámetro estandarizado.....	57
3.10- Determinación del número específico de revoluciones $(n_q)$ .....	57
3.11- Determinación de la velocidad específica $(n_s)$ .....	57
3.12- Diámetro del chorro (d) para cada diámetro estandarizado.....	58
3.14- Selección de los parámetros característicos recomendados.....	58
3.15 - Determinación del rendimiento total de la turbina $(\eta_t)$ .....	58
3.16- Diámetro exterior del rodete $(D_3)$ .....	58
3.17- Longitud y ancho de los cangilones.....	58
3.18- Profundidad del cangilón (t).....	59
3.19- Número de cangilones (Z).....	59
3.20- Dimensiones de la Tobera.....	59
<b>Capitulo IV: Validación del procedimiento mediante el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Pelton de dos chorros, velocidad específica</b>	
<b>24. ....</b>	<b>60</b>

4.1-Determinación de la velocidad específica recomendada $(n_s)_{rec}$ .....	60
4.2- Número específico de revoluciones recomendado $(n_q)_{rec}$ .....	60
4.3- Velocidad del chorro $(C_1)$ . ....	60
4.4- Coeficiente de velocidad periférica $(\phi)$ .....	61
4.5- Selección del rango de diámetros.....	61
4.6- Calculo de la velocidad tangencial $(u)$ . ....	61
4.8- Selección del número de chorros $(i)$ para cada diámetro estandarizado.....	61
4.9- Determinación del número específico de revoluciones $(n_q)$ . ....	62
4.10- Determinación de la velocidad específica $(n_s)$ .....	63
4.11-Diámetro del chorro $(d)$ para cada diámetro estandarizado. ....	63
4.12- Determinación de la relación $d/D_2$ para cada diámetro estandarizado.....	63
4.13- Selección de los parámetros característicos recomendados.....	63
4.14- Determinación del rendimiento total de la turbina $(\eta_t)$ .....	64
4.15-Diámetro exterior del rodete $(D_3)$ .....	64
4.16-Longitud $(H_2)$ y ancho $(H_1)$ de los cangilones .....	64
4.17-Profundidad del cangilón $(t)$ .....	65
4.18-Número de cangilones $(Z)$ .....	65
Conclusiones .....	66
Recomendaciones .....	67
Bibliografía.....	68
Anexos.....	69

## Nomenclatura.

$P_t$  = Potencia por turbinas, kW.

$N$  = Potencia, kW.

$K$  = Factor que depende de las características del almacenamiento y de la operación de las unidades.

$\eta_g$  = Eficiencia del generador, %.

$Q_d$  = Gasto o caudal de diseño,  $m^3/s$ .

$\eta_t$  = Eficiencia de la turbina, %.

$\gamma$  = Peso específico,  $kgf/m^3$ .

$H$  = Carga, m.

$H_d$  = Carga de diseño, m.

$n_s$  = Velocidad específica en el sistema europeo.

$g$  = Gravedad,  $m/s^2$ .

$n$  = revoluciones por minuto, rpm.

$d$  = Diámetro del chorro, m.

$C_1$  = Velocidad del chorro, m/s.

$C_v$  = Coeficiente de velocidad de la tobera, adimensional.

$U$  = Velocidad tangencial, m/s..

$H_{e-1}$  = pérdidas en el inyector, m.

$i$  = Número de chorros.

$\phi$  = Coeficiente de velocidad periférica, adimensional.

$D_2$  = Diámetro del rodete, m.

$(\eta_s)_i$  = Número específico ideal.

$\varphi$  = Coeficiente de la velocidad absoluta, adimensional.

$K_p$  = Coeficiente de velocidad de arrastre, adimensional.

$K_u$  = coeficiente de velocidad tangencial, adimensional.

$D_3$  = Diámetro exterior del rodete, m.

$H_2$  = Longitud o altura del cangilón, m.

$H_1$  = Ancho del cangilón, m.

$t$  = Profundidad del cangilón, m.

$Z$  = Número de cangilones.

$\theta$  = Paso máximo, grados.

$(n_s)_{rec}$  = Velocidad específica recomendada.

$(n_q)_{rec}$  = Número específico de revoluciones recomendado.

$n_q$  = Numero específico de revoluciones en el sistema inglés.

## Introducción

El aprovechamiento del agua tiene un importante orden de prioridad, en primer lugar se utiliza para satisfacer las necesidades humanas, en segundo está en satisfacer la de los animales, luego en el desarrollo agrícola y por último en generar energía eléctrica.

En la actualidad es imposible imaginar la vida sin energía eléctrica, estamos tan acostumbrados a encender y apagar el interruptor de la luz y otros aparatos que muy rara vez nos ponemos a pensar de donde viene esta electricidad; pues bien, un tipo de centrales generadoras son las Hidroeléctricas, éstas son plantas encargadas de convertir la energía del agua en energía eléctrica, pero más específicamente, la Turbina es la encargada de transformar esa energía hidráulica en energía mecánica, para posteriormente convertirla en energía eléctrica con un generador. La turbina es el alma de una central hidroeléctrica y dependiendo de la turbina que se use es la cantidad de electricidad que se produzca. (Verastegui, 2015)

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes. (Díez, 2015)

Las centrales hidroeléctricas aprovechan la caída de agua a determinada altura y la convierte en energía cinética luego de pasar por las turbinas las transforma en energía mecánica que llega hasta los generadores los cuales finalmente la convierte en energía eléctrica, esta energía puede ser incorporada a los Sistema Electroenergético Nacional (SEN) o se utiliza solo para darle el servicio a las comunidades cercanas como las zonas rurales ya que son las de más difícil acceso. (González, 2015)

El primer mecanismo utilizado fueron las ruedas de agua, similares al molino de cereal convencional, y después las máquinas de vapor, pero los inconvenientes

que presentaban ambos métodos llevó a la introducción de turbinas, consistentes en unas ruedas hidráulicas con álabes o paletas sobre las que incidía un chorro de agua lanzado a gran velocidad.(Garzón, 2014)

Las centrales hidroeléctricas, y dentro de ellas las minicentrales hidroeléctricas, están muy condicionadas por las peculiaridades y características que presente el lugar donde vayan a ser ubicadas. Cuando se vaya a poner en marcha una instalación de este tipo hay que tener en cuenta que la topografía del terreno va a influir tanto en la obra civil como en la selección de la maquinaria. Según el emplazamiento de la central hidroeléctrica se realiza la siguiente clasificación general:

Centrales de agua fluyente: Captan una parte del caudal del río, lo trasladan hacia la central y una vez utilizado, se devuelve al río.

Centrales de pie de presa: Se sitúan debajo de los embalses destinados a usos hidroeléctricos o a otros usos, aprovechando el desnivel creado por la propia presa.

Centrales en canal de riego o de abastecimiento.(Castro, 2006)

La energía Hidráulica es una de los recursos naturales menos dañinos para el medio ambiente, ya que utiliza el agua de grandes embalses o ríos y luego las devuelve a los mismos.(González, 2015)

Aunque las centrales hidroeléctricas, si bien son fuentes de energía renovable, no son totalmente favorables para el medio ambiente. Durante la construcción de estas centrales se rompe la armonía del medio ambiente es decir se altera el ciclo que lleva normalmente.(Martinez, 2009)

Desde el punto de vista ambiental la energía hidroeléctrica es una de las más limpias, aunque esto no quiere decir que sea totalmente inocua, porque los pantanos que hay que construir suponen un impacto importante. El pantano altera gravemente el ecosistema fluvial. Se destruyen hábitats, se modifica el caudal del río y cambian las características del agua como su temperatura, grado de oxigenación y otras. También los pantanos producen un importante impacto paisajístico y humano, porque con frecuencia su construcción exige trasladar a pueblos enteros y sepultar bajo las aguas tierras de cultivo, bosques y otras zonas silvestres. Los pantanos también tienen algunos impactos

ambientales positivos. Así, por ejemplo, han sido muy útiles para algunas aves acuáticas que han sustituido los humedales costeros que usaban para alimentarse o criar, muchos de los cuales han desaparecido, por estos nuevos hábitats. Algunas de estas aves han variado incluso sus hábitos migratorios, buscando nuevas rutas de paso por la Península a través de determinados pantanos.(Martinez, 2009)

En Cuba existen lugares donde no llega el servicio de electricidad a través del Sistema Electroenergético Nacional. Una de las alternativas de llevar la energía a estas zonas es la picogeneración hidroeléctrica. La limitante radica en que es difícil encontrar turbinas hidráulicas de bajo costo y de fácil operación adaptadas a las condiciones locales. Pero por otro lado los proyectos hidroeléctricos a pequeña escala tienen un bajo impacto sobre el ambiente, debido a que no requieren grandes represamientos de agua (González, 2015)

El potencial bruto total en los últimos estudios realizados asciende a 14600GWh/año que representando cifras importantes en la sustitución de combustibles fósiles. El interés en este tipo de fuente de energía inicia en la década de los 90, debido, entre otras causas, a que el país contaba con un suministro estable de combustible procedente de la extinta URSS, lo que llevó al desarrollo preferente de las termoeléctricas.(González, 2015)

Dada las condiciones de los ríos y embalses existentes en nuestro país las turbinas Pelton resultan de gran importancia ya que están diseñadas para pequeños caudales, fácil regulación de presión y velocidad, y sencilla reparación, por lo tanto pueden ser una respuesta a la necesidad existente en el desarrollo de la hidrogenaría.

La turbina Pelton debe su nombre a Lester Allan Pelton (1829-1908) , quien buscando oro en California, concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua proveniente de una tubería a presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma. Ensayó diversas formas de álabes hasta alcanzar una patente de la rueda en 1880, desde cuya fecha ha tenido gran desarrollo y aplicación.(Garzón, 2014)

Las Pelton son turbinas de chorro libre que se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, con márgenes de empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden del 90%. (Verastegui, 2015).

La problemática del desarrollo de turbinas hidráulicas adquiere en el país una importancia científico-técnica y económica significativa, dada las condiciones especiales en que se acomete la producción industrial de estas turbomáquinas hidráulicas en la etapa actual.

Para el desarrollo del potencial hidroenergético del país plasmado en el lineamiento 247, que expresa “Potenciar el aprovechamiento de las distintas fuentes renovables de energía...” Planta Mecánica con experiencia en el diseño, fabricación y montaje, se proyecta participar activamente en el programa de 56,1 MW a instalar hasta el 2030 que equivaldría a 2379,9 toneladas de  $CO_2$  dejadas de emitir a la atmósfera.

En Cuba existe un potencial identificado de 122 343,7 kW en 230 sitios. De ellos sin explotar 56 MW que representa una generación de 274 534,5 MWh. De este potencial existen 34 sitios seleccionados en los cuales se desarrolla el proyecto construcción de 34 pequeñas centrales hidroeléctricas en Cuba.

Este proyecto se lleva a cabo con la colaboración de Unión Eléctrica (UNE), la Empresa de Hidroenergía, la Empresa Importadora de Objetivos Electroenergéticos (ENERGOIMPORT), el Ministerio de la Construcción (MICONS), la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, la Empresa Planta Mecánica “Fabric Aguiar Noriega”. El proyecto cuenta con una contribución externa de 8’800,000.00 dinares kuwaitíes (KWD) equivalentes a 28’977,000.00 CUC, (a la tasa 1x1), aportado por el Fondo Kuwaití para el Desarrollo Económico Árabe a través de un crédito blando para la importación de recursos y servicios, con una contribución local de 29’374,300.00 CUP, de ellos 10’898,600.00 CUC, aportados por la UNE.

El presente trabajo está enmarcado en las actividades del proyecto el cual tiene como objetivo general.

## **Objetivo:**

Realizar el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina hidráulica Pelton de dos chorros, velocidad específica 24, garantizando estándares de eficiencia, bajos costos y fiabilidad en el servicio.

## **Objetivos específicos.**

1. Profundizar en el funcionamiento y características de cada uno de los componentes de las turbinas tipo Pelton, particularidades en su cálculo y dimensionamiento y antecedentes de diseño y fabricación en Cuba.
2. Establecer criterios para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Pelton.
3. Proponer un procedimiento metodológico para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Pelton.
4. Validar el procedimiento mediante el cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Pelton de dos chorros, velocidad específica 24.

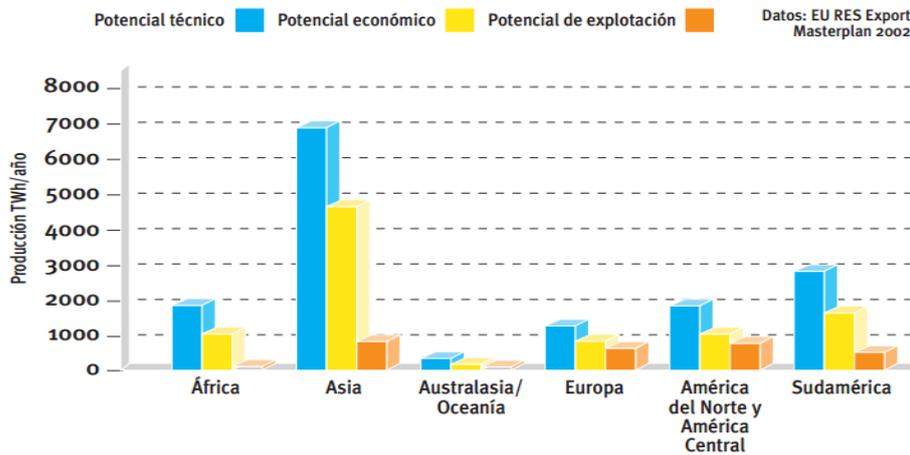
# **Capítulo I: Energía hidráulica y turbinas hidráulicas.**

## **1.1-Desarrollo de la Hidroenergía a nivel Mundial.**

A partir de la década de los años 30 del siglo XX, motivado fundamentalmente por la necesidad de regular y evitar inundaciones de grandes ríos, se comenzaron a construir grandes centrales hidroeléctricas. La primera de ellas fue la Hoover, en el desierto de California, E.U.A., con una potencia instalada de 2000 MW. La experiencia adquirida en su construcción estimuló el desarrollo de grandes centrales en todo el mundo. Esto explica el alto nivel teórico y práctico alcanzado por las grandes centrales hidroeléctricas, así como la publicación de materiales científicos, sobre todo, hasta la década de los 80 del siglo XX, a partir de la cual, como consecuencia de la escasez del petróleo y la necesidad de preservar el medio ambiente, sobrevino una segunda etapa del desarrollo de la energía hidráulica. Comenzó a estimularse el uso de las pequeñas centrales hidroeléctricas, por ser una forma de energía renovable y limpia, que produce poco impacto sobre el medio ambiente. (Faure, 2005)

La tendencia actual internacional con respecto a la hidroenergía es la de aumentar la explotación de esta fuente renovable de energía, debido a que cada día disminuye más la reserva de combustible fósil, y esta fuente ofrece una solución estable a este problema mundial, por lo que se espera que aumente el porcentaje de la hidroenergía utilizada mundialmente. (González, 2015)

La producción anual media de energía hidroeléctrica a nivel mundial es de 2.600 TWh, lo que representa aproximadamente el 19% del total de la energía eléctrica producida. La potencia hidroeléctrica instalada en todo el mundo asciende a 700 GW. A gran escala esta fuente de energía tiene un campo de expansión limitado, ya que en los países más desarrollados la mayoría de los ríos importantes ya cuentan con una o varias centrales, y en los países en vías de desarrollo los grandes proyectos pueden chocar con obstáculos de carácter financiero, ambiental y social.(Castro, 2006)



**Fig. [1.1] Diagrama de potencial hidroeléctrico total por continentes.(Castro, 2006)**

## 1.2-Desarrollo de la Hidroenergía en Cuba.

En Cuba, la generación de electricidad mediante la energía hidráulica, tuvo sus inicios en la primera década del siglo XX, con las construcciones de las pequeñas centrales hidroeléctricas del "Guaso" en Guantánamo y de "Piloto" en Pinar del Río. Luego, con el desarrollo de las plantas termoeléctricas y los grupos electrógenos, esta tecnología fue prácticamente abandonada. Sólo algunas pequeñas centrales fueron construidas de forma aislada hasta el año 1959, en que hubo de concluirse la construcción de la central hidroeléctrica de Hanabanilla, la mayor de Cuba, con una capacidad instalada de 42 MW. A partir de la década de los 80 del siglo XX, esta tecnología fue redescubierta, como consecuencia de la escasez del petróleo y la necesidad de preservar el medio ambiente.(Faure, 2005)

La isla de Cuba se caracteriza por su forma larga y estrecha, con macizos montañosos de importancia en las regiones oriental, central y en el extremo occidental del país. Dichas disposiciones determinan las áreas de las cuencas de los ríos, sus recorridos y desembocaduras, dividiendo físicamente el país en dos vertientes: Norte y Sur. Estas circunstancias hacen que los ríos, en su inmensa mayoría, sean extremadamente cortos, de pequeñas áreas de cuencas y de gran variabilidad del caudal a lo largo del año.(Faure, 2005)

El aprovechamiento progresivo del potencial hidroenergético del país es una realidad cuya expresión más significativa es el Programa de las mini y las microcentrales hidroeléctricas, el cual contemplaba arribar a 1990 con 250 instalaciones, año a partir del cual se detiene por el periodo especial.(González, 2015)

En la actualidad se encuentran funcionando 142 Centrales Hidroeléctricas. De ellas 32 están conectadas al SEN y 110 brindan el servicio de forma aislada, por lo general en las montañas, a 8 486 viviendas y 416 objetivos económicos y sociales, como son hospitales rurales, consultorios médicos, campamentos agrícolas, centros de beneficio de café, escuelas y centros comerciales. (González, 2015)

La problemática del desarrollo de turbinas hidráulicas adquiere en el país una importancia científico-técnica y económica significativa, dada las condiciones especiales en que se acomete la producción industrial de estas turbomáquinas hidráulicas en la etapa actual.

El resultado de un grupo de desarrollo orientado con bases científicas en entidades de proyecto y producción nacional, ineludiblemente tiene una repercusión social, pues el desarrollo de las turbinas hidráulicas, independientemente de su uso para la generación de electricidad, está vinculado en la actualidad con el programa nacional “Desarrollo energético sostenible” del CITMA.

#### **1.2.1. Desarrollo en la producción de turbinas Pelton en la UEB Planta Mecánica.**

Según datos obtenidos en la Empresa desde el año 1984, Planta Mecánica diseña y fabrica con tecnología propia mini turbinas para el consumo nacional y la exportación, Entre los distintos tipos de turbinas que se producen se encuentran las turbinas de impulso tipo Pelton en potencias hasta 1100 kW.

Desde su fundación Planta Mecánica ha fabricado 232 turbinas tipo Pelton con rodetes desde diámetro 150 mm (potencia: 2.7 kW, instalada en Sabanitas, Escambray, Cuba) hasta diámetro 1100 mm (potencia: 1100 kW, instalada en San Blas, Escambray, Cuba).

Modelo	D rodete (m)	Ns (rpm)	Hmax (m)	P (kW)	Observaciones
TP15	0.5	15	320	160	
TP16	0.5	15	150	52	
2P15.50	0.5	15	320	320	Doble Chorro
P15.110	1.1	15	430	1165	
P18.30	0.3	18	50	5	
2P18.30	0.3	18 (25)	50	8	Doble Chorro
P24.65	0.65	24	150	230	
2P24.65	0.65	24 (34)	150	325	Doble Chorro
P30.15	0.15	30	40	2.5	
2P30.15	0.15	30 (42)	40	3.6	Doble Chorro

**Tabla [1.2.1] Turbinas fabricadas en Planta Mecánica, Villa Clara.**

#### **1.2.1.1. Perspectivas y objetivo fundamental de La UEB Planta Mecánica.**

El objetivo fundamental de la UEB Planta Mecánica es recuperar los niveles productivos alcanzados en la década del ochenta, incrementando la fabricación de turbinas según planes de desarrollo energético proyectados por Hidroenergía y que aparece reflejado en la demanda propuesta por ellos hasta el 2030. El corazón tecnológico del aprovechamiento hidroenergético es la turbina hidráulica.

Para el desarrollo del potencial hidroenergético del país plasmado en el lineamiento 247, que expresa “Potenciar el aprovechamiento de las distintas fuentes renovables de energía...” Planta Mecánica con experiencia en el diseño, fabricación y montaje, se proyecta participar activamente en el programa de 56,1 MW a instalar hasta el 2030 que equivaldría a 2379,9 tn de CO2 dejadas de emitir a la atmosfera. La propuesta de Planta Mecánica a hidroenergía es suministrar el SET electromecánico, ejecutar el montaje, puesta en marcha y servicios de Post Venta para cada una de las instalaciones.

Para satisfacer la demanda de Hidroenergía es necesario el completamiento de las turbinas en operación que entre estos se incluye el suministro de reguladores y mecanismos de seguridad para cada mini turbina en operación, objetivo en el cual se continua trabajando.

Fundamentar un programa de mini, micro y pequeñas centrales sobre la base de la importación total de los equipos, resulta poco atractivo por las dificultades económicas a la que hay que enfrentarse ya que el equipamiento principal, de producción mecánica muy especializada, en lo cual el principal valor añadido es el know how, es muy costoso en el mercado internacional. En la fabricación de turbinas, con pocos materiales se logran altísimos valores de producción, lo que resulta de gran interés para nuestra industria mecánica.

### **1.3- Impacto medioambiental de la Hidroenergía.**

Desde el punto de vista ambiental la energía hidroeléctrica es una de las más limpias, aunque esto no quiere decir que sea totalmente inocua, porque los pantanos que hay que construir suponen un impacto importante. El pantano altera gravemente el ecosistema fluvial. Se destruyen hábitats, se modifica el caudal del río y cambian las características del agua como su temperatura, grado de oxigenación y otras. También los pantanos producen un importante impacto paisajístico y humano, porque con frecuencia su construcción exige trasladar a pueblos enteros y sepultar bajo las aguas tierras de cultivo, bosques y otras zonas silvestres.

Los pantanos también tienen algunos impactos ambientales positivos. Así, por ejemplo, han sido muy útiles para algunas aves acuáticas que han sustituido los humedales costeros que usaban para alimentarse o criar, muchos de los cuales han desaparecido, por estos nuevos hábitats. Algunas de estas aves han variado incluso sus hábitos migratorios, buscando nuevas rutas de paso por la Península a través de determinados pantanos. (Torres, 2009)

En las primeras fases de desarrollo de las centrales, es decir, de su construcción y en su proceso de establecimiento, se comienza a intervenir los bosques y los causes haciendo vías de acceso más apropiadas para el traslado de materiales, lo que significa habitualmente un número significativo de tala arbórea, desvíos y modificaciones del curso del río, y en definitiva, un cambio brusco de todo el entorno natural.

Las consecuencias de la construcción quedan a la vista, y no se necesita la ayuda de un experto para poder observar los grandes cambios que sufre y que sufrirá un río bajo un proyecto de explotación energética de este tipo. Es así como en principio nos encontramos con problemas de desplazamiento y

migración de peces, producto de la creación de una barrera artificial el llamado “efecto barrera” en todo el cauce del río, que imposibilita el remonte de los peces, lo cual gatilla que, al verse ellos impedidos de transitar libremente comiencen a sufrir problemas en sus ciclos reproductivos, resultando en una clara disminución de la población de peces. Para aquellas especies de hábitos migratorias (diádromas o que requieren moverse entre aguas dulces y marinas para completar su ciclo de vida), la presencia de una barrera en su ruta migratoria representa un impacto grave, pudiendo llevar a la disminución de la población y su eventual extinción local.

Posteriormente se pueden observar otro tipo de consecuencias, como los constantes cambios en los niveles de las aguas, que en ocasiones termina manifestándose como un pequeño hilo de agua que intenta sobrevivir a los pequeños obstáculos naturales con el fin de llegar a su destino. A diferencia de la estructura típica del cauce de los ríos, al disminuir el caudal generalmente significa un aumento en la velocidad y profundidad de las aguas, que da paso a un ambiente “pobre”.

Todos estos cambios producen que el río modifique totalmente su estructura, manifestándose principalmente en cambios sobre temperatura de las aguas, en los materiales que se arrastran por el curso, e incluso se comienzan a producir diferencias en la composición físico-química del agua.

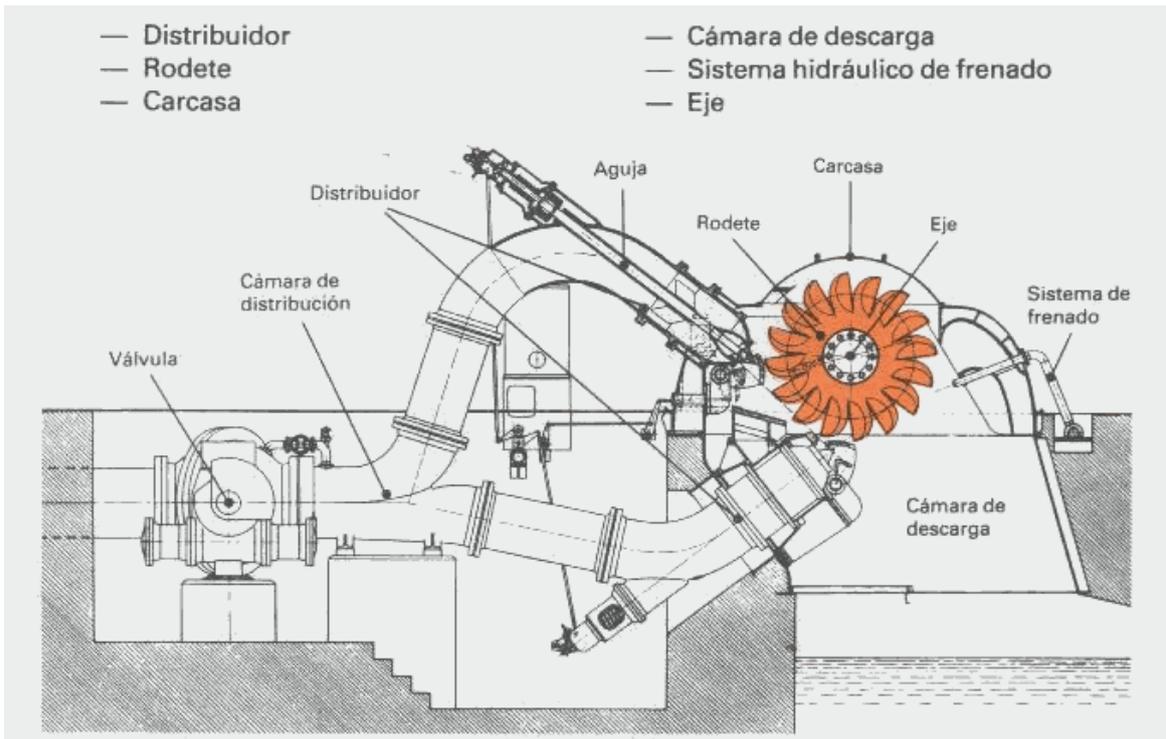
También el aire podría verse afectado por las emisiones de gases durante la fase de construcción, y por la emisión de material particulado, producto de los motores de combustión de las unidades vehiculares. Debemos mencionar también la contaminación acústica que un proyecto así implica, producto del aumento en los niveles de intensidad de ruido por el paso de vehículos durante el proceso de construcción.(Mejías, 2009)

## **1.4- Turbinas Pelton, características y funcionamiento.**

### **1.4.1- Características fundamentales de las Turbinas Pelton.**

El principio de la turbina Pelton es convertir la energía cinética del chorro de agua en velocidad de rotación de la rueda o rotor. A fin de que esto se haga con la máxima eficiencia, el agua debe abandonar las cucharas con una pequeña cantidad de energía cinética remanente.

El chorro se crea por medio de una tobera estacionaria convergente cónica, denominada inyector. Este inyector va dotado de una espiga central axial simétrica capaz de moverse axialmente, la cual controla el área de paso, esto se utiliza para variar la carga de la turbina. El inyector hace incidir la corriente tangencialmente al rotor, ocurriendo la deflexión del chorro sin concurrencia de una variación global de radio significativa y en media en un plano paralelo al eje del rotor y conteniendo al eje del inyector. (Marchegiani, 2004)

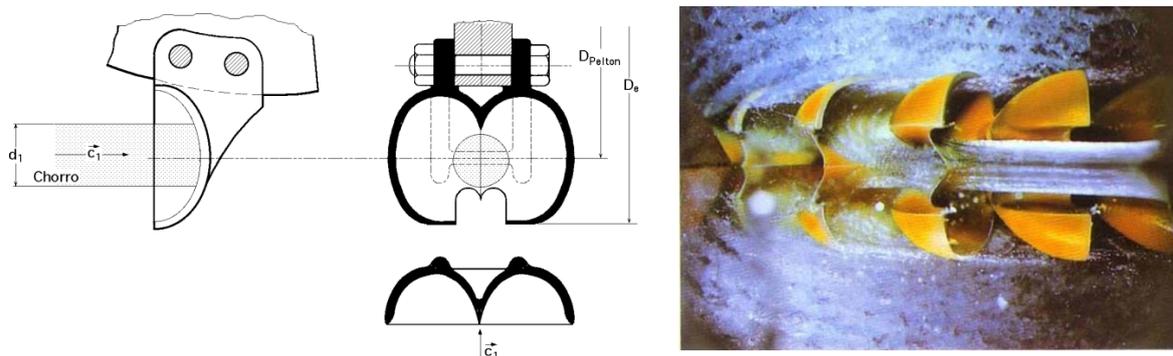


**Fig. [1.4.1] Esquema de una Turbina Pelton.(Garzón, 2014)**

## **1.4.2- Características de los diferentes componentes de la Turbina Pelton.**

### **1.4.2.1. Cazoletas o cangilones.**

En una rueda Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta en forma de doble cuchara, que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de  $180^\circ$ , contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros. El agua una vez sale de la cazoleta, cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior.



**Fig. [1.4.2.1] Forma del cangilón o cazoleta.(Marchegiani, 2004, Diez, 2015)**

#### **1.4.2.2. Inyector.**

El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro  $d$  se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica. El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire. Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera  $x$  de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

Tiene además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada deflector, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que

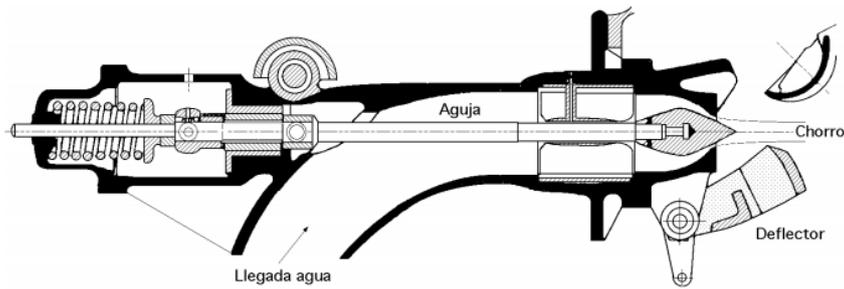
en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil.

De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo.

Cuando se dispone de un solo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente horizontal, inferior a la circunferencia del rodete, cuyo diámetro se denomina diámetro Pelton, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro de la rueda.

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas un mismo ángulo @  $30^\circ$ , saliendo el agua de las cucharas sin interferir a la rueda.

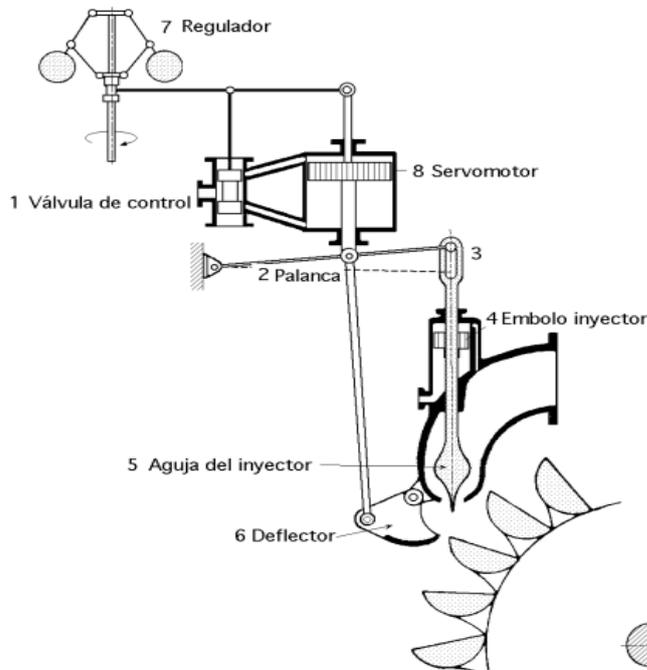
Para un número superior de inyectores, la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible evitar que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro  $d$  superior a 27 cm, por lo que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad específica por chorro, en función del salto. El hecho de sustituir un número de inyectores de unas dimensiones determinadas, por un mayor número de inyectores de dimensiones más pequeñas, permite construir turbinas de mayor diámetro, girando a una velocidad mayor; sin embargo no se deben sobrepasar ciertos límites impuestos por la necesidad de evacuar el agua convenientemente, así como la fatiga del material de las cucharas sometidas a esfuerzos repetidos, tanto más frecuentes cuanto mayor sea el número de chorros.(Verastegui, 2015)



**Fig. [1.4.2.2] Esquema de un inyector.**(Diez, 2015, Verastegui, 2015).

### 1.4.2.3. Regulación.

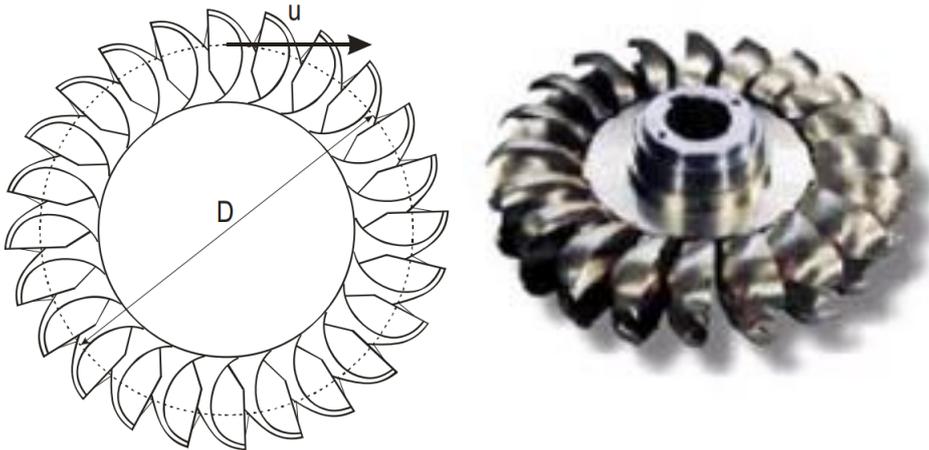
Para mantener constante la velocidad de la turbina, el caudal inyectado tiene que adaptarse en cada instante al valor de la carga, por lo que la posición del inyector tiene que ajustarse mediante un regulador que actúa según la velocidad de la turbina y en el caso más general, en forma automática. Si se supone que la turbina se ha acelerado, el regulador 7 levantará la válvula 1 y el aceite a presión entrará en el cilindro grande haciendo bajar el émbolo 8, con lo que la palanca 2 bajará y el deflector 6 cortará al chorro desviando una parte del mismo. (Verastegui, 2015)



**Fig. [1.4.2.3] Esquema del sistema de regulación.** (Garzón, 2014)

#### 1.4.2.4. Rodete.

Consiste en una rueda con un número de cucharones también conocidos como cangilones (rara vez menor de 15) equidistantemente dispuestos en su periferia en dirección radial. Es impulsada por el flujo de dos o hasta un máximo de seis inyectoros (boquillas o chiflones) de modo que cada una dirija un chorro tangente a la circunferencia y hacia el centro de los cucharones

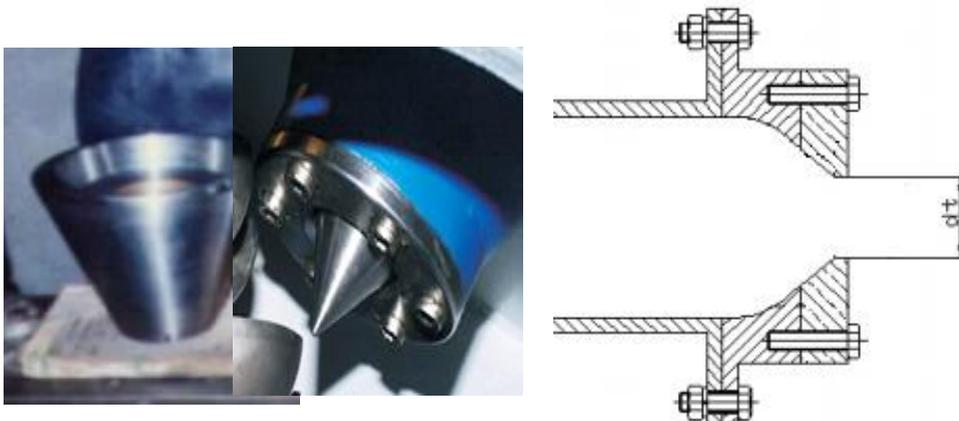


**Fig. [1.4.2.4] Esquema e imagen de un rodete Pelton.(Marcos, 2009, Garzón, 2014)**

#### 1.4.2.5. Tobera.

Elemento donde se contrae el chorro a la salida de la tubería (o chiflón). (Mastache, 2014)

Constituye una boquilla, con orificio de sección circular de un diámetro entre 5 y 30cm., instalada al final de la cámara de distribución. Dirige el chorro de agua, tangencialmente hacia la periferia del rotor, de tal modo que la prolongación de la tobera forma un ángulo de  $90^\circ$  con los radios de rotor. (Garzón, 2014)

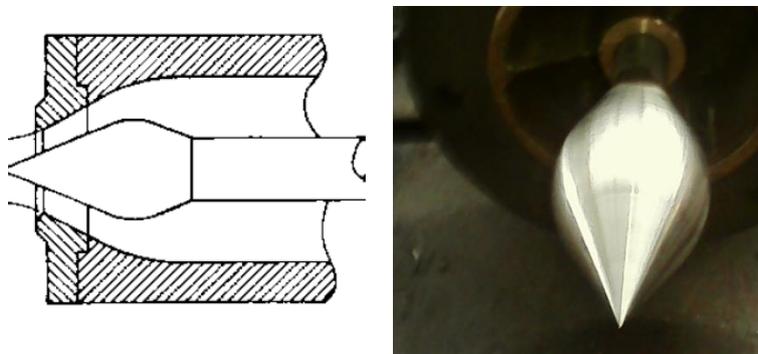


**Fig. [1.4.2.5] Esquema e imagen de una tobera. (Marcos, 2009, Garzón, 2014)**

#### **1.4.2.6 Aguja.**

Regula el gasto de salida mediante su apertura a través del desplazamiento de la aguja, lo que controla el servomotor a base de presión de aceite. (Mastache, 2014)

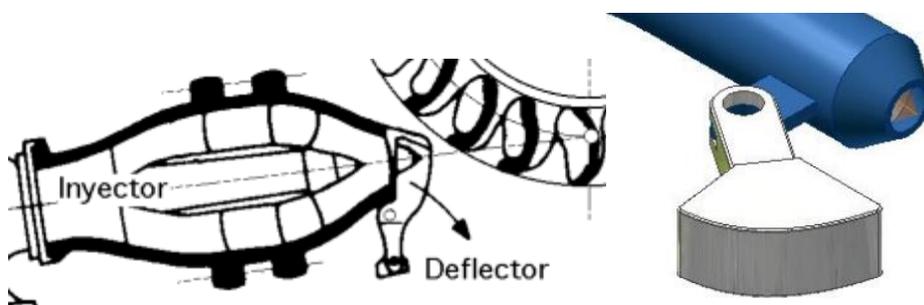
Es un vástago de acero muy duro situado concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera, guiado mediante cojinetes sobre los cuales tiene movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos. (Garzón, 2014)



**Fig. [1.4.2.6] Esquema e imagen de una aguja. (Marchegiani, 2004)**

#### **1.4.2.7. Deflector.**

Es un dispositivo mecánico que, a modo de pala o pantalla, puede ser intercalado con mayor o menor incidencia en la trayectoria del chorro de agua, entre la tobera y el rodete. Sirve para evitar el embalamiento y el golpe de ariete (cierres bruscos). (Garzón, 2014)



**Fig. [1.4.2.7] Esquema e imagen de un deflector. (Verastegui, 2015, Garzón, 2014)**

## 1.5. Selección del tipo de turbina.

Una vez que se determina la capacidad por instalar en un aprovechamiento hidroeléctrico y se conoce el número de unidades conveniente, se requiere especificar la potencia de diseño o potencia por turbina  $P_t$ , la carga  $H_d$  y el gasto  $Q_d$  ambos valores también de diseño, para lo cual se procede de la siguiente manera:

La potencia por turbina es:

$$P_t = \frac{\text{Capacidad instalada} \times K}{\text{No. unidades} \times \eta_g} \quad (1.5.0)$$

Donde:

$P_t$  = Es la potencia por turbina y generalmente se expresa en kW o MW

$K$  = Es un factor que depende de las características del almacenamiento y de la operación de las unidades, cuyo valor vale entre 0.85 y 1.30.

$\eta_g$  = Es la eficiencia del generador, normalmente tiene un valor del orden de 0.98.

Si la potencia de la turbina se expresa en kW, el gasto de diseño es:

$$Q_d = \frac{P_t}{\eta_t \gamma H_d} \quad (1.5.1)$$

Donde:

$Q_d$  = Gasto de diseño,  $m^3/s$

$P_t$  = Potencia por turbina en kW con base en la equivalencia (9.81/1000) a kgf m/s.

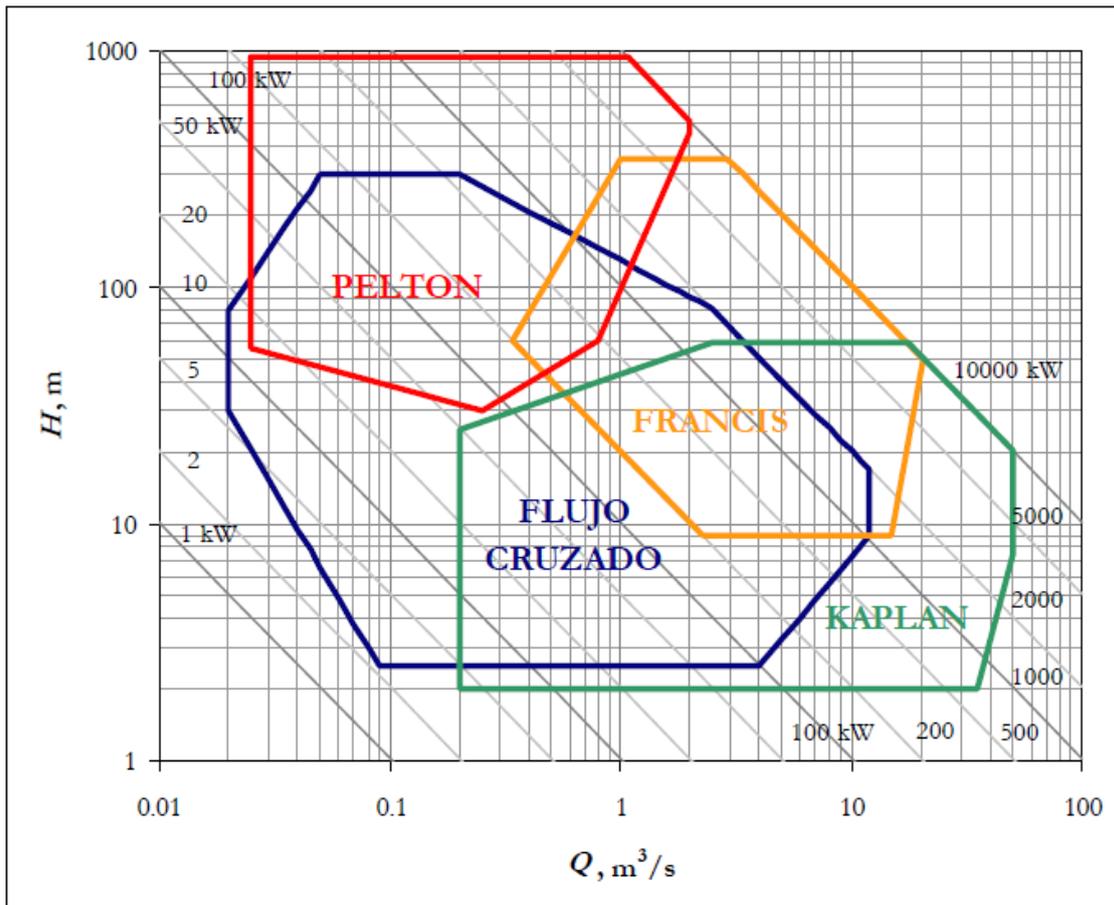
$\eta_t$  = Eficiencia de la turbina, % (para el cálculo en decimal).

$\gamma$  = Peso volumétrico del agua,  $kgf/m^3$ .

$H_d$  = Carga de diseño, m.

Donde:

$H_d$  es la carga de diseño de la turbina en metros y puede estar comprendida entre la carga mínima  $H_{mín}$  y la carga máxima  $H_{máx}$ . Es conveniente que tenga un valor cercano a la carga neta correspondiente al nivel más frecuente en el embalse, determinado con base en la simulación de funcionamiento de vaso como ya se mencionó. (Mastache, 2014)



**Fig. [1.5.1] Campo de utilización de la turbinas hidráulica (Rodríguez, 2015)**

### 1.6 Leyes de semejanzas de las turbomáquinas.

El modelamiento físico constituye una herramienta poderosa para comprobar si el diseño elaborado a base de formulaciones teóricas se comportara como esperamos una vez construida. En esencia, la técnica consiste en que la máquina u obra a construir es reproducida fielmente en un modelo reducido o ampliado en el laboratorio y en él se ensayan diferentes condiciones de trabajo.

Si los resultados son satisfactorios se supone que también lo serán en la máquina u obra en tamaño real; si los resultados no lo son, entonces se pueden proponer todos los cambios necesarios en el diseño hasta alcanzar el comportamiento requerido para la máquina u obra.

### **1.6.1- Modelo.**

Es la representación de la máquina a construirse en una escala reducida o ampliada en donde se efectúan pruebas y mediciones y se sacan conclusiones útiles que luego deben ser extrapolados al prototipo.

### **1.6.2- Prototipo.**

Es la máquina que se quiere fabricar. Las escalas de reducción o ampliación son variables, por ejemplo: 1/5, 1/10, 1, etc (Perez, 2011)

La escala de longitud se representa por:

$$\lambda = \frac{L_{\text{prototipo}}}{L_{\text{modelo}}} = \frac{L_p}{L_m} \quad (1.6.2.0)$$

También por:

$$e_L = \frac{L_{\text{modelo}}}{L_{\text{prototipo}}} = \frac{L_m}{L_p} \quad (1.6.2.1)$$

## **1.7- Condiciones de semejanza o similitud.**

Para que los resultados obtenidos del modelo sean aplicables al prototipo se deben cumplir las siguientes condiciones:

- 1) Similitud Geométrica.- Tanto el modelo como el prototipo deberán ser idénticos en forma (incluyendo ángulos).
- 2) Similitud Cinemática.- Se debe verificar que las líneas de corriente y velocidades sean idénticas en puntos correspondientes al modelo y al prototipo.
- 3) Similitud Dinámica.- Todas las fuerzas generadas en el modelo deben ser iguales en dirección y sentido a las fuerzas generadas en el prototipo.(Perez, 2011)

## 1.8- Velocidad Específica.

### 1.8.1. Número específico de revoluciones ( $n_s$ )

( $n_s$ ) es el número específico de revoluciones europeo y es el número de revoluciones por minuto a que giraría una turbina para que con un salto ( $H_n$ ) de 1 metro, generase una potencia  $N$  de 1 CV. (Fernández, 2004 )

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad (1.8.1.0)$$

Por la forma en que se ha definido, resulta que todas las turbinas semejantes tienen el mismo número de específico revoluciones  $n_s$ , pudiéndose definir también  $n_s$  como el número de revoluciones de una turbina de 1 CV de potencia que bajo un salto de 1 metro tiene el mismo rendimiento hidráulico que otra turbina semejante de  $N$  (CV), bajo un salto de  $H_n$  metros, girando a  $n$  rpm.

En lugar de comparar las turbinas que difieren a la vez en el salto  $H_n$ , potencia  $N$  y velocidad  $n$ , se comparan entre sí las que dan la misma potencia  $N = 1$  CV, bajo el mismo salto  $H_n = 1$  m, y que sólo difieren en su velocidad  $n_s$ ; cada una de ellas define una serie de turbinas semejantes de igual rendimiento, cuyas dimensiones se obtienen multiplicando las de la turbina modelo por  $\sqrt{(2 g H_n)}$ . (González, 2015).

### 1.8.2. Número específico de revoluciones $n_q$ .

En USA se ha introducido el concepto de número específico de revoluciones  $n_q$  que debería tener un tipo de turbina determinado, para evacuar un caudal  $Q = 1$  m<sup>3</sup>/s, bajo un salto de  $H_n = 1$  m, con el máximo rendimiento posible (Fernández, 2004 ).

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad (1.8.2.0)$$

### 1.8.3. Número específico de revoluciones, $n_s$ y $n_q$ , su utilización en la clasificación y selección de turbinas.

La forma de caracterizar a las turbinas por su  $n_q$  parece bastante racional, por cuanto los datos del problema suelen ser, generalmente, el caudal  $Q$  y el salto neto  $H_n$ , y no la potencia, como en el caso de  $n_s$ . Para calcular  $n_s$  preciso

determinar previamente la potencia fijando un rendimiento global que no se conoce, y que varía en cada salto con el caudal y con la velocidad y en cuyo cálculo hay que recurrir a métodos experimentales.

La ventaja de  $n_q$  frente a  $n_s$  radica en que no se basa en hechos hipotéticos, sino sobre datos que se pueden determinar exactamente antes de construir la turbina (González, 2015).

La relación entre  $n_q$  y  $n_s$  es:

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma \eta}{75}} n_q \quad (1.8.3.0)$$

Y como el líquido es agua, resulta:

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} n_q \quad (1.8.3.1)$$

A partir de la experiencia acumulada en la fabricación y explotación de turbinas hidráulicas el número específico de revoluciones ha sido utilizado para su la clasificación y selección de turbinas, estableciendo rangos para cada una de ellas. Estos rangos pueden variar de acuerdo a las experiencias particulares que se presenten.

La velocidad específica o número específico de revoluciones, rige el estudio comparativo de la velocidad de las turbinas, y es la base para su clasificación. Se emplea en la elección de la turbina más adecuada, para un caudal y altura conocidos, en los anteproyectos de instalaciones hidráulicas, consiguiendo una normalización en la construcción de rodets de turbinas. De hecho, número específico de revoluciones ya sea  $n_s$  o  $n_q$ , se podría denominar más bien característica, tipo o algún nombre similar, puesto que indica el tipo de turbina (González, 2015).

Al analizar las ecuaciones de  $n_s$  y  $n_q$ ,

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad (1.8.3.2)$$

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{5/4}} \quad (1.8.3.3)$$

Tipo de turbina	$n_q$	$n_s$
Pelton de un inyector.	6 ÷ 9	2 ÷ 30 ,
Pelton de varios inyectores.	9 ÷ 18	30 ÷ 60
Francis lenta.	18 ÷ 60	60 ÷ 200
Francis normal	60	200
Francis rápida	60 ÷ 140	200 ÷ 450
Francis de varios rodetes, y T. hélice	140 ÷ 152	450 ÷ 500
Turbina hélice y Kaplan	152 ÷ 400	500 ÷ 1350

**Tabla [1.8.3.1]- Valores de  $n_s$  y  $n_q$  para diversos tipos de turbinas según (Fernández, 2004 ).**

Tipo de turbina	$n_q$	$n_s$
Pelton un inyector	Hasta 9	Hasta 30
Pelton dos inyectores	4 ÷ 13	14 ÷ 42
Pelton tres inyectores	5 ÷ 22	17 ÷ 73
MichellBanki	18 ÷ 60	60 ÷ 200
Francis lenta	18 ÷ 38	69 ÷ 125
Francis normal	38 ÷ 68	125 ÷ 225
Francis rápida	68 ÷ 135	225 ÷ 450
Axiales	105 ÷ 300	350 ÷ 1000

**Tabla [1.8.3.2] - Valores de  $n_s$  y  $n_q$  para diversos tipos de turbinas según (OLADE 1980).**

Se comprueba que a grandes alturas, para una velocidad y una potencia de salida dadas, se requiere una máquina de velocidad específica baja como una

rueda de impulso. En cambio, una turbina con una alta  $n_s$ , es la indicada para pequeñas alturas. Sin embargo, una turbina de impulso puede ser adecuada para una instalación de poca altura si el caudal (o la potencia requerida) es pequeño, pero, a menudo, en estas condiciones el tamaño necesario de la rueda de impulso llega a ser exagerado.

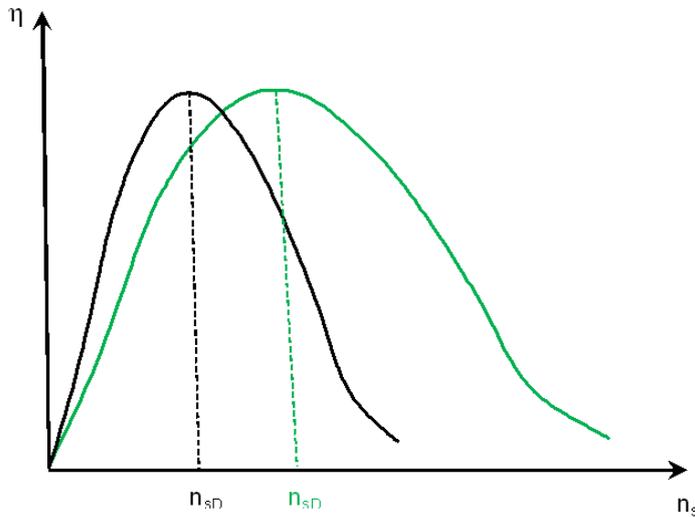
Además, de esta ecuación se observa que la velocidad específica de una turbina depende del número de revoluciones por minuto; cantidad que tiene un límite, y además debe tenerse en cuenta que para cada altura o salto existe un cierto número de revoluciones con el que el rendimiento es máximo. También depende de la potencia  $N$  a desarrollar, función a su vez del caudal  $Q$  de que pueda disponer, y de la altura  $H$  del salto. Fijada la potencia y el caudal aprovechable, el valor de la velocidad específica indica el tipo de turbina más adecuado.

Hasta el momento, las ruedas de impulso se han utilizado para alturas tan bajas como 50 pies (15 m) cuando la capacidad es pequeña, pero es más frecuente que se utilicen para alturas mayores de 500.0 ó 1 000.0 pies (152,4 ó 304,8 m), pues normalmente operan con una economía máxima si la carga es mayor que 900 pies (274.3 m) (García, 2011). La altura límite para turbinas Francis es cercana a 1 500.0 pies (457,3 m) debido a la posibilidad de cavitación y a la dificultad para construir revestimientos con el fin de soportar altas presiones; pero por lo general, suelen alcanzarse cargas de 900 pies (272,4 m) con este tipo de turbinas. Para cargas de menos de 100 pies (30,5 m) suelen usarse turbinas de hélice.

La velocidad específica tiene la cualidad de no contener el diámetro ni ninguna magnitud longitudinal de la máquina, no necesitando, por tanto, particularizarlo para un determinado miembro de la familia, todos los miembros de la familia le corresponderá el mismo número de velocidad específica.

Si se ensaya una turbo máquina de una familia y se calcula en el número de velocidad específica y sus rendimientos trabajando en una serie de situaciones diferentes, ( $H$ ,  $Q$  y  $N$ ), se pueden representar en un eje coordenadas  $\eta$  vs  $n_s$  los puntos que relaciona tales variables (figura 1.8.3.1). La curva obtenida es la misma para todos los miembros de la familia pues en cada uno de los puntos en que trabajan homológicamente tienen el mismo rendimiento y también la misma velocidad específica ya que, como hemos dicho, no depende de la

magnitud de la máquina. Si se ensayase otra turbomáquina de otra familia se obtendría otra curva rendimiento - velocidad específica diferente.(González, 2015)



**Fig. [1.8.3.1] .Variación del rendimiento en función de la velocidad específica.(González, 2015)**

Del análisis de las curvas de la (figura 1.8.3.1) se observa que una turbomáquina puede funcionar en infinitos puntos, entre los cuales destaca uno sobre los demás y es aquel que proporciona el rendimiento máximo.

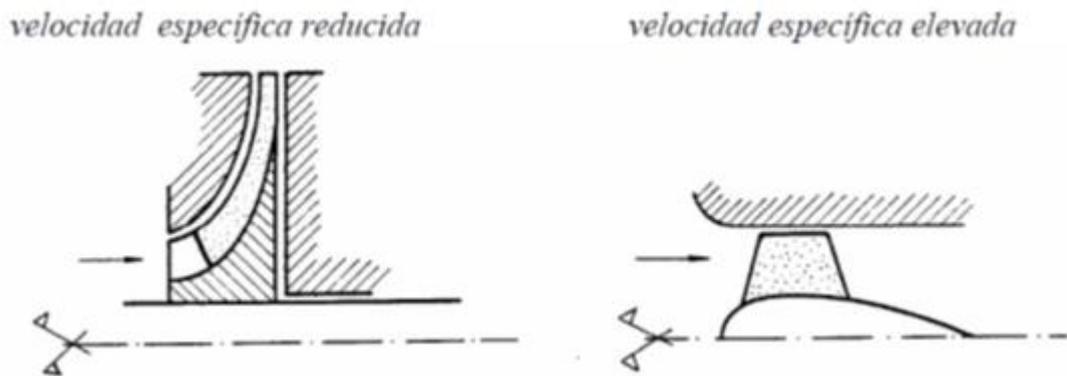
La velocidad específica que proporciona el rendimiento máximo es un parámetro característico a partir del cual se clasifican las turbomáquinas, denominándose precisamente a este valor velocidad específica de la turbomáquina (García, 2011).

Es cierto que la máquina puede funcionar con otros valores de la velocidad específica pero estos serán velocidades específicas de funcionamiento o de trabajo pero no reciben el nombre de velocidad específica de la turbomáquina.

Si bien a cada velocidad específica le corresponde un determinado tipo de turbomáquina, de una manera general se puede afirmar que a las que son de tipo acción les corresponde una velocidad específica reducida, mientras que las de reacción alcanzan valores elevados.

Por otra parte la velocidad específica ha resultado ser el parámetro definitorio de una turbomáquina, el valor que mejor define su comportamiento y que de una manera más completa la representa.

Lo anterior se confirma por el hecho de que las empresas fabricantes de turbomáquinas y los investigadores que en ellas trabajan han realizado una base de datos de enorme utilidad tomando este valor como punto de partida.(González, 2015)



**Fig. [1.8.3.2] Características de la turbomáquina de acuerdo a valor de la velocidad específica.(González, 2015)**

A lo largo de los años estudiaron las máquinas que fueron construyendo cuyo rendimiento consideraban bueno, de ellas calcularon su velocidad específica y anotaron una serie de variables constructivas y funcionales. Con estos valores realizaron una serie de gráficos en unos ejes coordenados, representando la velocidad específica en abscisas y determinados parámetros en ordenadas. Era interesante que estos últimos valores fuesen independientes del tamaño de la máquina y de la altura o energía con que trabajasen para que tuviesen una posterior utilidad para todos los miembros de la familia y su aplicación fuera lo más general posible. Por ello se trata de ángulos, relaciones de magnitudes longitudinales de la máquina y coeficientes de velocidad.

Todos los datos obtenidos representados en ejes cartesianos constituyen una serie de nubes de puntos que pueden ser sustituidas de manera aproximada por curvas, lo que constituye una base de datos de gran trascendencia aplicativa. En el momento de diseñar una nueva turbomáquina se calcula la velocidad específica, mediante datos de partida absolutamente fundamentales, y a partir de los gráficos mencionados se obtienen una serie de parámetros que permiten conocer unos valores muy valiosos para el diseño de la nueva máquina.

Los fabricantes de turbinas hidráulicas deben anunciar el valor de velocidad específica o número específico de revoluciones de sus equipos. Gran número de estudios estadísticos han permitido correlacionar, para cada tipo de turbina, la velocidad específica con el valor del salto neto  $H_n$  (García, 2011).

Pelton (1 chorro)	$n_s = \frac{85.49}{H^{0.243}}$	Siervo y Lugaresi, 1978	1.8.3.4
Francis	$n_s = \frac{3763}{H^{0.654}}$	Schweiger y Gregori, 1989	1.8.3.5
Kaplan	$n_s = \frac{2283}{H^{0.486}}$	Schweiger y Gregori, 1989	1.8.3.6
Flujo cruzado	$n_s = \frac{513.25}{H^{0.505}}$	Kpordze y Warnick, 1983	1.8.3.7
Hélice	$n_s = \frac{2702}{H^{0.5}}$	USBR, 1976	1.8.3.8
Bulbo	$n_s = \frac{1520.26}{H^{0.2837}}$	Kpordze y Warnick, 1983	1.8.3.9

**Tabla [1.8.3.3] Ecuaciones estadísticas que correlacionan la velocidad específica con el valor del salto neto  $H$ , para cada tipo de turbina.**

<b>Tipo de Turbina.</b>	<b>Correl. Estadística <math>N_s</math> vs <math>H</math></b>	<b>Rango <math>n_s</math></b>	<b>Rango <math>H</math> (m)</b>	<b>Rango <math>Q</math> (m)</b>
Pelton (1 chorro).	$n_s=85.49/H^{0.243}$	12- 30	50- 1300.	0.05- 1
Pelton (m chorros).	---	24- 60		
Turgo.	---	20- 70	50- 250.	0.05- 10
Flujo Cruzado.	$n_s=513.25/H^{0.505}$	20-100	3- 200.	0.05- 10

Francis.	$ns=3763/H^{0.654}$	80- 400	10- 350.	0.14- 12
Kaplan.	$ns=2283/H^{0.486}$	140- 1000	2- 20	0.5- 100.
Hélice.	$ns=2702/H^{0.5}$	350-1200		
Bulbo.	$ns=1520.26/H^{0.2837}$			

**Tabla [1.8.3.4] Ecuaciones estadísticas que correlacionan la velocidad específica con el valor del salto neto H y el rango de la velocidad específica para cada tipo de turbina.(García., 2014)**

### 1.9- Rendimiento de las turbinas.

El rendimiento se define como la relación entre la potencia mecánica transmitida al eje de la turbina y la potencia hidráulica correspondiente al caudal y salto nominales.

Hay que hacer notar que en las turbinas de acción (Pelton y Turgo), la altura de salto se mide hasta el punto de impacto del chorro que, para evitar que el rodete quede sumergido en épocas de riadas, estará siempre por encima del nivel de la lámina de agua en el canal de descarga, con lo que se pierde una cierta altura con respecto a las turbinas de reacción, en las que, como veremos, el plano de referencia es la propia lámina de agua.

Dadas las pérdidas que tienen lugar en el conjunto de la turbina de reacción, el rodete solo utiliza una altura  $H_u$ , inferior al salto neto  $H_n$ . Estas pérdidas son esencialmente pérdidas de fricción y tienen lugar en la cámara espiral, en los alabes directores y del rodete, y sobre todo en el tubo superar los  $7^\circ$ . Un difusor bien diseñado permitirá instalar la turbina por encima del nivel del canal de descarga sin perder prácticamente altura de salto.

Los tubos de aspiración pueden ser de diversas formas: rectos, cónicos, curvados etc. En una turbina Francis de eje horizontal el tubo de aspiración al dejar la turbina tiene forzosamente que ir seguido por un codo. El tipo más utilizado es el difusor cónico recto utilizado en configuraciones verticales. Su eficiencia, como se ha dicho más arriba, empeora al superar los  $7^\circ$  de conicidad, pero

para reducir la velocidad de salida con poca conicidad, los tubos resultan muy largos, y por lo tanto caros. Por eso con frecuencia se utilizan difusores con conicidades próximas a los 15 grados. Se sabe que, a la salida de la turbina, el agua tiene un cierto movimiento rotacional, que si es excesivo da lugar a variaciones de presión e inestabilidad pero que dentro de ciertos límites, mejora el rendimiento del difusor. Por todo lo dicho, el comportamiento del difusor es de tal importancia que se recomienda sea el constructor el que lo suministre, o al menos lo diseñe.

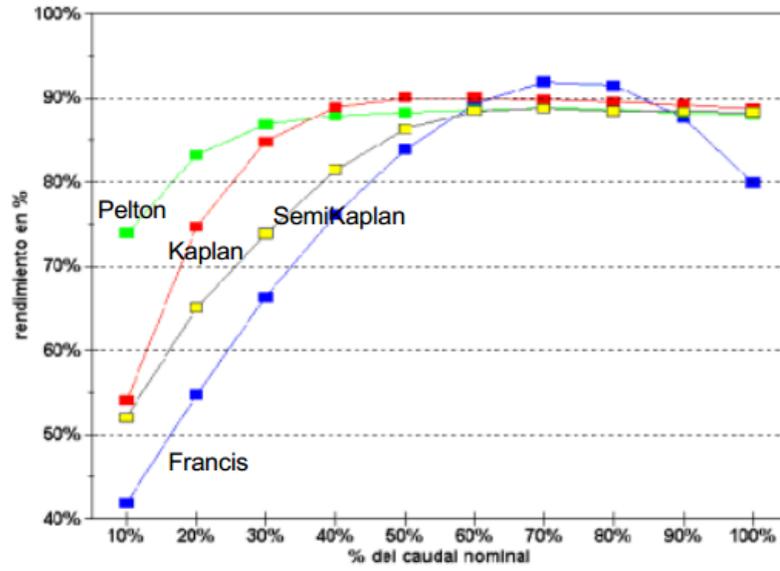
Por el momento no hay ningún código que defina la altura de salto en el cálculo del rendimiento de una turbina de flujo cruzado, por lo que hay que extremar las precauciones cuando se comparan soluciones en las que intervienen turbinas de este tipo. En todo caso midiendo la altura de salto con el mismo criterio que en las turbinas Pelton, su rendimiento rara vez supera el 84%.

La figura (1.9.1) muestra las curvas de rendimiento en función del caudal para distintos tipos de turbina. Para calcular el rendimiento global del grupo turbo-generador hay que multiplicar el de la turbina por el del multiplicador (si es que existe) y por el del generador. La turbina se diseña para trabajar con el caudal nominal, para el que, en general, el rendimiento es máximo. Cuando el caudal se aleja de ese valor, tanto hacia arriba como hacia abajo, desciende el rendimiento, hasta que el caudal es inferior al mínimo técnico y la turbina no puede seguir funcionando.

Las turbinas Kaplan de doble regulación tienen un rendimiento aceptable a partir del 20% del caudal nominal. Las semi-Kaplan solo trabajan eficazmente a partir del 40% del nominal y las Francis con cámara espiral solo a partir del 50%. Por

debajo del 40% una turbina Francis, dependiendo de su diseño y de las condiciones en que ha sido instalada, puede experimentar vibraciones que hacen inestable su funcionamiento y obligan a su parada.

Las turbinas de flujo cruzado tienen, para el caudal nominal, un rendimiento sensiblemente inferior a las Pelton, Francis o Kaplan, pero pueden trabajar con esa o parecida eficiencia en una horquilla de caudales mucho más amplia. (Penche, 1998)



**Fig. [1.9.1] Rendimiento de las Turbinas(Penche, 1998).**

## Capítulo II: Criterios para cálculo y dimensionamiento de turbinas Pelton.

### 2.1- Diámetro del chorro (d).

Lorena Andrea Ferrada, Santiago Cuadro Camargo, Ing. Mario Alberto García Pérez, Miroslav Nechleba y en el Manual Para Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2KW así como en todas las metodologías para calcular el diámetro del chorro utilizan la siguiente ecuación teniendo en cuenta el caudal ( $Q$ ) y la velocidad del chorro ( $C_1$ ), ésta ecuación considera que el flujo que proviene de la tobera tiene una forma cilíndrica (Sepúlveda, 2012, Camargo, 2003, Perez, 2011, Nechleba, 1957).

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_1}} \quad (2.1.0)$$

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_v \sqrt{2gH}}} \quad (2.1.1)$$

$$d = 1.128 \frac{Q}{C_1} = 0.536 \frac{Q^{1/2}}{C_v^{1/2} H^{1/4}} \quad (2.1.2)$$

Mientras que Luis Julca Varastegui para calcular el diámetro del chorro tiene en cuenta no solo el caudal ( $Q$ ) y la velocidad del chorro ( $C_1$ ) sino también el número de chorros ( $i$ ). (Verastegui, 2015).

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi i C_v \sqrt{2gH}}} \quad (2.1.3)$$

- Para turbinas de un solo chorro el diámetro máximo es  $d = 0,20$  m; de lo contrario dividir el caudal en más chorros.
- En general el tamaño del diámetro del chorro está limitado entre:

$$\frac{D}{80} < d < \frac{D}{6}$$

Fuera de estos límites el funcionamiento del álabe es defectuoso.(Perez, 2011)

## 2.2- Velocidad del chorro ( $C_1$ ).

Según la metodología utilizada por Ing.Mario Alberto García Pérez y Lorena Andrea Ferrada, Ing. Ariel R. Marchegiani, Luis Julca Varastegui, M Pilar González Marcos, Miroslav Nechleba y Pedro Fernández Díez como en todas las bibliografías revisadas para calcular la velocidad del chorro utilizan la misma ecuación.(Perez, 2011, Sepúlveda, 2012, Verastegui, 2015, Díez, 2015, Marchegiani, 2004, Nechleba, 1957)

$$C_1 = C_V \sqrt{2gH} \quad (2.2.0)$$

$$\text{Con } C_V = [0.95 - 0.99] \quad \text{ó} \quad C_V = \sqrt{1 - \frac{H_{s-1}}{H}} \quad (2.2.1) \quad (2.2.2)$$

donde:

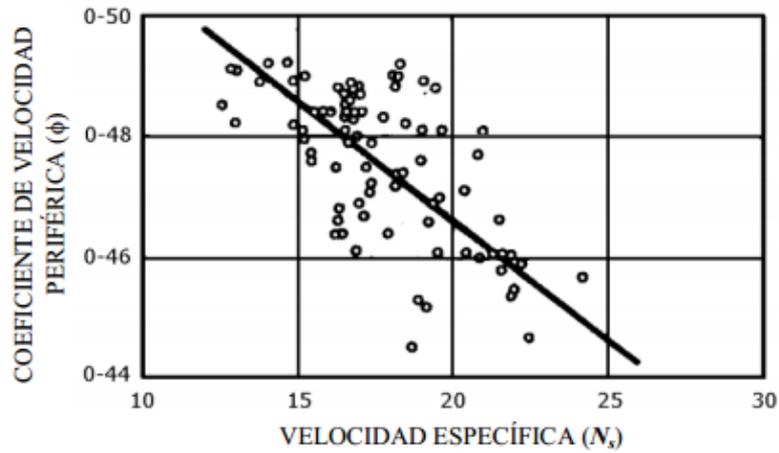
$C_V$  – Coeficiente de velocidad de la tobera

$H_{s-1}$  – pérdidas en el inyector.

H – altura neta

## 2.3- Coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ).

Las principales dimensiones del rodete están determinadas por el coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ) y la función de correlación para datos disponibles de varias turbinas se muestra en la figura [2.3.1].(Mastache, 2014)



**Fig. [2.3.1] Velocidad específica – Coeficiente de velocidad periférica.  $N_s$  con unidades en sistema métrico y potencia en kW. (Mastache, 2014)**

Con esos datos según Arturo Nava Mastache y Ismael Suescún Monsalve se determina la expresión(Monsalve):

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 n_s \quad (2.3.0)$$

El Ing. Mario Alberto Gracias Pérez en tabla [2.3.1] determina el coeficiente de velocidad periférica en función de la velocidad específica.

$n_s$	9	13	18	22	27	31
$\phi$	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.425

**Tabla [2.3.1] Relación entre la velocidad específica ( $n_s$ ) y el coeficiente de velocidad periférica. (Perez, 2011)**

## 2.4- Dimensionamiento del rodete:

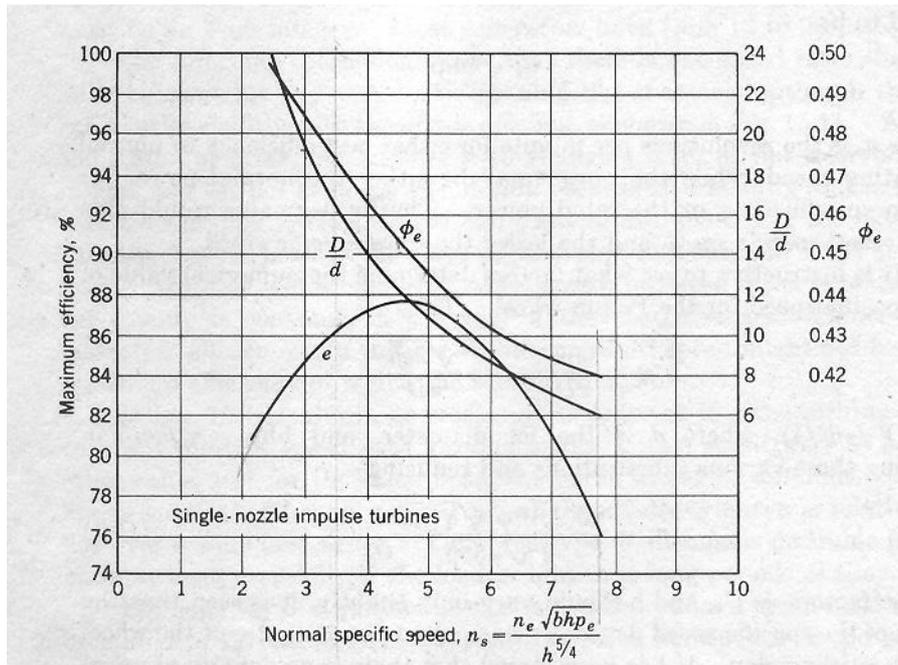
Cuando se conocen los valores del coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ) y la velocidad de rotación ( $n$ ) es posible calcular el valor del diámetro de la rueda ( $D_2$ )(Mastache, 2014).

Como los factores  $\phi$ ,  $C_v$  y  $e$  deben variar sólo ligeramente, se ve que el valor de la velocidad específica depende principalmente de la relación de la rueda al diámetro del chorro. Se ha indicado que no existe un límite físico definido para el valor máximo de la relación  $D_2 / d$ , pero un gran valor da como resultado una rueda relativamente grande y, por lo tanto, más costosa, y la eficiencia sufre debido a la fricción pérdida.

Sin embargo, si la relación  $D_2 / d$  se vuelve demasiado pequeña, el tamaño de los cubos no es razonable en relación con el diámetro de la rueda; Es físicamente imposible espaciar los cubos lo suficientemente cerca juntos; Y parte del agua de la boquilla no actuará sobre la rueda en absoluto.

Pero incluso antes de que este punto se alcance, la eficiencia de la rueda sufrirá debido a la mayor salida de la acción tangencial, que el ideal. Por lo tanto, como se ve en la figura (2.4.1) la rueda de impulso alcanza su mejor rendimiento a una velocidad específica normal de aproximadamente 4,5, y el límite superior para una rueda de boquilla única es de aproximadamente 6 u 7, porque más allá de ese valor la eficiencia cae demasiado. Si se utilizan dos o más boquillas en la rueda, se aumenta la potencia y, por lo tanto, los valores de velocidad específica mencionados aquí se multiplicarán por la raíz cuadrada del número de boquillas.

La curva mostrada en la figura (2.4.1) debe entenderse que indica una tendencia en lugar de valores absolutos en todos los casos. Las ruedas de diseño pobre o de pequeño tamaño, que operan bajo la cabeza baja u otras condiciones desfavorables, tendrán eficiencias inferiores a las indicadas por esta curva única (L.Daugherty, 1970).



**Fig. [2.4.1] Relación de la velocidad específica ( $n_s$ ) en función del  $D_2/d$ , la eficiencia máxima y coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ). (L. Daugherty, 1970)**

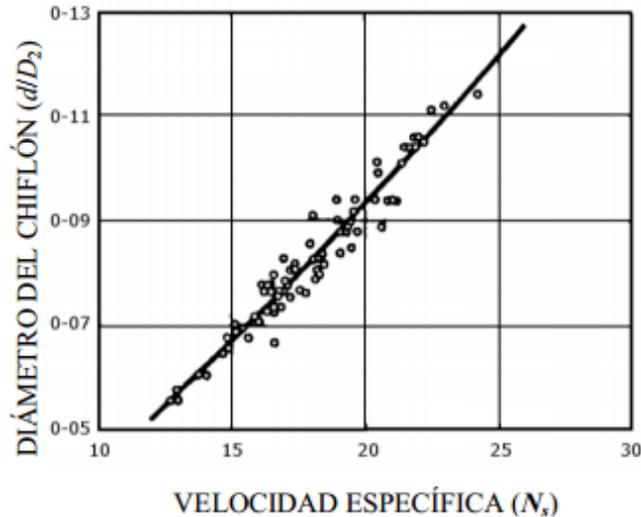
Arturo Nava Mastache, Ing. Mario Alberto Gracias Pérez utilizan la siguiente fórmula experimental:

$$D_2 = 84.6 \frac{\phi}{n} \sqrt{H_d} \quad (2.4.0)$$

También Arturo Nava Mastache plantea que se puede calcular empleando el parámetro  $d/D_2$ , donde  $d$  es el diámetro del chorro. (Mastache, 2014).

La figura [2.4.2] muestra la curva  $d/D_2 - n_s$  y la ecuación de interpolación es:

$$d/D_2 = n_s / (250.74 - 1.79 n_s) \quad (2.4.1)$$



**Fig. [2.4.2] Velocidad específica - Diámetro del chiflón.**

Otro método que muestra el Ing. Mario Alberto Gracias Pérez, M Pilar González Marcos y Miroslav Nechleba para determinar el diámetro ( $D_2$ ) para un funcionamiento óptimo es mediante la siguiente relación en función de la velocidad tangencial ( $u$ ) (Nechleba, 1957, Perez, 2011, Marcos, 2009):

$$u = \frac{C_1}{2} = \frac{\pi n D_2}{60} \quad (2.4.2)$$

Donde

$$u = 0.45 * \sqrt{2 * g * H} \quad (2.4.3)$$

Según Lorena Andrea Ferrada para determinar el diámetro ( $D_2$ ) utiliza la siguiente ecuación:

$$D_2 = \frac{240d}{n_s} \quad (2.4.4)$$

Otra manera de determinar el diámetro ( $D_2$ ) según Luis Julca Verastegui es mediante la ecuación que se utiliza para determinar el número específico ideal:

$$(\eta_s)_{i=576} * (\eta_t * \varphi)^{0.5} * i^{0.5} * K_p * \frac{d}{D_2} \quad (2.4.5)$$

De esta manera se llega a la siguiente relación de la cual se puede despejar y determinar el valor del diámetro D.

$$\frac{d}{D_2} = \frac{(\eta_s)_i}{576 * (\eta_t * \varphi)^{0.5} * i^{0.5} * K_p}$$

$(\eta_s)_i$ =Número específico ideal

$D_2$ = Diámetro del rodete

Coefficiente de la velocidad absoluta =  $\varphi$

Coefficiente de velocidad de arrastre =  $K_p$

Rendimiento de la turbina =  $\eta_t$

Mientras que el mismo autor Luis Julca Verastegui plantea que se puede determinar el diámetro mediante esta otra expresión:

$$D_2 = \left( 46.04 - 0.33(\eta_s)_i \right) * \left( \frac{\sqrt{H_D}}{n} \right) \quad (2.4.6)$$

En el Manual Para Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2KW determinan el diámetro mediante la siguiente expresión:

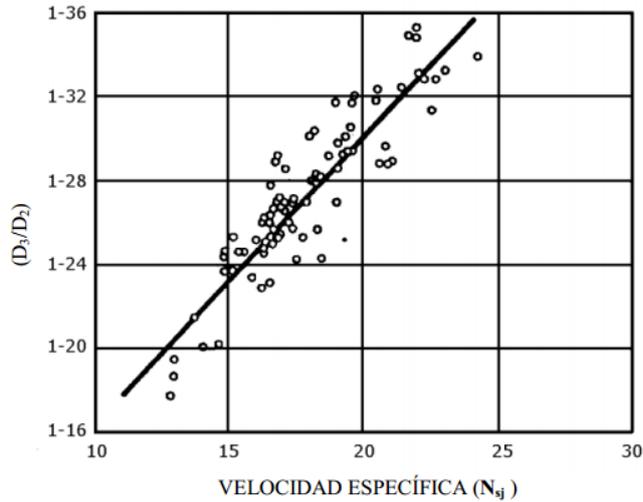
$$D_2 = \frac{k_u \sqrt{2 * g * H}}{\pi * n} \quad (2.4.7)$$

Donde

$(k_u)$  = coeficiente de velocidad tangencial.

## 2.5- Dimensionamiento del diámetro exterior del rodete ( $D_3$ ).

El diámetro exterior del rodete no es más que diámetro exterior del conjunto de rueda y cangilones o diámetro de las puntas como también se le llama (Mastache, 2014).



**Fig. [2.5.1] Relación entre  $(\frac{D_3}{D_2})$  y la velocidad específica ( $n_s$ ). (Mastache, 2014)**

La expresión para  $D_3$  queda en función de  $D_2$  y  $n_s$ , como se muestra a continuación según Arturo Nava Mastache:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.028 + 0.0137 * n_s \quad (2.5.0)$$

Mientras que en el Manual Para Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2KW y Luis Julca Verastegui para determina el diámetro ( $D_3$ ) utilizan la siguiente expresión:

$$D_3 = D_2 + 2 * d \quad (2.5.1)$$

Santiago Cuadro Camargo y Pedro Fernández Díez para determinar el diámetro ( $D_3$ ) no solo tiene en cuenta el diámetro del rodete ( $D_2$ ) sino también la altura del cangilón ( $H_2$ ) (Camargo, 2003):

$$D_3 = D_2 + 2\frac{3}{5}H_2 \quad (2.5.2)$$

Lorena Andrea Ferrada el diámetro ( $D_3$ ), se calcula según la relación de Layere, mostrada en la ecuación (Sepúlveda, 2012):

$$D_3 = D_2 + \frac{7}{3}H_2 \quad (2.5.3)$$

Mientras que Luis Julca Verastegui utiliza la misma ecuación que Lorena Andrea Ferrada pero en vez de utilizar la altura del cangilón tiene en cuenta el diámetro del chorro.(Verastegui, 2015)

$$D_3 = D_2 + [2\left(\frac{7}{6}\right)d] \quad (2.5.4)$$

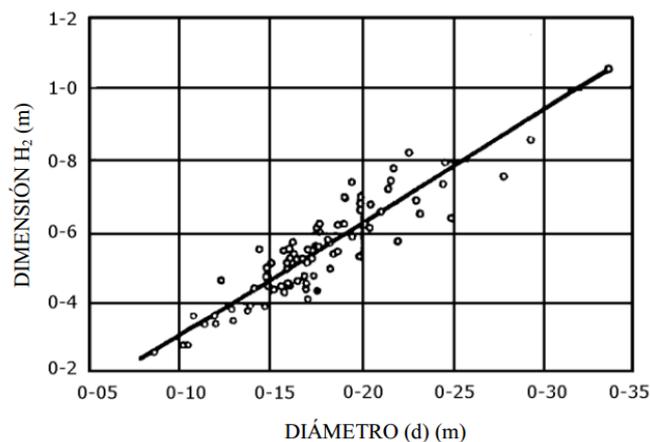
## 2.6- Dimensiones de los Cangilones.

### 2.6.1. Longitud y ancho de los cangilones.

La longitud  $H_2$  de los cangilones o cucharones se da como una función del diámetro del chorro (d) ver figura (2.6.1), de acuerdo a las siguientes expresiones según Arturo Nava Mastache.(Mastache, 2014)

$$H_2 = 3.23 d^{1.02} \quad (2.6.1.0)$$

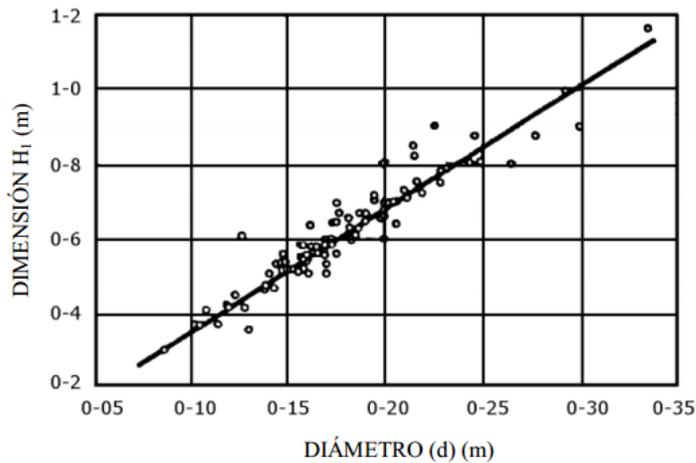
Esta es proporcionada por la siguiente relación mostrada en la (figura 16):



**Fig. [2.6.1] Relación entre(  $H_2$ ) y el Diámetro (d).(Mastache, 2014)**

De la misma manera sucede con la determinación del ancho del cangilón ( $H_1$ ) (ver figura 2.6.2), está en función del diámetro del chorro y es proporcionada por la relación mostrada en la (figura 17)(Mastache, 2014).

$$H_1 = 3.20 d^{0.96} \quad (2.6.1.1)$$



**Fig. [2.6.2] Relación entre(  $H_1$ ) y el Diámetro (d).(Mastache, 2014)**

Mientras que Ing. Mario Alberto García Pérez determina la longitud (  $H_2$ ) y ancho (  $H_1$ ) mediante la siguiente expresión (Perez, 2011):

$$H_2 = [2.5 - 2.85] d \quad (2.6.1.2)$$

$$H_1 = [2,8 - 3,6] d \quad (2.6.1.3)$$

Lorena Andrea Ferrada para calcular la longitud (  $H_2$ ) y el ancho (  $H_1$ ) solo varia el intervalo con respecto al autor anterior aunque la diferencia es mínima (Sepúlveda, 2012):

$$H_2 = (2.3-2.8) d \quad (2.6.1.4)$$

$$H_1 = (2.8-3.2) d \quad (2.6.1.5)$$

Santiago Cuadro Camargo y Pedro Fernández Díez determinan la longitud (  $H_2$ ) y ancho (  $H_1$ ) del cangilón tomando valores diferente y superior a los intervalos propuestos por el Ing. Mario Alberto García Pérez y Lorena Andrea Ferrada (Camargo, 2003, Díez, 2015).

$$H_2 = 3.5 d \quad (2.6.1.6)$$

$$H_1 = 3.75 d \quad (2.6.1.7)$$

Sin embargo Miroslav Nechleba mantiene una relación más amplia que contiene todos los valores propuestos por los anteriores autores (Nechleba, 1957).

$$H_2 = (2.5- 2.8) d \quad (2.6.1.8)$$

$$H_1 = (2.8- 4.0) d \quad (2.6.1.9)$$

### **2.6.2- Profundidad del cangilón:**

Lorena Andrea Ferrada propone la siguiente relación en función del diámetro del chorro para determinar la profundidad del cangilón (ver figura 18)(Sepúlveda, 2012):

$$t = (0.6-0.9) d \quad (2.6.2.0)$$

De la misma manera Luis Julca Verastegui utiliza un valor que se encuentra dentro del rango propuesto anteriormente.

Para determinar la profundidad del cangilón (t) Santiago Cuadro Camargo y Pedro Fernández Diez utilizan la siguiente expresión siempre en función del diámetro del chorro, como se observa utiliza un valor superior al intervalo propuesto por Lorena Andrea Ferrada y los demás autores (Camargo, 2003):

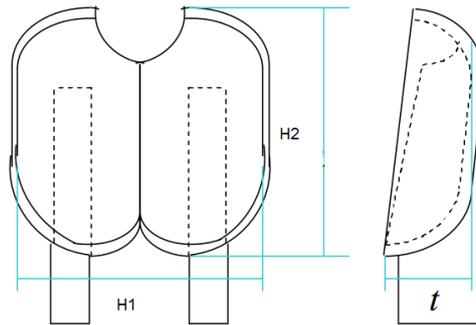
$$t = 1.5 d \quad (2.6.2.1)$$

Mientras que Miroslav Nechleba recomienda para determinar la profundidad utilizar un valor de 0.95 como se muestra a continuación (Nechleba, 1957):

$$t = 0.95 d \quad (2.6.2.2)$$

El Ing. Mario Alberto Gracias Pérez propone un intervalo aun mayor para calcular la profundidad del cangilón donde se cumple lo recomendado por Miroslav Nechleba (Perez, 2011):

$$t = [0,8 - 1,0] d \quad (2.6.2.3)$$



**Fig. [6.2.6.1] Longitud ( $H_2$ ), ancho ( $H1$ ) y profundidad ( $t$ ) del cangilón (Camargo, 2003).**

## 2.7- Cálculo del número de cangilones:

Según Santiago Cuadro Camargo y Pedro Fernández Díez para calcular el número de cangilones requerido por la rueda, utilizan la siguiente ecuación (Camargo, 2003, Díez, 2015):

$$Z = \pi \frac{D_2}{H_2} \quad (2.7.0)$$

Lorena Andrea Ferrada y Pedro Fernández Díez para el cálculo del número de cucharas recomiendan utilizar la Tabla [2.7.1], la que depende de la velocidad específica  $n_s$  y va desde 4 a 32 (Sepúlveda, 2012):

Velocidad específica ( $n_s$ )	Número de cucharas (z)
4	40
6	37
8	34
10	30
12	28
14	26
18	22
22	20
26	17
32	15

**Tabla [2.7.1] Número de cucharas. (Sepúlveda, 2012, Díez, 2015)**

Lorena Andrea Ferrada, plantea que existe otra ecuación que permite calcular el número de cucharas, aunque coincide con la expresión propuesta por

Santiago Cuadro Camargo, la única diferencia se encuentra en la determinación de la altura del cangilón donde la autora utiliza un rango superior al que ella misma plantea anteriormente:

$$Z = \pi \frac{D_s}{(1.4-1.6)d} \quad (2.7.1)$$

En el Manual Para Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2KW y Lorena Andrea Ferrada plantean que otra manera de calcular el número de cangilones es mediante la siguiente expresión siempre y cuando conozcamos el valor del paso máximo ( $\theta$ )(Sepúlveda, 2012):

$$\theta = \frac{2\pi}{Z} \quad (2.7.2)$$

El Ing. Mario Alberto Gracias Pérez propone las siguientes expresiones para determinar el número de cangilones ( $Z$ ) (Perez, 2011):

$$Z = \frac{D}{2d} + 14 \text{ ó } Z = \frac{D}{2d} + 16 \quad (2.7.3)$$

También:

$$Z = 0.4 \frac{D}{2d} + 18 \text{ ó } 20 \quad (2.7.4)$$

Pedro Fernández Díez muestra otra manera de calcular el número de cangilones utilizando la siguiente formula empírica (Díez, 2015):

$$Z = 15 + \frac{D}{2d} \text{ Válida para un intervalo } 6,5 > \frac{D}{d} > 5 \quad (2.7.5)$$

## 2.8- Dimensiones de la Tobera.

Según el Manual Para Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2KW el radio de curvatura del bulbo ha de ser

grande, a fin de evitar desprendimientos, el diámetro  $b$  del mismo suele determinarse de la siguiente manera:

$$b = 1.25 * d \quad (2.8.0)$$

De la misma manera Manual Para Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2KW plantea que la distancia ( $\ell$ ) determina el diámetro máximo del chorro ( $d$ ):

$$\ell = \frac{d}{2} \quad (2.8.1)$$

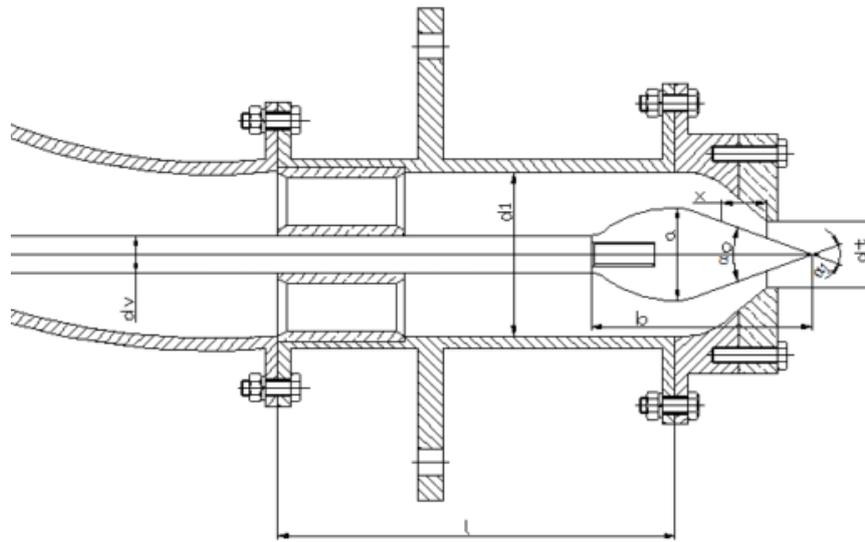
Así como los valores ordinarios y comunes con los que se construye el bulbo se encuentran dentro de siguiente rango:

$$20^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ \quad (2.8.2)$$

El Manual Para Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2KW también muestra una tabla con los principales dimensiones de la tobera en función del diámetro de chorro (ver Tabla 2.8.1):

Parametros	Ecuacion de cálculo	Recomendado	Unidades.
$a$	$1.42*d$		m
$\alpha_0$	40-60	45	grados
$\alpha_1$	60-90	70	m
$d_t$	$1.1*d$		m
$x$	$0.5*d$		m
$d_v$	$0.58*d$		m
$b$	$3.25*d$		m
$d_2$	$4.5*d$		m
$l$	$6*d$		m
$r$	$15*d$		m
$d_1$	$2.5*d$		m

**Tabla [2.8.1].** Proporciones de la tobera en función del diámetro de chorro



**Fig. [2.8.1] Principales dimensiones de la tobera.**

## Capítulo III: Metodología para el cálculo hidráulico y dimensionamiento de turbinas Pelton.

Las turbinas hidráulicas no pueden fabricarse en serie. Cada salto (H, Q) requiere un diseño concreto. La velocidad específica  $n_s$  es el parámetro clave para fijar en primer lugar el tipo de turbina y en segundo lugar la forma y el dimensionamiento correspondientes. Los datos que necesitamos para el diseño son la potencia eléctrica, el caudal, la velocidad de rotación el rendimiento total estimado y la temperatura del agua para poder definir otros parámetros. (Verastegui, 2015)

### 3.1- Determinación de la velocidad específica recomendada $(n_s)_{rec}$ .

La velocidad específica recomendada se determina utilizando la ecuación (1.8.3.4)

$$(n_s)_{rec} = 85.49/H^{0.243} \quad (1.8.3.4)$$

Se comprueba que la velocidad específica se encuentre en el rango de las Turbinas Pelton mediante la tabla [1.8.3.4].

### 3.2- Determinación del número específico de revoluciones recomendado $(n_q)_{rec}$ .

El número específico de revoluciones se determina despejando la ecuación de la velocidad específica (1.8.3.1) donde la velocidad específica utilizada será la recomendada.

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} * n_q \quad (1.8.3.1)$$

$$(n_q)_{rec} = (n_s)_{rec} / (3.65 \sqrt{\eta})$$

### 3.3- Selección de la relación $(d/D_2)$ recomendado.

Para determinar la relación  $(d/D_2)_{rec}$  se utiliza la ecuación (2.4.1):

$$(d/D_2)_{rec} = (n_s)_{rec} / (250.74 - 1.79 (n_s)_{rec}) \quad (2.4.1)$$

### 3.4- Velocidad del chorro ( $C_1$ ).

Para determinar la velocidad del chorro se utiliza la expresión (2.2.0):

$$C_1 = C_v \sqrt{2gH} \quad (2.2.0)$$

### 3.5- Coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ).

El coeficiente de velocidad periférica recomendada se determina por la expresión (2.3.0) en función de la velocidad específica recomendada  $(n_s)_{rec}$  dada la relación existente entre mismas como se muestra en la (figura 14).

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 (n_s)_{rec} \quad (2.3.0)$$

### 3.6- Selección del rango de diámetros.

Se selecciona un rango de diámetros a estandarizar según experiencias de la Olade y las estandarizaciones de turbinas en Cuba ver Anexo [1]

### 3.7- Calculo de la velocidad tangencial ( $u$ ).

Determinación de la velocidad tangencial utilizando al expresión (2.5.3).

$$u = 0.45 * \sqrt{2 * g * H} \quad (2.5.3)$$

### 3.8- Calculo de las rpm para cada diámetro estandarizado.

Se determinan las rpm mediante la ecuación (2.5.2):

$$u = \frac{\pi n D_2}{60} \quad (2.5.2)$$

$$n = \frac{60 * u}{\pi * D_2}$$

### 3.9- Selección del número de chorros ( $i$ ) para cada diámetro estandarizado.

Relacionando la ecuación (1.8.3.3) en función del número de chorros y la ecuación (1.8.3.1) para determinar la velocidad específica ( $n_s$ ) se determina el número de chorros:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q/i}}{H^{3/4}} \quad (1.8.3.3)$$

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} n_q \quad (1.8.3.1)$$

Donde

$$(n_s)_{rec} = 3.65 \sqrt{\eta} n \frac{\sqrt{Q/i}}{H^{3/4}}$$

$$\left( \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{i}} \right)^2 = \left( \frac{(n_s)_{rec}}{n} * \frac{H^3}{\sqrt{\eta}} * \frac{1}{3.65} \right)^2$$

$$\frac{Q}{i} = \left( \frac{(n_s)_{rec}}{n} \right)^2 * \frac{H^3}{\eta} \frac{1}{(3.65)^2}$$

$$i = 13.32 * \eta \left( \frac{n}{(n_s)_{rec}} \right)^2 * \frac{Q}{H^3}$$

### 3.10- Determinación del número específico de revoluciones( $n_q$ ).

El número específico de revoluciones se determina mediante la ecuación (1.8.3.3)

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.8.3.3)$$

### 3.11- Determinación de la velocidad específica ( $n_s$ ).

Se determinará la velocidad específica utilizando la ecuación (1.8.3.1)

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} * n_q \quad (1.8.3.1)$$

### 3.12- Diámetro del chorro (d) para cada diámetro estandarizado.

El diámetro del chorro se determina por la ecuación (2.1.3) teniendo en cuenta el número de chorro (i):

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi i C_v \sqrt{2gH}}} \quad (2.1.3)$$

### 3.13- Determinación de la relación $d/D_2$ para cada diámetro estandarizado.

Se determina la relación  $d/D_2$  en función del diámetro del chorro (d) para cada diámetro  $D_2$ .

### 3.14- Selección de los parámetros característicos recomendados.

Los parámetros característicos recomendados se seleccionan seleccionando el diámetro del rotor y número de chorros que haga coincidir el número específico de revoluciones  $n_q$  calculado con el número específico de revoluciones recomendado.

### 3.15 - Determinación del rendimiento total de la turbina ( $\eta_t$ ).

Para determinar el rendimiento total se utiliza la (figura 1.9.1) que muestra una relación entre el rendimiento total de la turbina y el caudal nominal.

### 3.16- Diámetro exterior del rodete ( $D_3$ ).

El diámetro del rodete o diámetro de las puntas se determina por la relación ( $D_3/D_2$ ) como se muestra en la ecuación (2.5.0) en función de la velocidad específica ( $n_s$ ) como se muestra en la (figura 2.5.1).

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.028 + 0.0137 * n_s \quad (2.5.0)$$

### 3.17- Longitud y ancho de los cangilones.

La longitud del cangilón ( $H_2$ ) se determina mediante la ecuación (2.6.1.6) y el ancho del cangilón ( $H_1$ ) mediante la ecuación (2.6.1.7):

$$H_2 = (2.5- 2.8) d \quad (2.6.1.6)$$

$$H_1 = (2.8- 4.0) d \quad (2.6.1.7)$$

### 3.18- Profundidad del cangilón (t).

La profundidad del cangilón está determinada por la ecuación (2.6.2.2):

$$t=0.95 d \quad (2.6.2.2)$$

### 3.19- Número de cangilones (Z).

Para determinar el número de cangilones se utiliza la expresión que esta daa en función del diámetro exterior del rodete ( $D_3$ ) y el largo de cangilón ( $H_2$ ):

$$Z = \pi \frac{D_3}{H_2} \quad (2.7.0)$$

### 3.20- Dimensiones de la Tobera.

Utilizando la tabla [2.8.1] se determinan las dimensiones de la tobera.

## Capítulo IV: Validación del procedimiento mediante el cálculo hidráulico y dimensionamiento de una turbina Pelton de dos chorros, velocidad específica 24.

### Datos principales

H= 150 m

Q= 0.34 m

#### 4.1-Determinación de la velocidad específica recomendada $(n_s)_{rec}$ .

$$n_s = 85.49/H^{0.243} \quad (1.8.3.4)$$

$$(n_s)_{rec} = 85.49/150^{0.243}$$

$$(n_s)_{rec} = 25.30$$

La velocidad específica obtenida se encuentra dentro del rango de las turbinas tipo Pelton.

#### 4.2- Número específico de revoluciones recomendado $(n_q)_{rec}$ .

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} n_q \quad (1.8.3.1)$$

$$(n_q)_{rec} = (n_s)_{rec} / (3.65 \sqrt{\eta})$$

$$(n_q)_{rec} = 25.30 / 3.65 * \sqrt{0.87}$$

$$(n_q)_{rec} = 7.45$$

#### 4.3- Velocidad del chorro $(C_1)$ .

$$C_1 = C_v \sqrt{2gH} \quad (2.2.0)$$

$$C_1 = 0.97 \sqrt{2 * 9.8 * 150}$$

$$C_1 = 52.60$$

#### 4.4- Coeficiente de velocidad periférica ( $\phi$ ).

$$\phi = 0.5445 - 0.0039 n_s \quad (2.3.0)$$

$$\phi = 0.44$$

#### 4.5- Selección del rango de diámetros.

Se seleccionó un rango de diámetros entre 0.15m a 1.1m, ver Anexo [1]

#### 4.6- Calculo de la velocidad tangencial ( $u$ ).

$$u = 0.45 * \sqrt{2 * g * H} \quad (2.4.3)$$

$$u = 0.45 * \sqrt{2 * 9.8 * 150}$$

$$u = 24.40$$

#### 4.7- Calculo de las rpm para cada diámetro estandarizado.

$$u = \frac{\pi n D_2}{60} \quad (2.4.2)$$

$$n = \frac{60 * u}{\pi * D_2}$$

$$n = \frac{60 * 24.40}{\pi * 0.65}$$

$$n = 717.29$$

Se calcula las rpm para cada uno de los diámetros seleccionados, ver Anexo [1]

#### 4.8- Selección del número de chorros ( $i$ ) para cada diámetro estandarizado.

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q/i}}{H^{3/4}} \quad (1.8.3.3)$$

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} n_q \quad (1.8.3.1)$$

Donde

$$(n_s)_{rec} = 3.65 \sqrt{\eta} n \frac{\sqrt{Q/i}}{H^{3/4}}$$

$$\left(\frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{i}}\right)^2 = \left(\frac{(n_s)_{rec}}{n} * \frac{H^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{\eta}} * \frac{1}{3.65}\right)^2$$

$$\frac{Q}{i} = \left(\frac{(n_s)_{rec}}{n}\right)^2 * \frac{H^{\frac{3}{2}}}{\eta} \frac{1}{(3.65)^2}$$

$$i = 13.32 * \eta \left(\frac{n}{(n_s)_{rec}}\right)^2 * \frac{Q}{H^{\frac{3}{2}}}$$

$$i = 13.32 * 0.87 \left(\frac{717.29}{25.30}\right)^2 * \frac{0.34}{150^{\frac{3}{2}}}$$

$$i = 1.72$$

$$i \approx 2$$

Se determinó el número de chorros para cada una de las rpm calculadas dado el rango de diámetros seleccionados, ver Anexo [1]

#### 4.9- Determinación del número específico de revoluciones ( $n_q$ ).

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.8.3.3)$$

$$n_q = 717.29 \frac{\sqrt{0.34}}{150^{3/4}}$$

$$n_q = 9.76$$

Se obtuvo el número específico de revoluciones para cada una de las rpm calculadas en función del rango de diámetros seleccionado, ver Anexo [1]

#### 4.10- Determinación de la velocidad específica ( $n_s$ ).

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} * n_q \quad (1.8.3.1)$$

$$n_s = 3.65 \sqrt{0.87} * 9.76$$

$$n_s = 33.12$$

Se realizaron los cálculos para cada valor de  $n_q$  obtenido, ver Anexo [1]

#### 4.11-Diámetro del chorro (d) para cada diámetro estandarizado.

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi i C_v \sqrt{2gH}}} \quad (2.1.3)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0.34}{\pi * 2 * 52.60}}$$

$$d = 0.07 \text{ m}$$

Se determinó en diámetro del chorro en función del número de chorros para cada uno de los diámetros seleccionados, ver Anexo [1]

#### 4.12- Determinación de la relación $d/D_2$ para cada diámetro estandarizado.

$$\frac{d}{D_2} = \frac{0.07}{0.65}$$

$$\frac{d}{D_2} = 0.11 \text{ m}$$

Se determinó la relación  $d/D_2$  para cada uno de los diámetros del chorro calculado y para cada diámetro comprendido dentro del rango seleccionado, ver Anexo [1]

#### 4.13- Selección de los parámetros característicos recomendados.

Parámetros seleccionados:

$$D_2 = 0.65 \text{ m}$$

i=2

Para seleccionar estos parámetros se analizaron todos los resultados obtenidos para cada uno de los diámetros propuestos y se tuvo en cuenta que coincidiera el número específico de revoluciones calculado ( $n_q$ ) con el número específico de revoluciones recomendado ( $n_q$ )<sub>rec</sub>.

Se seleccionan los parámetros correspondientes con el diámetro de 0.65m dado que es el único de los valores semejantes que posee dos chorros, ya que es más útil y eficiente una turbina de dos chorros que de uno.

#### 4.14- Determinación del rendimiento total de la turbina ( $\eta_t$ )

Según la figura (1.9.1) se asume una eficiencia de la turbina de un 87%

#### 4.15-Diámetro exterior del rodete ( $D_3$ )

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.028 + 0.0137 * n_s \quad (2.5.0)$$

$$D_3 = (1.028 + 0.0137 * n_s) * D_2$$

$$D_3 = (1.028 + 0.0137 * 33.12) * 0.65$$

$$D_3 = 0.96 \text{ m}$$

Se determinó el valor del diámetro exterior del rodete para cada uno de los diámetros propuestos dentro del rango seleccionado, ver Anexo [1]

#### 4.16-Longitud ( $H_2$ ) y ancho ( $H_1$ ) de los cangilones

$$H_2 = (2.5- 2.8) d \quad (2.6.1.6)$$

$$H_2 = (2.65) * 0.07$$

$$H_2 = 0.18 \text{ m}$$

$$H_1 = (2.8- 4.0) d \quad (2.6.1.7)$$

$$H_1 = (3.2) * 0.07$$

$$H_1 = 0.22 \text{ m}$$

Se realizaron los cálculos correspondientes para cada uno de los diámetros de los chorros existentes en el rango a estandarizar, ver Anexo [1]

#### 4.17-Profundidad del cangilón (t)

$$t=0.95 d \quad (2.6.2.2)$$

$$t=0.95 *0.07$$

$$t=0.07 \text{ m}$$

Se determinó para cada uno de los diámetros del chorro existente, ver Anexo [1]

#### 4.18-Número de cangilones (Z)

$$Z = \pi \frac{D_2}{H_2} \quad (2.7.0)$$

$$Z = \pi \frac{0.96}{0.18}$$

$$Z = 16.74$$

$$Z \approx 17$$

## 2.7- Dimensiones de la Tobera

Proporciones de la tobera en función del diámetro de chorro			
$a$	1.42*d	0.10	m
$\alpha_0$	40-60	45	grados
$\alpha_1$	60-90	70	m
$d_r$	1.1*d	0.08	m
$x$	0.5*d	0.03	m
$d_v$	0.58*d	0.04	m
$b$	3.25*d	0.22	m
$d_2$	4.5*d	0.31	m
$l$	6*d	0.41	m
$r$	15*d	1.04	m
$d_1$	2.5*d	0.17	m

El dimensionamiento de la tobera se realizó para cada uno de los diámetros existentes en el rango a estandarizar, ver Anexo [2]

## Conclusiones

1. Se realizó un estudio sobre el funcionamiento y diseño de cada uno de los principales componentes de las turbinas Pelton, y las condiciones para obtener una alta eficiencia y fiabilidad en el servicio.
2. El potencial hidroenergético identificado en Cuba es de 122 343,7 kW en 230 sitios. De ellos sin explotar 56 MW que representa una generación de 274 534,5 MWh. La UNE a partir del programa de implementación de las fuentes renovables de energía tiene una alta demanda de turbinas hidráulicas.
3. Se propone un procedimiento de cálculo hidráulico y dimensionamiento de los principales componentes de las turbinas Pelton para garantizar una mejor eficiencia y diseño de las mismas.
4. Los procedimientos propuestos se aplican en el cálculo y dimensionamiento de una turbina Pelton de dos chorros con  $n_s$  24.
5. Se realizó la automatización de los cálculos hidráulicos y dimensionamiento de las turbinas Pelton para un rango de diámetros seleccionado a estandarizar.
6. Para el flujo de  $0.34 \text{ m}^3/\text{s}$  y la carga de 150 m la configuración más recomendada es diámetro del rodete ( $D=0.65 \text{ m}$ ), dos chorros, velocidad específica ( $n_s=25$ ), relación entre diámetro del rodete y diámetro del chorro ( $D/d=0.11 \text{ m}$ ), ver resultados de los cálculos en el Anexo [1].
7. La fabricación de este modelo de turbina en la empresa Planta Mecánica, Villa Clara permitirá contar con una tecnología propia de bajo costo y estándares de eficiencia.

## **Recomendaciones**

1. Desarrollar el diseño mecánico y plano de taller de la turbina hidráulica Pelton. Construcción de un prototipo de turbina hidráulica pelton.
2. Evaluar el prototipo en un banco de prueba.
3. Realizar mejoras en el diseño hidráulico a partir de los resultados de las pruebas.
4. Desarrollar el diseño mecánico de la turbina para su producción seriada.

## Bibliografía.

- Diseño y Construcción de turbinas pelton *manual*  
Diseño y Construcción de una Turbina Pelton para Generación Eléctrica, Capacidad 2 KW.  
CAMARGO, S. C. 2003. DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UNA TURBINA  
PELTON PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.  
CASTRO, A. 2006. Minicentrales hidroeléctricas. 180.  
DÍEZ, P. F. 2015. III Turbinas Pelton.  
DÍEZ, P. F. 2015. TURBINAS HIDRÁULICAS.  
FAURE, L. J. G. 2005. MACRO OPTIMIZACION DEL PROYECTO Y LA EXPLOTACION DE LAS  
PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS DE LAS REGIONES MONTAÑOSAS.  
FERNÁNDEZ, D. P. 2004 Turbinas hidráulicas. .  
GARCÍA, P. A. 2011. Turbo máquinas – Turbinas Hidráulicas.  
GARCÍA., D. F. S. 2014.  
GARZÓN, A. D. Y. 2014. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA TURBINA PELTON.  
GONZÁLEZ, M. M. 2015. Procedimiento metodológico para la estandarización de turbinas  
hidráulicas para el aprovechamiento del potencial hidroenergético de Cuba.  
L.DAUGHERTY, R. 1970. FLUID MECHANICS. whit engineering applications.  
MARCOS, M. P. G. 2009. Turbinas Pelton.  
MARCHEGANI, I. A. R. 2004. Turbinas Pelton.  
MARTINEZ, R. A. 2009. IMPACTO AMBIENTAL CAUSADO POR LAS CENTRALES  
HIDROELÉCTRICAS.  
MASTACHE, A. N. 2014. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA  
CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.  
MEJÍAS, M. 2009. IMPACTO AMBIENTAL CAUSADO POR LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.  
MONSALVE, I. S. Turbinas Hidraulicas  
NECHLEBA, M. 1957. HYDRAULIC TURBINES, Their Design and Equipmen.  
PENCHE, D. C. 1998. MANUAL DE PEQUEÑA HIDRÁULICA.  
PEREZ, I. M. A. G. 2011. TURBOMAQUINAS - TURBINAS HIDRAULICAS.  
RODRIGUEZ, L. D. A. E. 2015. PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO PARA LA ESTANDARIZACIÓN  
DE TURBINAS HIDRÁULICAS PARA EL APROVECHAMIENTO DEL POTENCIAL  
HIDROENERGÉTICO DE BAJAS CAÍDAS.  
SEPÚLVEDA, L. A. F. 2012. DISEÑO DE RODETE DE TURBINA HIDRÁULICA TIPO PELTON  
PARA MICROGENERACIÓN.  
TORRES, D. 2009. IMPACTO AMBIENTAL CAUSADO POR LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.  
VERASTEGUI, L. J. 2015. DISEÑO Y CALCULO DE TURBINA PELTON.

## Anexos

**Anexo [1]. Tabla de estandarización donde se encuentran los principales parámetros de las turbinas Pelton para el rango de diámetros seleccionados.**

D2																
(cm)	(m)	$\phi$	rpm	i	ns rec	nq rec	d/D2	d/D2 rec	ns	nq	d	D3	H1	H2	t	Z
15	0,15	0,45	3108,25	32	25,30	7,45	0,11	0,12	143,54	42,29	0,02	0,45	0,05	0,04	0,02	33
20	0,2	0,45	2331,19	18	25,30	7,45	0,11	0,12	107,65	31,71	0,02	0,50	0,07	0,06	0,02	28
25	0,25	0,45	1864,95	12	25,30	7,45	0,11	0,12	86,12	25,37	0,03	0,55	0,09	0,07	0,03	25
30	0,3	0,45	1554,13	8	25,30	7,45	0,11	0,12	71,77	21,14	0,03	0,60	0,10	0,08	0,03	22
35	0,35	0,45	1332,11	6	25,30	7,45	0,11	0,12	61,52	18,12	0,04	0,65	0,12	0,10	0,04	21
40	0,4	0,45	1165,60	5	25,30	7,45	0,11	0,12	53,83	15,86	0,04	0,71	0,14	0,11	0,04	20
45	0,45	0,45	1036,08	4	25,30	7,45	0,11	0,12	47,85	14,10	0,05	0,76	0,15	0,13	0,05	19
50	0,5	0,45	932,48	3	25,30	7,45	0,11	0,12	43,06	12,69	0,05	0,81	0,17	0,14	0,05	18
55	0,55	0,45	847,71	2	25,30	7,45	0,11	0,12	39,15	11,53	0,06	0,86	0,19	0,16	0,06	17
60	0,6	0,45	777,06	2	25,30	7,45	0,11	0,12	35,88	10,57	0,06	0,91	0,20	0,17	0,06	17
65	0,65	0,45	717,29	2	25,30	7,45	0,11	0,12	33,12	9,76	0,07	0,96	0,22	0,18	0,07	17
70	0,7	0,45	666,05	1	25,30	7,45	0,11	0,12	30,76	9,06	0,07	1,01	0,24	0,20	0,07	16
75	0,75	0,45	621,65	1	25,30	7,45	0,11	0,12	28,71	8,46	0,08	1,07	0,26	0,21	0,08	16
80	0,8	0,45	582,80	1	25,30	7,45	0,11	0,12	26,91	7,93	0,09	1,12	0,27	0,23	0,08	16
85	0,85	0,45	548,52	1	25,30	7,45	0,11	0,12	25,33	7,46	0,09	1,17	0,29	0,24	0,09	15
90	0,9	0,45	518,04	1	25,30	7,45	0,11	0,12	23,92	7,05	0,10	1,22	0,31	0,25	0,09	15
95	0,95	0,45	490,78	1	25,30	7,45	0,11	0,12	22,66	6,68	0,10	1,27	0,32	0,27	0,10	15
100	1	0,45	466,24	1	25,30	7,45	0,11	0,12	21,53	6,34	0,11	1,32	0,34	0,28	0,10	15
105	1,05	0,45	444,04	1	25,30	7,45	0,11	0,12	20,51	6,04	0,11	1,37	0,36	0,30	0,11	15
110	1,1	0,45	423,85	1	25,30	7,45	0,11	0,12	19,57	5,77	0,12	1,43	0,37	0,31	0,11	14

**Anexo [2]. Tabla de estandarización donde se encuentran las dimensiones de la tobera de las turbinas Pelton para el rango de diámetros seleccionados.**

D2 (cm)	D2 (m)	Z	a	$\alpha_0$	$\alpha_1$	d_t	x	d <sub>2</sub>	b	d <sub>2</sub>	l	r	d <sub>1</sub>
15	0.15	33	0,02	45	70	0,02	0,01	0,01	0,05	0,07	0,10	0,24	0,04
20	0.20	28	0,03	45	70	0,02	0,01	0,01	0,07	0,10	0,13	0,32	0,05
25	0.25	25	0,04	45	70	0,03	0,01	0,02	0,09	0,12	0,16	0,40	0,07
30	0.30	22	0,05	45	70	0,04	0,02	0,02	0,10	0,14	0,19	0,48	0,08
35	0.35	21	0,05	45	70	0,04	0,02	0,02	0,12	0,17	0,22	0,56	0,09
40	0.40	20	0,06	45	70	0,05	0,02	0,02	0,14	0,19	0,26	0,64	0,11
45	0.45	19	0,07	45	70	0,05	0,02	0,03	0,16	0,22	0,29	0,72	0,12
50	0.50	18	0,08	45	70	0,06	0,03	0,03	0,17	0,24	0,32	0,80	0,13
55	0.55	17	0,08	45	70	0,06	0,03	0,03	0,19	0,26	0,35	0,88	0,15
60	0.60	17	0,09	45	70	0,07	0,03	0,04	0,21	0,29	0,38	0,96	0,16
65	0.65	17	0,10	45	70	0,08	0,03	0,04	0,22	0,31	0,41	1,04	0,17
70	0.70	16	0,11	45	70	0,08	0,04	0,04	0,24	0,34	0,45	1,12	0,19
75	0.75	16	0,11	45	70	0,09	0,04	0,05	0,26	0,36	0,48	1,20	0,20
80	0.80	16	0,12	45	70	0,09	0,04	0,05	0,28	0,38	0,51	1,28	0,21
85	0.85	15	0,13	45	70	0,10	0,05	0,05	0,29	0,41	0,54	1,36	0,23
90	0.90	15	0,14	45	70	0,11	0,05	0,06	0,31	0,43	0,57	1,44	0,24
95	0.95	15	0,14	45	70	0,11	0,05	0,06	0,33	0,45	0,61	1,52	0,25
100	1.00	15	0,15	45	70	0,12	0,05	0,06	0,35	0,48	0,64	1,60	0,27
105	1.05	15	0,16	45	70	0,12	0,06	0,06	0,36	0,50	0,67	1,68	0,28
110	1.1	14	0,17	45	70	0,13	0,06	0,07	0,38	0,53	0,70	1,76	0,29

### Anexo [3]. Proyección de Inversiones en hidroenergía hasta el 2022.

	Instalación	Provincia	Potencia a Instalar Kw/h	Fecha inicio	Fecha culminación
1	Trasvase Pozo Azul	Guantánamo	20	2012	2013
2	La Yaya	Guantánamo	190	2014	2014
3	Alacranes	Villa Clara	3000	2014	2017
4	Carlos M. de Céspedes II unidad	Sgo. De Cuba	1500	2014	2015
5	Canal Rio Yara	Granma	300	2014	2014
6	Este-Oeste Mayarí	Holguín	3700	2014	2015
7	Cilantro	Granma	43	2014	2014
8	Avilés	Cienfuegos	500	2015	2016
9	Guisa	Granma	1670	2015	2016
10	Jimaguayú	Camagüey	2500	2015	2016
11	Juventud	Pinar del Rio	720	2015	2016
12	La Paila	Pinar del Rio	770	2016	2017
13	Tuinicú	Santi Spiritus	986	2016	2017
14	Jaibo	Guantánamo	1600	2016	2017
15	Los Palacios	Pinar del Rio	720	2016	2017
16	Abreus	Cienfuegos	500	2016	2017
17	Baragua	Sgo. De Cuba	1400	2017	2018
18	Lebrije	Santi Spiritus	1260	2017	2018
19	Cautillo	Granma	1670	2017	2018
20	Peladero	Sgo. De Cuba	10000	2018	2020
21	Cauto el Paso 1	Granma	1200	2018	2019
22	Cauto el Paso 2	Granma	1670	2018	2019
23	Trasvase Norte-Sur Yateras	Guantánamo	2000	2019	2020
24	Agabama	Villa Clara	8000	2019	2020
25	Najasa 1	Camagüey	360	2020	2021
26	Najasa 2	Camagüey	225	2020	2021
27	10 instalaciones a filo de agua	Varias provinc.	1808	2020	2021
28	15 Instalaciones en presas construidas	Varias provinc.	2000	2021	2022