

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE TURBINAS, SUS
DIFERENTES TIPOS Y APLICACIONES EN LAS
CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DE LA REPÚBLICA
MEXICANA**

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

INGENIERO CIVIL

PRESENTA:

MENDIETA MUÑOZ, MIGUEL ÁNGEL

1996

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-1-065/94

Señor
MIGUEL ANGEL MENDIETA MUÑOZ
Presente.

En atención a su solicitud me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso la profesora M.I. MA. DEL ROSIO RUIZ URBANO, que aprobó esta Dirección, para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de INGENIERO CIVIL.

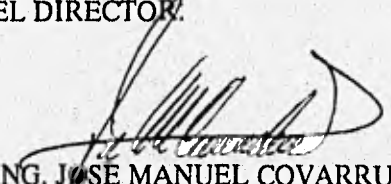
"ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE TURBINAS, SUS DIFERENTES TIPOS Y APLICACIONES EN LAS CENTRALES HIDROELECTRICAS DE LA REPUBLICA MEXICANA"

- I. INTRODUCCION
- II. GENERALIDADES SOBRE TURBINAS (TURBOMAQUINARIA)
- III. ECUACION DE EULER APLICADA A TURBINAS
- IV. FUNCIONAMIENTO REAL DE LAS TURBINAS (CURVAS CARACTERISTICAS)
- V. SINTESIS DEL TIPO DE TURBINAS UTILIZADAS EN LAS PRINCIPALES CENTRALES HIDROELECTRICAS DE LA REPUBLICA MEXICANA
- VI. CONCLUSIONES

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar Examen Profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cd. Universitaria, a 11 de enero de 1995.
EL DIRECTOR.


ING. JOSE MANUEL COVARRUBIAS SOLIS

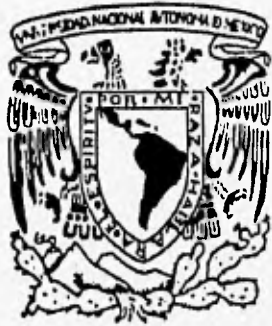
JMCS/RCR*nl1

¡ Muchas gracias a toda mi familia (Teresa, Alberto, Armando, Rosario, Juana, Sergio, Bertha y todos los demás, por el apoyo que me otorgaron todo este tiempo, y ojala que este trabajo sea la respuesta al esfuerzo que hemos llevado todo este tiempo y el principio de una nueva etapa, esperando haber cumplido Hoy y Siempre.

Un agradecimiento especial a Ma. del Rosío por la atención y el tiempo dedicados al desarrollo del presente trabajo y a mi persona.

Gracias a todo aquel amigo viejo ó nuevo que de una forma ó de otra demostró su apoyo, su interés y su amistad para lograr llegar a cubrir esta meta personal con la cual se cubren parte de mis esperanzas y expectativas

También muchas gracias a todo aquel ausente que en su momento brindo un apoyo, un espacio y un tiempo a mi persona, mis planes, esperanzas, decepciones e intereses.



ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE TURBINAS, SUS DIFERENTES TIPOS Y APLICACIONES EN LAS CENTRALES HIDROELECTRICAS DE LA REPUBLICA MEXICANA.



ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE TURBINAS, SUS DIFERENTES TIPOS Y APLICACIONES EN LAS CENTRALES HIDROELECTRICAS DE LA REPUBLICA MEXICANA.

TEMARIO.

CAPITULO 1.

Introducción.

CAPITULO 2.

Generalidades Sobre Turbomáquinaria.

2.0. Concepto de Máquina de Fluido, Máquina Hidráulica y Turbomáquina Hidráulica.

2.1. Tipos de Máquina de Fluido.

2.2. Principios Generales que Rigen a las Máquinas Hidráulicas, Máquinas de Fluido y Turbomáquinas Hidráulicas.

2.3. Clasificación de las Turbomáquinas Hidráulicas.

2.4. Características de las Turbinas de Impulso.

2.4.1. Clasificación y Características de las Turbinas de Impulso Tipo Pelton.

2.4.2. Elementos Constitutivos de la Turbina de Impulso Tipo Pelton.

2.4.3. Procedimiento de Trabajo de las Turbinas de Impulso Tipo Pelton.

2.5. Características de las Turbinas de Reacción.

2.5.1. Clasificación y Características de las Turbinas de Reacción Tipo Francis.

2.5.2. Elementos Constitutivos de la Turbina de Reacción Tipo Francis.

2.5.3. Características de las Turbinas de Reacción Tipo Hélice.

2.5.4. Características de las Turbinas de Reacción Tipo Kaplan.

2.6. Mecanismos de Regulación de las Turbinas de Impulso y Reacción.

2.6.1. Mecanismos de Regulación de las Turbinas de Impulso Tipo Pelton.

2.6.2. Mecanismos de Regulación de las Turbinas de Reacción Tipo Francis.

2.6.3. Mecanismos de Regulación de las Turbinas de Reacción Tipo Kaplan.

CAPITULO 3.

ECUACIÓN DE EULER APLICADA A TURBOMÁQUINAS.

3.0. Fundamentos Mecánicos e Hidráulicos que Rigien el Comportamiento de las Turbomáquinas.

3.0.1. Definición de Velocidades.

3.0.2. Efecto de un Chorro Incidiendo sobre una Placa.

3.0.3. Potencia Desarrollada por un Chorro Sobre Placas en Movimiento.

3.0.4. Coeficiente de Utilización (Grado de Reacción).

3.1. Ecuación de Euler.

CAPITULO 4.

FUNCIONAMIENTO REAL DE LAS TURBINAS (CURVAS CARACTERISTICAS).

4.0. Definición de Curvas Características.

4.1. Teoría de Similitud Aplicada a Turbomáquinas.

4.2. Velocidad Específica Aplicada a Turbomáquinas.

4.2.1. Velocidad Sincrona de Rotación.

4.2.2. Sobre-Velocidad.

4.3. Concepto de Cavitación en Turbinas.

4.3.1. Características, Aspectos y Soluciones Relacionados con la Cavitación.

4.3.2. Definición y Obtención del Parametro de Cavitación.

4.3.3. Interpretación Física del Parametro de Cavitación.

CAPITULO 5.

SINTESIS DEL TIPO DE TURBINAS UTILIZADAS EN LAS PRINCIPALES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DE LA REPUBLICA MEXICANA.

5.0. Transformación de la Energía Disponible en el Agua Almacenada.

5.1. Situación Actual del Sistema de Generación Eléctrica en la Republica Mexicana.

5.2. Síntesis de los Diferentes Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

5.3. Aspectos Relacionados con la Creación, Ampliación y desarrollo de Plantas Hidroeléctricas en la Republica Mexicana.

CAPITULO 6.

Conclusiones.

Cuadro de Referencias.

Bibliografía.

GLOSARIO DE TERMINOS.

SIMBOLO.	SIGNIFICADO.
a	Area Hidraulica Total de acceso al Rodete.
A	Área Hidráulica en la Tubería de Presión.
Cc	Coefficiente de Contracción.
Cv	Coefficiente de Velocidad.
D	Diametro del Rodete.
do	Diametro del Chorro de Agua.
F	Fuerza.
g	Aceleración de la Gravedad (9.81 KG m/seg ²).
γ	Peso Especifico del Fluido (agua 1000 Kg/m ³).
H, Hn	Altura Total, Carga Neta (en metros).
Hb	Carga Bruta (en metros).
L	Longitud de la Tubería (en metros).
M	Par Motor.
N	Velocidad Angular de Giro del Rodete (en rpm).
n	Velocidad Sincrona.
n_s, N_s	Velocidad Especifica.
η	Eficiencia.
P	Potencia de la Turbina.
Q	Gasto ó Caudal (en m ³ /seg).
Q'	Gasto ó Caudal poor Unidad (en m ³ /seg).
R	Empuje Provocado por el Chorro de Agua.
s	Distancia (en metros).
t	Tiempo (en segundos).
τ	Trabajo.
u, U	Velocidad Tangencial.

V	Velocidad Absoluta.
V_m	Velocidad Meridiana.
V_{1,2,3,4}, C_{1,2,3,4}	Velocidad en la Sección _{1,2,3,4}.
w	Velocidad Angular.
W	Velocidad Relativa.

CAPITULO 1.

INTRODUCCIÓN.

En casi la totalidad de los procesos industriales donde se efectúa una conversión de energía, un fluido esta siempre presente ya sea tomando ó cediendo energía de un sistema a otro, con esto resulta indispensable conocer aunque sea de manera muy somera las máquinas capaces de llevar a cabo dicha transformación.

Con la creciente demanda de fuentes de energía mas eficientes y con un mayor potencial en cuanto a su aprovechamiento, se ha hecho indispensable la creación de elementos mas eficientes en la transformación de energía en energía aprovechable, de los diferentes tipos de fuentes energéticas naturales que existen el más conocido y utilizado es el petróleo con sus distintas transformaciones y aplicaciones y de la misma forma con sus respectivas consecuencias y repercusiones en su entorno, otras fuentes como son: La Térmica, Eólica, Hidráulica, etc. tienen su lugar y tipo de aplicación específico.

Pero de todos estos tipos de fuentes diversas de energía natural se tiene que llegar a un tipo de energía de uso común y masivo la cual pueda ser utilizada por la población en su vida cotidiana así como en las actividades productivas que desempeña, este tipo de Energía es comúnmente llamado Electricidad la cual juega un papel predominante en la mayoría de los procesos industriales que se llevan a cabo en la Industria, además de ser la fuente de energía principal que utilizan la mayoría de los aparatos e instrumentos utilizados en la vida cotidiana, los cuales la hacen mas fácil y cómoda, con todo esto llegamos a que es necesario crear una fuente de energía Eléctrica mas eficiente y de mayor permanencia para poder llevar a cabo nuestras actividades diarias.

La Electricidad actual que se genera en México es de dos tipos y atendiendo a las fuentes de donde procede: Hidroeléctrica y Termoeléctrica, la primera se produce por medio del control y aprovechamiento del movimiento del agua y la segunda a partir de la conversión de calor.

La Termoelectricidad se obtiene de varias maneras; por acción del vapor originado en calderas a través de Turbinas movidas por el agua ó el vapor procedente de rocas subterráneas en fusión, de esta

manera se ha llegado al punto donde se hace mención a la transformación de la energía de un tipo a otro y en este caso así como en el de la Hidroelectricidad el proceso donde se toma la energía se presenta al momento de pasar el fluido (vapor ó agua) a través de un mecanismo llamado TURBINA.

¿Que es una Turbina y para que sirve? Esta pregunta dentro de la Carrera de Ingeniería Civil en la UNAM es contestada al cursar la materia de Hidromecánica (*Hoy Hidráulica de Máquinas y transitorios*) en la cual se presentan los temas sobre la Teoría General de las Turbomáquinas y en los cuales se dan los principios fundamentales y generales para entender lo que es una Turbomáquina, su funcionamiento, las condicionantes de su diseño y aplicación así como poder elegir que tipo de Turbomáquina es la que aporta las mayores ventajas y se adecua mas a crear los satisfactores a las necesidades que se presentan en un momento dado.

Al llevar la secuencia de la materia se van dejando a la vista las características de cada tipo de Turbina como son: Rango de aplicación, Diseño, Eficiencia, Condiciones de Trabajo, etc. de tal forma que retomando lo dicho al principio de esta introducción sobre una mayor eficiencia en la transformación de energía, en este caso de Energía Potencial Hidráulica en Energía Eléctrica cabría la pregunta ¿Que Turbina es la mas Eficiente y que condiciones sería necesario satisfacer para poder utilizarla?

A lo cual al término del curso se podría contestar que la Turbina mas eficiente será aquella que basada en un estudio general de los diferentes tipos de Turbina existentes de solución y satisfaga las necesidades para las cuales se requiera, considerando de antemano que cada una requiere de condiciones particulares dentro de las cuales es la óptima, de dichas Turbinas se explicara mas adelante en que consisten y el por que de su nombre y las características que las hacen tan especiales en cuanto a la preferencia de aplicación para lograr eficiencias máximas para las condiciones que se presentasen en el Aprovechamiento Hidráulico que se este estudiando en el momento.

Aunque esto solo es mencionado en teoría dentro de las clases, el curso cuenta con la aplicación de una serie de practicas relacionadas con los temas que se van desarrollando en teoría, para de esta manera reforzar los conocimientos teóricos, es decir se cuenta con la Infraestructura practica para dicha comprensión mediante la utilización de un Laboratorio de Máquinas Hidráulicas, el cual es de una diversidad e importancia vital para el buen aprovechamiento y asimilamiento de los conocimientos de las Turbomáquinas.

Allí es donde únicamente se pueden resolver los problemas cuyas soluciones teóricas distan mucho de la realidad. En el laboratorio se puede fácilmente conocer la operación completa, en todas las circunstancias de funcionamiento y para cualquier Máquina Hidráulica todo esto mediante la utilización de un modelo, con lo cual es posible predecir cuales serán las características de operación de una Máquina prototipo incluyendo la variación de su eficiencia a lo largo del funcionamiento al cual se esta sometiendo el modelo.

De esta forma me parece importante el desarrollo y aplicación de los diferentes principios que rigen

el comportamiento de las Turbomáquinas, aplicados a los diferentes modelos de Turbinas del Laboratorio y que son utilizados en las Centrales Hidroeléctricas del País, y de esta forma se poder comparar los resultados obtenidos con los fundamentos vistos en clase en lo que respecta a las características de las Turbomáquinas.

Por lo consiguiente el objetivo de la presente tesis es el de plantear las generalidades sobre Turbomaquinária así como los fundamentos matemáticos que le son aplicables y presentar una visión de las condiciones que Imperan en el país en lo que respecta a la utilización de la Turbomaquinária en los proyectos Hidroeléctricos presentes y futuros.

CAPITULO 2.

GENERALIDADES SOBRE TURBOMAQUINARIA.

2.0. CONCEPTO DE MÁQUINA DE FLUIDO, MÁQUINA HIDRÁULICA Y TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS.

Las máquinas sin excepción alguna aprovechan energía de un tipo y la transforman en otro tipo de energía diferente y aprovechable.

En términos generales una máquina puede definirse como un dispositivo con la capacidad de transformar energía, dichas máquinas se pueden clasificar de diferentes maneras y en diferentes grupos: Máquinas-Herramientas, Máquinas Simples, Máquinas Eléctricas, Máquinas de Fluido, etc.

Máquina de Fluido (*ver ref. 1 pág. 30*), sea este líquido ó gas, es todo dispositivo capaz de convertir la energía que un fluido contiene en energía mecánica aprovechable y viceversa, un tipo común de máquina de fluido es la Máquina Hidráulica, en la cual su fuente de energía a transformar es el Agua, de la cual toma su energía potencial para ser transformada en energía mecánica.

Las Máquinas de Fluido pueden ser de dos tipos principalmente: Térmicas ó Hidráulicas, las Térmicas se caracterizan por que a su paso por ellas el fluido (vapor ó gas) sufre cambios considerables en su densidad, estas son las Máquinas utilizadas en las Centrales Termoeléctricas, mientras que en las Hidráulicas dicha propiedad del fluido no sufre transformaciones ó cambia muy poco, el fluido principalmente es un líquido (agua, aceite, alcohol, etc.), este tipo de máquinas es utilizado fundamentalmente en las Centrales Hidroeléctricas.

2.1. TIPOS DE MÁQUINA DE FLUIDO.

Durante las diferentes etapas de desarrollo de las Máquinas de Fluido con sus variaciones de Fluido de trabajo (vapor, agua, aceite) etc. Se han efectuado grandes avances en lo referente a Diseño, Construcción y Aplicación.

El principio en el que se basan las máquinas de fluido rotativas es el Principio Básico de la Rueda Hidráulica Simple con sus diferentes variantes de alimentación (superior ó inferior) como se muestra en las figuras 1 y 2, en la cual el agua trabaja principalmente por su propio peso llenando los espacios existentes entre las paletas y de esta forma aplicar una fuerza a la rueda con lo cual se logra un giro en la misma, la cual es energía mecánica aprovechable de diferentes formas.

Con esta visión puramente mecánica y matemática del término Momento (Fuerza x Distancia) se trata de dar una aplicación mas amplia al concepto de máquina de fluido con lo cual se manejan diferentes conceptos como son: Energía Hidráulica, Máquina de Fluido, Energía Mecánica (resultante), Elemento de Transformación Final, etc.

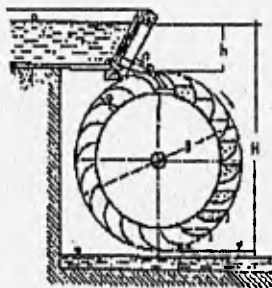


Figura 1 Rueda Hidráulica con alimentación superior.

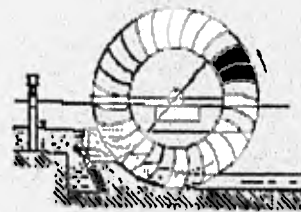


Figura 2 Rueda Hidráulica con alimentación inferior.

Tratando de acoplar de diferentes formas dichos conceptos, teórica y prácticamente se llega

finalmente a que se pueden crear máquinas de fluido en las cuales se pueda convertir energía hidráulica ó de fluido en energía mecánica y viceversa. Este punto es muy importante ya que con el se da por asentado que una máquina de fluido puede tomar ó ceder energía a un fluido, con lo cual se crean dos grandes conceptos (máquina motriz y máquina generatriz).

De aquí se desprende el termino Turbina para referirse a una máquina motriz y el de Bomba para una máquina generatriz.

La mayor parte de las máquinas hidráulicas han sido diseñadas como máquinas Irreversibles, pero existen algunos diseños particulares para disponer de reversibilidad como pueden ser las Turbinas-Bombas.

Con el término Turbina se esta hablando de una máquina que toma energía del fluido (agua, vapor, etc.) y lo transforma en energía mecánica, dependiendo del tipo de fluido de trabajo se realizan adecuaciones a las diferentes partes de la maquina para las condiciones de trabajo (temperatura, viscosidad, acidez, tamaño máximo de sólidos, etc.) para los cuales sea óptima su aplicación.

Con las Bombas sucede lo contrario ya que es necesario aplicar una energía al fluido para que este satisfaga algunas necesidades especificas en el trabajo al cual se aplica.

Aparte de las Bombas y las Turbinas que son las máquinas de fluido clásicas se podrían mencionar algunas otras con sus diferentes variantes en cuanto al fluido de trabajo y aplicación.

Estas podrían ser Bombas, Turbinas, Motores de 2 ó 4 tiempos, Motores de Vapor, Rueda Hidráulica Simple ó Tangencial, Gatos Hidráulicos, Compresores, etc.

2.2. PRINCIPIOS GENERALES QUE RIGEN A LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS, MÁQUINAS DE FLUIDO Y TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS.

Existen diferentes criterios para clasificar a las Máquinas de Fluido algunos son: El tipo de movimiento de los componentes de la máquina, por la forma de dichos componentes, por el sentido en que se desarrolla el intercambio de energía, etc.

Sin embargo el criterio mas general y racional es el que atiende a su Principio Fundamental de Funcionamiento, según el cual las Máquinas de Fluido pueden agruparse en dos grandes grupos: Las Máquinas de Desplazamiento Positivo y Las Turbomáquinas.

El Principio de Funcionamiento de las Máquinas de Desplazamiento Positivo (*ver ref.1 pág. 501*), se refiere al trabajo mecánico directo ejercido por la máquina sobre el fluido ó viceversa por efecto de

la disminución y aumento en el volumen de una cámara lo cual se traduce en un cambio en la presión.

Estas máquinas pueden tener movimiento alternativo ó rotatorio y sus elementos de trabajo son muy diversos: pistones, engranes, bielas, etc. Las Máquinas de Desplazamiento Positivo pueden ser evidentemente Térmicas ó Hidráulicas, ejemplo de algunas pueden ser el motor de las locomotoras antiguas, incluso el motor actual de los automóviles con diferentes aplicaciones y variantes pero todos con el mismo principio de funcionamiento.

Las Turbomáquinas son máquinas rotativas que permiten una transferencia energética entre un fluido y un rotor provisto de alabes ó paletas, mientras el fluido pasa a través de dichos elementos.

La transferencia de energía tiene su origen en un gradiente de presión dinámica que se produce entre la salida y la entrada del fluido en el rotor, por lo que también se denominara a estas máquinas, Máquinas de Presión Dinámica.

El funcionamiento de las Turbomáquinas se basa en la variación de la cantidad de movimiento de las partículas de fluido, producto de la interacción mecánica a la que se someten al ponerlas en contacto con una ó mas ruedas en movimiento provistas de alabes ó paletas.

Las Turbomáquinas siempre tienen movimiento rotatorio y también pueden ser Térmicas ó Hidráulicas, entre las Turbomáquinas térmicas se encuentran las Turbinas de Vapor ó de Gas.

Si la transferencia de energía se efectúa de máquina a fluido se le da el nombre genérico de Bomba, es decir estas también forman parte de las Turbomáquinas Hidráulicas, siendo las mas conocidas las pequeñas bombas centrífugas utilizadas para elevar el agua en las viviendas, hasta los grandes sistemas de Bombeo utilizados para alimentar de agua potable así como eliminar las aguas negras de las Grandes Ciudades.

En el presente trabajo, se tratara exclusivamente con Turbomáquinas Hidráulicas y en caso específico con las Turbinas, su estudio, clasificación y utilización en las Plantas Hidroeléctricas del País.

Al elemento rotatorio de las Turbinas se le conoce como rodete ó rotor y al de las bombas se le denomina Impulsor, las Turbomáquinas son Máquinas no Reversibles, es decir que una Turbina no puede ser utilizada como Bomba, ni una Bomba como Turbina, esto se debe a que una Turbina operada como Bomba puede reducir en forma apreciable su rendimiento, estas trabajan en amplios rangos tanto de carga como de gasto y con todo tipo de fluidos, son de estructura sencilla y prácticamente no sufren desgaste durante su vida útil.

Por las ventajas anteriores generalmente se recurre a las Turbomáquinas en los proyectos de Ingeniería Civil que requieren de Máquinas Hidráulicas.

Los proyectos que involucran Turbomáquina Hidráulica tienen una importancia estratégica en la vida nacional, los dos tipos mas conocidos (Aprovechamientos Hidroeléctricos y Sistemas de Bombeo) así lo confirman. Mediante los primeros se genera el 28.82% de la energía eléctrica que se consume en el país, los segundos permiten proveer de agua potable a importantes núcleos de población y

también a eliminar los volúmenes de aguas residuales producidas por las grandes urbes, como ejemplo de estos sistemas se podrían mencionar al: Sistema Cutzamala, La Planta Hidroeléctrica de Aguamilpa y últimamente la Planta Hidroeléctrica de Zimapan .

Dentro de estos grandes proyectos el Ingeniero Civil tiene un papel destacado dentro de varias etapas de los proyectos en lo referente a Turbomaquinaria, Obra Civil, Planeación, Dirección y Control, como pueden ser: la selección del equipo mas apropiado, la potencia aprovechable ó requerida, la determinación del número de unidades, el dimensionamiento de la infraestructura, estudios de factibilidad, etc.

Por todo lo anterior resulta indispensable que el ingeniero Civil estudie los aspectos mas importantes de la clasificación, selección, estructura, montaje y operación de las Turbomáquinas Hidráulicas y las Plantas Hidroeléctricas.

2.3. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS.

Después de tener conocimiento de los principios generales que rigen a todas las Turbomáquinas, procede una clasificación para iniciar un estudio metodológico de los diferentes tipos.

Hay muchos métodos de clasificación en grupos con factores comunes, pero no puede decirse que exista una clara división en conjuntos de funcionamiento y diseño único que permita desarrollar estudios simples sobre las mismas bases.

Una primera división se puede hacer en base a como ya se menciono, si la Máquina cede ó toma energía del fluido denominadas Bombas ó Turbinas respectivamente.

Una segunda división se puede basar en la dirección que tiene el fluido al pasar por el Rotor, Rodete ó Impulsor teniéndose así Máquinas de Flujo Radial y Máquinas de Flujo Axial; algunas tienen los dos tipos de Flujo denominandoseles Máquinas de Flujo Mixto clasificandose estas entre las radiales.

El grupo de flujo radial puede subdividirse en flujo hacia adentro y flujo hacia afuera lo que es bastante importante cuando se trate de Turbinas ó Bombas.

La tercera división se basa en el tipo de patente es decir el Modelo de Turbina así como algunas características particulares de la misma que la hacen diferente a los otros tipos de Turbina.

Una cuarta clasificación se logra tomando en cuenta la posición del eje con respecto a los

diferentes planos de orientación con lo cual se logran diferentes características de trabajo para cada una, con ventajas y desventajas entre si de las cuales se hablara posteriormente.

Una quinta clasificación es la que toma como base el tipo de instalación de la máquina en condiciones de trabajo con lo cual se logran dos tipos de instalación que son Sencilla y Múltiple.

La ultima consideración de clasificación se basa en el Grado de Reacción (*del cual se hablara en el capítulo 3.0.4.*), lo cual arroja dos tipos de grupos Las Máquinas de Impulso y Las Máquinas de Reacción.

Estudiando con mas detalle los diferentes tipos de clasificaciones que se dan a las Turbomáquinas y tratando de mencionar algunos nombres de Turbinas existentes se tiene lo siguiente; cuando el paso del agua por el rotor se efectúa en dirección radial, las máquinas se llaman Radiales, de las cuales el tipo mas representativo es la Turbina Francis, cuando el paso por entre los álabes se realiza en la dirección del eje de la máquina, se dice que esta es de tipo Axial, de las cuales forman parte la Turbina Pelton , la Turbina Hélice y la Turbina Kaplan aunque también a la primera se le clasifica como Turbina Tangencial, por la forma particular de ataque del agua al rotor. Si la Turbina aprovecha solamente la energía cinética del agua se denomina de Impulso, en la mayoría de los casos esa energía la recibe de uno ó varios chorros de agua que se forman a la salida de una ó mas boquillas colocadas en el extremo aguas abajo de una tubería a presión.

Los chorros libres a la presión atmosférica, se desplazan horizontalmente desde las boquillas hasta incidir sobre la superficie de los cangilones ó cazoletas que junto con el volante central constituyen el rodete de la Turbina, los cangilones son equidistantes entre si y se encuentran colocados en la periferia de la rueda, la acción continua de los chorros mantiene a la máquina en movimiento.



Figura. 3 Rodete Tipo Pelton.

Esta Turbina se conoce mas comúnmente como rueda Pelton y surgió de la idea de aprovechar

la energía proporcionada por la acción de chorros de agua en forma tangencial a la rueda, basándose en el principio de la antigua Rueda Hidráulica, la rueda Pelton se utiliza generalmente con cargas hidráulicas altas y valores de gasto relativamente pequeños.

Cuando la Turbina es capaz de utilizar la energía estática del agua, se llama Turbina de Reacción, el grado de reacción de estas máquinas es siempre inferior a la unidad, lo que quiere decir que también pueden aprovechar la energía dinámica del agua, esta Turbina consiste en un rodete móvil circular con un cierto número de álabes (fijos en el caso de Turbinas Francis y móviles en el caso de Turbinas Hélice y Kaplan) espaciados equidistantemente entre sí y unidos a la flecha motriz.

Las Turbinas de Reacción se clasifican a su vez en los tipos Turbina Francis, Turbina Hélice y Turbina Kaplan.

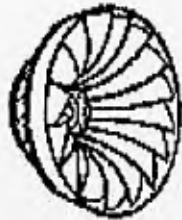


Figura 4. Rodete Tipo Francis.

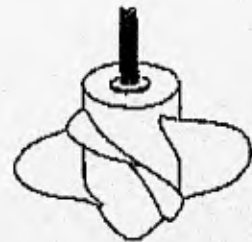


Figura 5. Rodete Tipo Hélice.

La eficiencia promedio de las Turbinas Pelton, Francis y Hélice, oscila entre 80 y 90%, sin embargo estos valores están directamente relacionados con el tamaño de la máquina ya que a menor tamaño la eficiencia de la Turbina disminuye.



Figura 6. Rodete Tipo Kaplan.

Con esto se tienen diferentes clasificaciones para las Turbomáquinas las cuales se pueden agrupar en el siguiente cuadro:

Intercambio de Energía.

(Energía de Rotor a Fluido)

Bombas Radiales Centrífugas.

Bombas Axiales ó Hélice

Energía de Fluido a Rotor)

Turbinas de Reacción Radial (Francis).

Turbinas de Reacción Axiales (Hélice y Kaplan).

Turbinas de Impulso(Pelton).

**Dirección del chorro
al Rodete.**

Axial (paralela al eje).

Radial (conforme al radio del rodete).

Radioaxial (oblicua al eje).

Tangencial (tangencial al eje).

Patente

Pelton.

Francis.

Hélice (Álabes Fijos).

Kaplan (Álabes Móviles).

Reiffenstein (Rodete Francis ó Kaplan sin Distribuidor).

Bulbo (Rodete Kaplan sin Espiral de Alimentación).

Posición Del Eje.

Horizontal (Plano del Rodete Vertical)

Vertical (Plano del Rodete Horizontal).

Inclinada.

Instalación

Sencilla (Un Rodete por Eje).

Múltiple (Varios Rodetes en un mismo Eje).

**Grado de
Reacción.**

Gr = 0 Impulso (Presión Atmosférica).

Gr > 0 Reacción (Presión diferente a la
Atmosférica).

2.4. CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO.

Este tipo de Turbina aprovecha exclusivamente Energía Cinética la cual recibe de uno ó varios chorros de agua que se forman a la salida de una ó mas boquillas colocadas en el extremo aguas abajo de una tubería de presión.

Los chorros libres a la presión atmosférica, se desplazan horizontalmente desde las boquillas hasta incidir sobre la superficie de los cangilones ó cazoletas, las cuales junto con el volante central constituyen el rodete de la Turbina.

El empleo de estas Turbinas denominadas durante un tiempo de chorro debido a que eran accionadas por la energía cinética que le proporcionaban los diferentes chorros de fluido que le eran dirigidos al rodete, comienza verdaderamente en el siglo XIX (*ver ref. 5 pág.152.*).

Primeramente se utiliza la Rueda Tangencial de Cucharas, creada por el Ingeniero Suizo Zuppinger en 1846, ya en 1850 inventada por Schwamkrug la Turbina que lleva su nombre, es una turbina puramente radial y centrífuga que consta de una sola boquilla para la salida del agua; esta disposición se emplea actualmente cuando existen grandes desniveles y el caudal ó gasto es reducido.

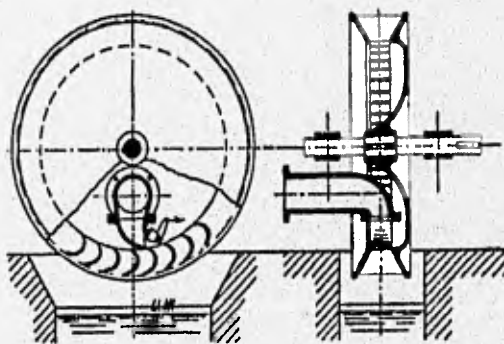


Figura 7. Rueda Tipo Schwamkrug con 1 Boquilla.

Como Turbina de acción simple y de admisión total se puede mencionar la inventada en 1863 por el Francés Girard, esta es una Turbina axial cuyo rodete debe quedar libremente instalado y fuera del

agua, con los inconvenientes de pérdida de salto y difícil acceso, con dichos inconvenientes se efectuaron algunas transformaciones y modificaciones al modelo llegando a la Turbina límite ó de combinación siendo idéntica en su exterior cuando su característica diferente es la forma de los álabes los cuales están provistos de unas espaldas ó sillas que disminuyen la sección y hacen que el chorro vaya completamente guiado.

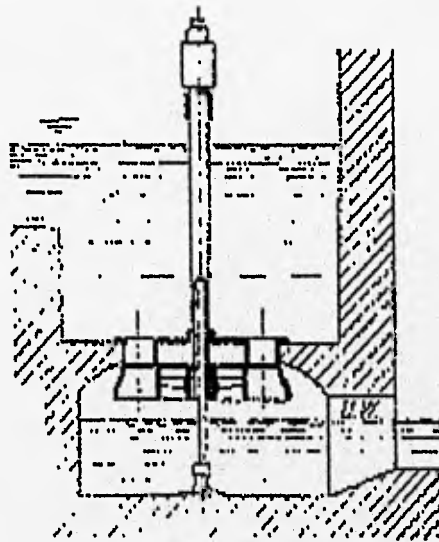


Figura 8. Turbina Tipo Girard.

Un tiempo después se introdujo un tipo de Turbina denominada Turbina Banki, la cual es una turbina de chorro en la que la admisión se efectúa primeramente por un aparato que dirige el agua hacia el rodete, construido en forma de tambor; el agua circula por los álabes de la izquierda, sale de ellos con cierta velocidad y atraviesa el interior del rodete penetrando en los álabes opuestos y efectuando un nuevo trabajo, se tiene la ventaja con esta Turbina que puede utilizarse para saltos pequeños y grandes caudales y además el tambor puede tener la longitud que se desee.

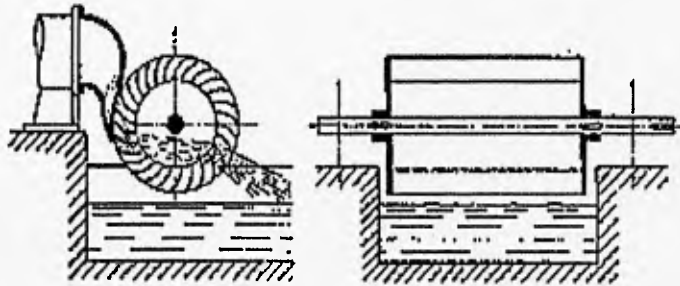


Figura 9 Turbina Tipo Banki.

Entre las Turbinas Hidráulicas del tipo de chorro ó Impulso la mas representativa es la Pelton, quien debe su nombre a Lester Allan Pelton quien concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería de presión Incidiendo tangencialmente sobre la misma, trabajo arduamente en el diseño de los álabes de la Turbina llegando en 1880 a un diseño que actualmente tiene gran desarrollo y aplicación.

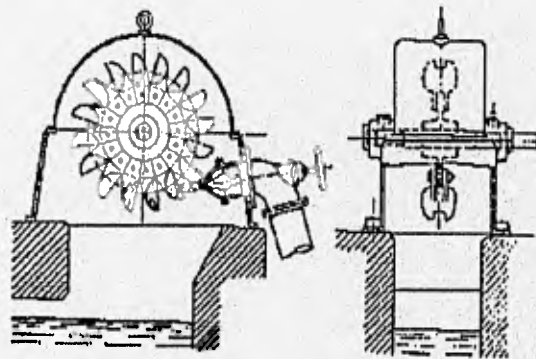


Figura 10 Turbina Pelton con regulación manual.

El álabe tiene la forma de doble cuchara, con una arista diametral sobre la que incide el agua, produciéndose una desviación simétrica en dirección axial, con lo cual se logra un equilibrio dinámico de la máquina en dicha dirección, la cual por ser tangencial al rodete ha dado paso a que se denomine también como Turbina Tangencial y por tener el fluido un recorrido de tipo axial a su paso por los álabes se clasifica como ya se vio antes entre las máquinas de tipo axial.

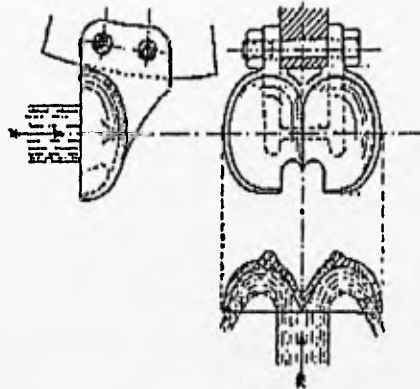


Figura 11 Ábabe de Turbina Pelton para vena de sección circular.

Se tiene plena aplicación de la Turbina Pelton en Aprovechamientos Hidráulicos donde la carga hidráulica es importante, con lo cual la velocidad específica es baja logrando rendimientos del 90%.

2.4.1. CLASIFICACIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE IMPULSO TIPO PELTON.

Las Turbinas de Impulso cuentan con diferentes características para llegar a una clasificación general, que puede tomar como base la colocación del eje del rodete, el número de Inyectores ó el número de rotores montados sobre el mismo eje.

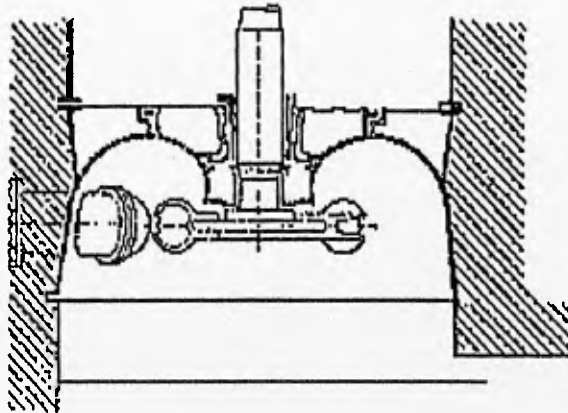


Figura 12 Turbina Pelton de eje vertical.

Para el tipo de Turbina de eje vertical presentada en la figura 12, existe una ventaja que es la de poder colocar en un sistema horizontal la alimentación, lo que permite aumentar el número de chorros por rueda (de 4 a 6) aumentando de esta manera el gasto que entra a la Turbina y por consiguiente incrementar la potencia por unidad, por la misma característica de colocación se acorta la longitud del eje Turbina-Generador, se aumenta la velocidad de giro y se puede en un momento dado disminuir el diámetro de la Rueda, aunque se presentan algunas inconveniencias en cuanto al mantenimiento de la máquina como son, que dificulta los trabajos de inspección y mantenimiento de la misma.

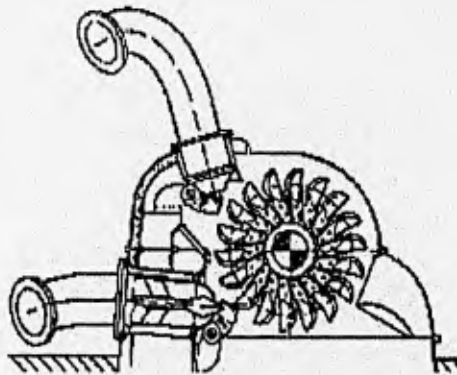


Figura 13 Turbina Pelton de eje horizontal.

Para la modalidad de Turbinas de Eje Horizontal el número de chorros a diferencia de la de Eje Vertical se reduce, ya que resulta demasiado complicada la colocación de la alimentación en un plano

vertical debido a las tuberías de alimentación y a las agujas de inyección, teniéndose al contrario que en la otra disposición de eje, la comodidad de acceso al rodete lo cual facilita los trabajos de mantenimiento e inspección ya que estos pueden realizarse sin desmontar la Turbina, además de que es posible si así se requiere instalar lo que se a denominado Turbinas Gemelas, para un solo generador colocado entre ambas logrando con esto contrarrestar los empujes axiales que crean los chorros al incidir con los rodetes, los cuales deben tener la característica de soportar la acción erosionable del agua al golpear constantemente los Cangliones.

El rodete esta constituido por un disco de acero con álabes en su periferia en forma de doble cuchara, dicho rodete puede estar hecho de una sola pieza disco y cangliones ó hechos Independientemente y montados después, las piezas fundidas en conjunto son utilizadas principalmente cuando se trata de ruedas que serán empleadas para una alta velocidad especifica, ya que de esta manera se logra conseguir mas rigidez, resistencia y uniformidad.

El material de los álabes debe resistir la fatiga, a la corrosión y a la erosión, comúnmente cuando no se requiere es suficiente con el grafito lamlnar, cuando se trabaja con condiciones mas severas se emplea el acero, el carbono con níquel (prop. 0.7 a 1.0), molibdeno (0.3), aceros con 13% de cromo y aceros austeno ferriticos (formados por Cr_{20} , Ni_8 , Mo_3) con lo cual se presenta una alta resistencia a la Cavitación (de la cual se hablara en el capítulo 4.3.) y a la Abrasión, mientras que el disco esta formado por Acero Fundido ó Acero Forjado.

El desarrollo de la forma de los cangliones esta basado en el empuje ocasionado por una vena líquida en una placa plana (ver capítulo 3.0.2.), pasando después a una placa bifurcada lo que da principio a los cangliones de la Turbina Pelton y finalmente aplicarlo a una placa bifurcada con movimiento relativo.

Es necesario contar con un ángulo de salida para que el agua al salir no pegue en el siguiente canglón, se cuenta entonces con algunas ventajas para la forma actual del canglón que son:

- 1.- Se permite un mayor tiempo de contacto del chorro con el Canglón.
- 2.- Se encuentra un buen ángulo de ataque del chorro sobre el borde cortante del canglón.
- 3.- Se permite la descarga del agua en una sola dirección.

La característica Ideal sería que el ángulo que forman las dos caras interiores del álabe sea cero, sin embargo esto no es posible ya que se debilitaría mucho la arista media la cual esta sujeta a la acción directa del chorro de agua y a los efectos mecánicos, de erosión y corrosión según los constructores dicho ángulo es del orden de 20° , mientras tanto el ángulo de salida esta entre 8 y 12°

en la parte media del álabe, para dar salida al agua con la misma forma del álabe se ayuda con las líneas de Thalweg, por lo tanto el diseño del álabe se realiza definiendo las líneas de nivel de la superficie en contacto con el agua las cuales se trazan basándose principalmente en la práctica y la experiencia de los diseñadores (ver ref.5 pág. 159).

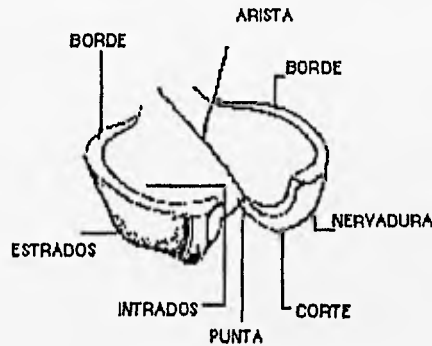


Figura 14 Componentes de Álabe de Turbina Pelton.

Aunque la dimensión mas importante es el diámetro del rodete, este se encuentra limitado por algunas características particulares que forman la siguiente formula:

$$D = N_u \sqrt{HN}$$

el valor de N_u es diferente para cada fabricante con lo cual se busca el valor que garantice una buena eficiencia siendo dicho valor 38 para eficiencias del 90% con lo cual sustituyendo se obtiene que:

$$D = 38 \sqrt{\frac{H}{N}}$$

Un elemento muy importante y que esta relacionado con el diámetro del Rodete es el diámetro del Chiflón (d_0 ó chorro de agua) dicho valor debe encontrarse en el rango de:

$$6 < \frac{D}{d_0} < 25$$

siendo los valores máximos para $d_0 = 22.8$ cm y $D = 5.20$ mts con la condicionante de que cuando d_0

disminuye se reduce la eficiencia del Chiflón.

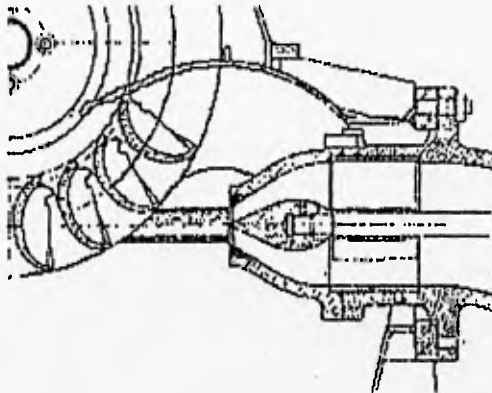


Figura 15 Chiflón actuando sobre Rodete Pelton..

Dicho chiflón se forma cuando la tubería de presión que sirve el agua a la Turbina termina en un inyector en forma de tobera convergente como se muestra en la figura 15, con aguja de cierre cónica la cual cumple las funciones de alimentador, de regulador de gasto y de convertidor de la energía potencial del agua en energía cinética para ser aprovechada por la Turbina de donde el gasto que proporciona se obtiene como:

$$Q' = C_c (0.7853) d_0^2 \sqrt{2gH}$$

con esto se puede obtener el diámetro óptimo del chiflón para las condiciones dadas:

$$d_0 = 0.55 \left(\frac{Q'}{\sqrt{H}} \right)$$

Con esto se cuenta con los elementos necesarios para poder definir el número de Álabes con que puede contar la Turbina (ver ref.4 pág. 392.), ya que dicho número se puede obtener de la siguiente tabla en base a la relación d_0/D .

d_0/D	Numero de Álabes
1/6	17 a 21
1/8	18 a 22
1/10	19 a 24
1/15	22 a 27
1/20	24 a 30
1/25	26 a 33

2.4.2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA DE IMPULSO TIPO PELTON.

Una Turbina puede considerarse formada por diferentes elementos los cuales tienen características específicas las cuales al conjuntarse dan por resultado el óptimo funcionamiento de una Turbomáquina, en la Turbina Tipo Pelton las partes que la conforman siguiendo la trayectoria que debe seguir el agua al paso por la Turbina es la siguiente:

1.- La Carcaza es el elemento que rodea y protege a la Turbina comúnmente fabricado en acero cumple la misión de proteger al contorno de la Turbina para que de esta forma no salpique hacia los lados el agua utilizada al chocar esta con los cangliones.

Generalmente esta lleva a los lados una cubierta transparente por medio de la cual se pueda observar el trabajo que llevan a cabo los chorros de agua al chocar contra los cangliones.

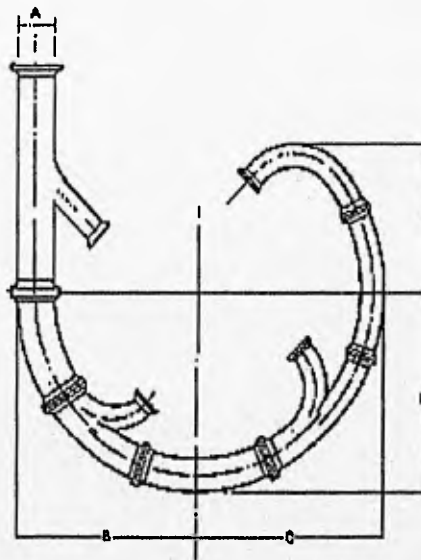


Figura 16 Tubería de alimentación para Turbina Pelton con 4 Boquillas e Inyector..

2.- El Inyector mostrado en la figura 16, es el elemento de distribución del agua en las Turbinas Pelton consiste generalmente en una reducción de diámetro en la tubería comúnmente llamada Tobera a la cual le es acoplada una válvula de aguja con la cual se puede controlar el paso del agua hacia los cangilones, su principal labor consiste en transformar la energía de presión del agua en energía cinética lo cual es posible debido a la reducción del área en la tubería de alimentación.

3.- El Rodete de la figura 17, consiste en un disco circular en el cual se encuentran colocados equidistantemente los cangilones (en diferentes cantidades casi nunca más de 15), los cuales tienen en su parte central un reborde el cual cumple la función de dividir el chorro de agua en dos partes iguales.

Este rodete se encuentra conectado a una flecha la cual se encarga de transmitir la energía cinética lograda por el rodete a un generador el cual debe transformar la energía proporcionada en energía Eléctrica.

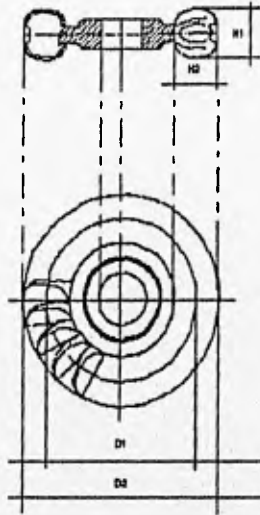


Figura 17 Rodete Tipo para Turbinas Pelton.

Para lograr un mejor entendimiento de las partes que forman la Turbina Tipo Pelton se presenta la figura 18 la cual muestra un esquema general de dicha Turbina en el cual se ha colocado una numeración de dichas partes, con la cual se ha podido llevar a cabo una presentación del funcionamiento de la Turbina siguiendo la relación entre las diferentes partes de la misma:

- 1.- Boquilla del Chiflón.
- 2.- Chorro de Agua.
- 3.- Rodete.
- 4.- Cangilones ó Álabes.
- 4a.- Parte Recortada del Cangilón.
- 4b.- Partición Central
- 5.- Cabeza de la Aguja.
- 5a.- Punta de la Aguja.
- 6.- Colector.
- 7.- Birlos de la Boquilla.
- 8.- Rodete.

9.- Tornillos de Sujeción.

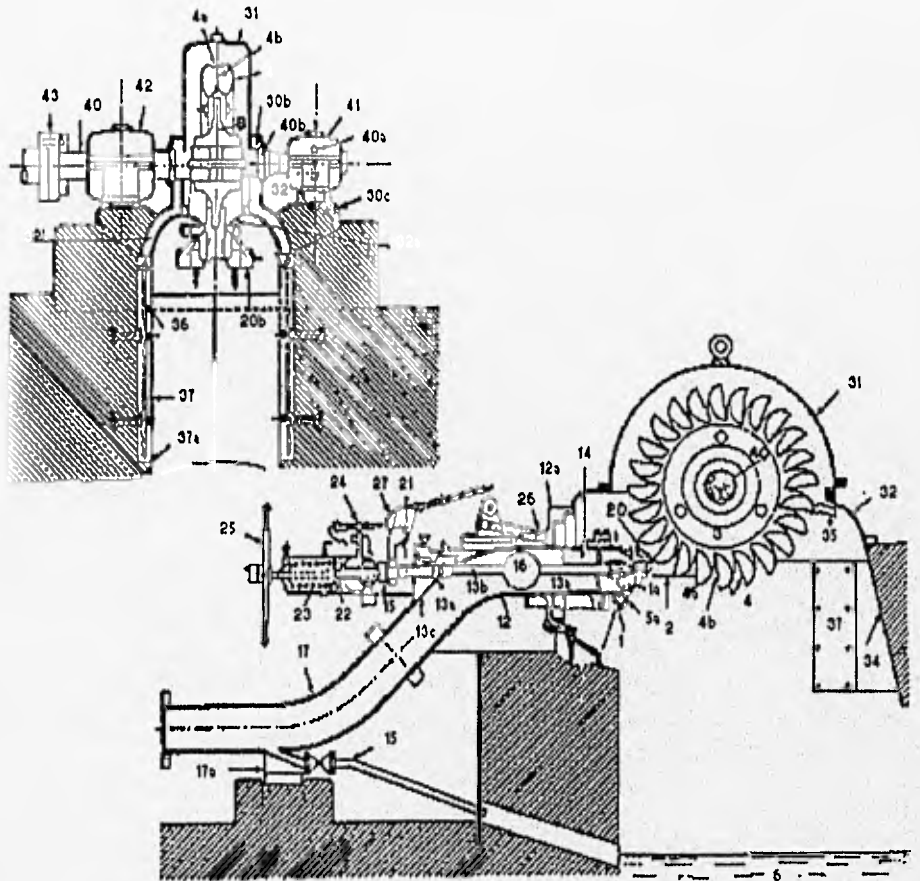


Figura 18 Componentes de la instalación de Turbinas Pelton.

- 10.- Tornillos de Tensión.
- 11.- Cufias Radiales.
- 12.- Tubería de Entrada.
- 12a.- Brida de la Tubería de Entrada.

- 13.- Eje de la Aguja.
- 13a.- Camisa de Bronce.
- 13b.- Pistón de Balanceo.
- 13c.- Empaque.
- 14.- Guías de la Aguja.
- 15.- Soporte del eje de la Aguja
- 16.- Agujero para Limpieza.
- 17.- Tramo Inferior.
- 17a.- Base Ancada.
- 18.- Tubo para Derivación del Líquido Aguas Abajo.
- 19.- Válvula de la Turbina.
- 20.- Deflector del Chorro.
- 21.- Palanca del Mecanismo de Regulación.
- 22.- Pistón del Servomotor.
- 23.- Resorte para el Cierre de la Aguja.
- 24.- Válvula de Distribución para la Boquilla.
- 25.- Volante.
- 26.- Deflector.
- 27.- Leva.
- 30.- Carcaza.
- 30a.- Apertura para Inspección del Tramo Inferior.
- 30b.- Cámaras Laterales.
- 30c.- Base.
- 31.- Parte Superior de la Carcaza.
- 32.- Parte Inferior de la Carcaza.
- 32a.- Paredes Laterales.
- 32b.- Canales de Desagüe.
- 33.- Desviador.
- 34.- Placa de Acero.
- 36.- Bobinas.
- 37.- Paredes del Colector.
- 37a.- Agujero para descarga del agua de enfriamiento.
- 40.- Flecha de la Turbina.
- 41 y 42.- Chumaceras.
- 43.- Coples.

44.- Gobernador.

45.- Volante.

2.4.3. PROCEDIMIENTO DE TRABAJO DE LA TURBINA DE IMPULSO TIPO PELTON.

Tomando en cuenta las partes que componen a una Turbina Pelton es posible hacer hincapié en el tipo de trabajo que realizan cada una de ellas así como la relación existente las mismas, utilizando la numeración a que se hace referencia en la lista anterior.

Con la ayuda de un Chiflón (1) se lanza el agua en un Chorro (2) con una gran velocidad contra los Cangilones (4) separados equidistantemente en un Rodete (3) el cual genera un Par Motor, el cual es aprovechado y transmitido a la flecha de dicho Rodete, como ya se menciono pueden estar provistas de uno ó varios chiflones.

Dichos Cangilones son Dobles lo cual representa la invención de Pelton, los cuales están simétricamente colocados con un plano vertical, dichos cangilones se encuentran divididos por una costilla central, la cual divide el chorro en dos venas iguales, las cuales deflectan hacia los lados con un ángulo especial para que el chorro que sale no golpee con el siguiente cangilón.

El gasto que entra al rodete es regulado por una válvula de aguja que se encuentra dentro del Chiflón, la cual puede ser ajustada en operación, el agua ya utilizada se reúne en una carcasa y desalojada por el Colector, el agua fluye al chiflón (1) a través de la Tubería de Entrada (12) cuya pendiente desciende hasta lograr un paralelismo con el eje de la Aguja (13) y haciéndolo concéntrico con la Guía (14).

Antes de la entrada (12) se encuentra un tramo (17) con su base anclada (17a) y un Tubo para Derivación del lquido Aguas Abajo (18) el cual tiene como función evitar que el agua pase al Rodete siendo que no se ha cerrado la válvula principal.

El chiflón (1) esta unido por Bidas a la Tubería (12), el chiflón es de Hierro para cargas bajas y de acero para cargas altas, las Guías de la Aguja (14) son de Bronce.

La Flecha de la Aguja (13) es de acero tipo Siemens Martin y se encuentra soportada en varios puntos reduciéndose la fricción por una Camisa de Bronce (13a) que se encuentra en su interior.

El Pistón de Balanceo (13b), el cual sirve de Guía es de Bronce y este asegura el balanceo hidráulico de las Fuerzas ejercidas sobre la Aguja y sirve como estopero para la Flecha de la Aguja la

cual utiliza un Empaque (13c), cuando ésta a sufrido algún desgaste, es posible volverla a ajustar moviendo el Pistón (22) con el Resorte (23), el Volante (25) es utilizado para poner en marcha a la Turbina.

La Carcaza de la Turbina cumple la misión de guiar únicamente el Agua de los Cangilones al Colector y esta consta de Dos Partes: La superior (31) cubre el Rodete y La inferior (32) que comprende el conjunto de Tubería y Chiflón a la vez que guía el Agua como se menciono anteriormente, El Desviador (33) recoge el agua que escurre de los Cangilones superiores y la desvía hacia abajo sin que esta toque el Rodete, las Cámaras Laterales (30b) coleccionan el agua que se adhiere a las flechas y es guiada por un Anillo Desviador (40b), el flujo que resulta es guiado por los Canales (32).

La Turbina esta provista de una Placa de Acero (34) opuesta al Chiflón que sirve para evitar el contacto del Agua con el Concreto y evitar una erosión del mismo por la acción continua del chorro, en las paredes del colector (37) existen una serie de Serpentes que se encuentran conectados a las Bobinas (36) dichos serpentines enfrían el aceite del Gobernador y de las Chumaceras con el agua de descarga, dichas Chumaceras (41 y 42) soportan la Flecha de la Turbina (40) y descansan sobre la Base (30c), para seguridad es necesario colocar un Collarín (40a) en la chumacera para evitar el desplazamiento de dicha flecha, también se encuentran equipadas con Coples (43).

Si el agua es distribuida en varios Chiflones, como ya se menciono anteriormente 2 para Turbinas Horizontales y en Verticales (2 cada 180°), (4 cada 90°) y (6 cada 60°), cuando los chiflones se encuentran colocados simétricamente la carga radial " Teóricamente" queda Balanceada, la Chumacera Guía la mayoría de las veces se encuentra lubricada con Aceite a presión.

Para frenar rápidamente algunas Turbinas cuentan con una conexión antes de la válvula de la Turbina de donde parte un chiflón que trabaja golpeando al rodete en el reverso con lo cual se crea un empuje en sentido contrario con lo cual se logra eliminar la Inercia de la Rueda.

2.5. CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN.

Las Turbinas Hidráulicas son Turbomáquinas que permiten la transferencia de energía del agua a un elemento llamado rotor ó rodete, el cual se encuentra provisto de Álabas los cuales tienen la función de absorber dicha energía y transformarla, si dicha Turbina aprovecha solamente la Energía

Cinética del agua se denomina de impulso de la cual como ya se dijo la más representativa es la Turbina Pelton, pero cuando dicha Turbina es capaz de utilizar la Energía Estática del agua se llama de Reacción, las cuales a su vez se clasifican en dos tipos atendiendo a la forma en que se desarrolla y comporta el fluido dentro de los conductos del rodete móvil estas son : de flujo mixto ó Francis y de flujo axial ó Hélices y Kaplan, en la Francis el agua entra en dirección radial y sale de este en dirección axial es decir sufre un cambio de dirección de aproximadamente 90°, mientras que en las Hélices el fluido entra en dirección axial y al salir lo hace también en dirección axial.

Dichas máquinas son consideradas en la actualidad las más adecuadas a las características del momento en cuanto a su rango de aplicación tomando como base las condiciones que deben ser satisfechas para su óptima aplicación y funcionamiento.

Para esto es indispensable hablar de un parámetro importante en las Turbinas de Reacción el cual es el Grado de Reacción de la Turbina, dicho Grado de Reacción representa la proporción de Carga Estática Aprovechada por la Turbina sobre la Carga Efectiva Total, las Turbinas de Reacción antes mencionadas tienen un Grado de Reacción siempre menor que la Unidad con lo cual se logra aprovechar también la energía Dinámica del Agua.

Ahora bien, si la Turbina es el órgano fundamental de todo aprovechamiento hidroeléctrico por ser el que transforma la energía del agua en energía mecánica, el rotor de la turbina con sus alabes, es el elemento básico de la Turbina pues en él se logra la transferencia energética, completan la máquina otros elementos auxiliares que contribuyen a que la transferencia de energía del agua pueda realizarse con un óptimo aprovechamiento.

Para esto es fundamental el tomar en cuenta las componentes de la máquina y el trabajo que realiza cada una de ellas, de manera general se mencionarán dichas partes a reserva de detallar más su funcionamiento en cada una de las Turbinas de Reacción al llegar a dicho tema.

En el interior de las Turbinas de Reacción al igual que en las de Impulso el trabajo de absorber la Energía del agua lo desarrollarán tanto el rodete el cual lleva en su periferia una persiana de álabes directrices cuya función es guiar el agua desde la tubería hasta el rodete y transformar energía de presión en energía cinética por medio de un estrechamiento en las secciones de paso y de esta forma todos los espacios entre los álabes fijos y móviles se llenan simultáneamente de agua a presión.

Conforme el agua escurre a través de la Turbina como se muestra en la figura 19, la velocidad de sus partículas cambia de magnitud y dirección, debido a que el rodete absorbe una fuerza de flujo, esta fuerza de reacción es la que provoca el giro de la máquina.

En la descarga del agua en la máquina se instala un ducto abocinado, llamado Tubo de desfogue que permite una ganancia en el gradiente de presión y mejora el rendimiento de la máquina. Al pasar el agua por el rodete, su velocidad y su presión se reducen notablemente cuando la flecha de la Turbina es vertical se aprovecha la caída de presión en la tubería de desfogue para recuperar el desnivel de

instalación, ello significa que en una Turbina de reacción pueden aprovecharse los tres tipos de energía hidráulica.

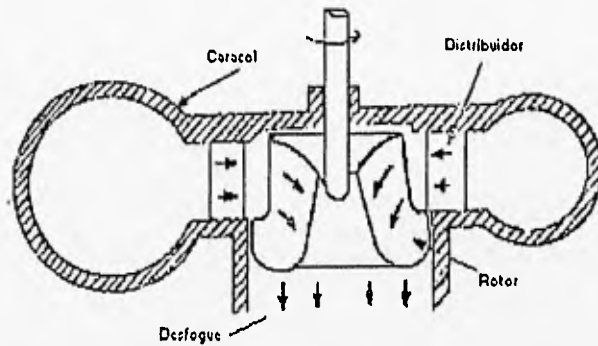


Figura 19 Comportamiento del fluido dentro de las Turbinas Francis.

Las siguientes características indican las cualidades generales de las Turbinas de Reacción y nos sirve para ver las diferencias con las Turbinas de Impulso, estas características son:

- 1.- El distribuidor alimenta a una Turbina de Reacción en toda la periferia del rodete.
- 2.- El desfogue no se hace libremente a la atmósfera de ahí que la alimentación se hace en toda la periferia.
- 3.- La Turbina puede ser alimentada con una espiral de concreto ó de acero y en muchos casos puede carecer de dicha espiral y localizarse en una cámara de agua.
- 4.- Las venas líquidas son convergentes y son utilizadas la acción centrípeta y la acción tangencial.
- 5.- La desviación del flujo en cierto tipo de Turbinas es muy pequeña ó casi nula.

6.- A caldas y potencias iguales las Turbinas de Reacción son mas rápidas que las de impulso.

Por ejemplo:

Pelton	Francis
$N = 450 \text{ rpm}$	$N = 1200 \text{ rpm}$
$Q = 1.0 \text{ m}^3/\text{seg}$	$Q = 1.0 \text{ m}^3/\text{seg}$
$H_n = 150 \text{ m}$	$H_n = 150 \text{ m}$

7.- Según la dirección del flujo estas Turbinas pueden ser: Radial-Axial (Kaplan), Axial (Tubulares).

8.- Las Turbinas de Reacción según su velocidad especifica pueden ser lentas ó rápidas.

2.5.1. CLASIFICACIÓN Y CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN TIPO FRANCIS.

La Turbina tipo Francis es en la actualidad la Turbina típica de Reacción de Flujo Radial. Debe su nombre al Ing. Inglés James Bichano Francis el cual tuvo a su cargo el desarrollo de algunos aprovechamientos hidroeléctricos, teniendo como base la utilización de Turbinas Centrípetas las cuales tienen la característica de ser completamente radiales.

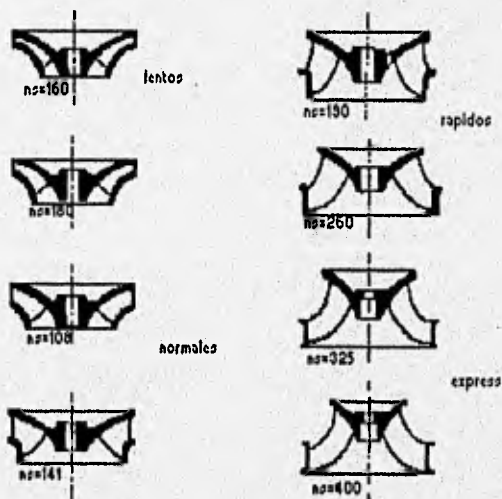


Figura 20 Tipos de Rodets Francis en base a la Velocidad Especifica.

A dichas Turbinas "Francis" realizó algunas mejoras, perfeccionamientos y modificaciones con lo cual se ha llegado a tener una gran aplicación de dicha Turbina en aprovechamientos Hidráulicos muy variados unos de otros, en cuanto a características de Carga y Gasto, con dicha característica la Turbina Francis es la más utilizada en la actualidad y por tener tan variadas aplicaciones se han creado características particulares a dicha Turbina dando lugar a una clasificación dentro de las Turbinas Francis como la mostrada en la figura 20, en la cual no se encuentran estrictamente definidos los parámetros de clasificación, con esto se hace mención a las Turbinas de Reacción Tipo Francis Pura y Mixta.

En la Francis puramente Radial prácticamente toda la transferencia de energía que existe de fluido a rotor se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo en dirección radial y de afuera hacia adentro, con un aprovechamiento máximo de la acción centrípeta para lo cual se procura siempre dar al agua un recorrido radial relativamente largo, sin embargo se hace difícil el desfogue central por lo que el gasto se halla en cierta manera limitado, se justifica este tipo de Francis Pura en los saltos de agua con cargas relativamente grandes y caudales reducidos.

En la Francis Mixta el agua recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia adentro solo en una parte de los mismos (la superior), terminando el agua su recorrido por entre los álabes en dirección axial (vertical hacia abajo en las máquinas de eje vertical), en cuya fase final trabaja como turbina Axial.

La ponderación de la acción radial y de la axial puede establecerse en forma gradual según las exigencias de la carga y el caudal disponible, evidentemente la acción axial se acentúa cuando aumenta el caudal con relación a la carga para una determinada potencia. En la Turbina Francis Mixta para lograr la doble acción, los álabes deben tener un alabeo muy particular que los hace parecer alargados en dirección axial, presentando conjuntamente una forma abocardada que facilita el desfogue de un caudal mayor.

La Francis Mixta tiene así aplicación en saltos de agua de cargas medianas y bajas, con caudales medianos y relativamente grandes.

La carga dinámica en las Turbinas Francis Puramente Radiales es Alta por el hecho de ser Alta la Carga de Trabajo y como esta se encuentra en estrecha relación con la velocidad absoluta, se logran altas velocidades absolutas en la entrada.

Las Turbinas Francis se utilizan para cargas aproximadamente entre 30 y 400 mts. y gastos relativamente grandes aunque se tiene la posibilidad de utilizar una serie de rodetes distintos dependiendo de la carga se cuenta con rodetes lentos, normales, rápidos y extrarápidos los cuales deben su clasificación a la velocidad específica de la Turbina, lo cual da como resultado diferentes tipos

de rodetes en cuanto a tamaño y forma.

- Características de la Turbina Francis Lenta contra Turbinas Kaplan.

Una Turbina Francis Lenta se caracteriza por que su rodete presenta las siguientes características:

- a.- El área de entrada del agua es pequeña.
- b.- El diámetro de salida es mas chico que el de entrada.
- c.- Se utiliza para caídas altas.

- Características de las Turbinas Kaplan.

- a.- Falta de anillo exterior.
- b.- Las palas del rodete son móviles.
- c.- Se clasifican mas rápidas que las Francis.

La clasificación anterior se ha hecho con la comparación de las velocidades tangenciales y con la velocidad $(2gh)^{1/2}$.

$$\text{Para Peltón } U_1 = 0.5\sqrt{2gH}$$

$$\text{Para Francis } U_1 = 0.65\sqrt{2gH}$$

$$\text{Para Kaplan } U_1 = 0.25\sqrt{2gH}$$

Se presenta en la figura 21 una gráfica para selección de Turbinas tomando como base de clasificación la relación Gasto-Carga.

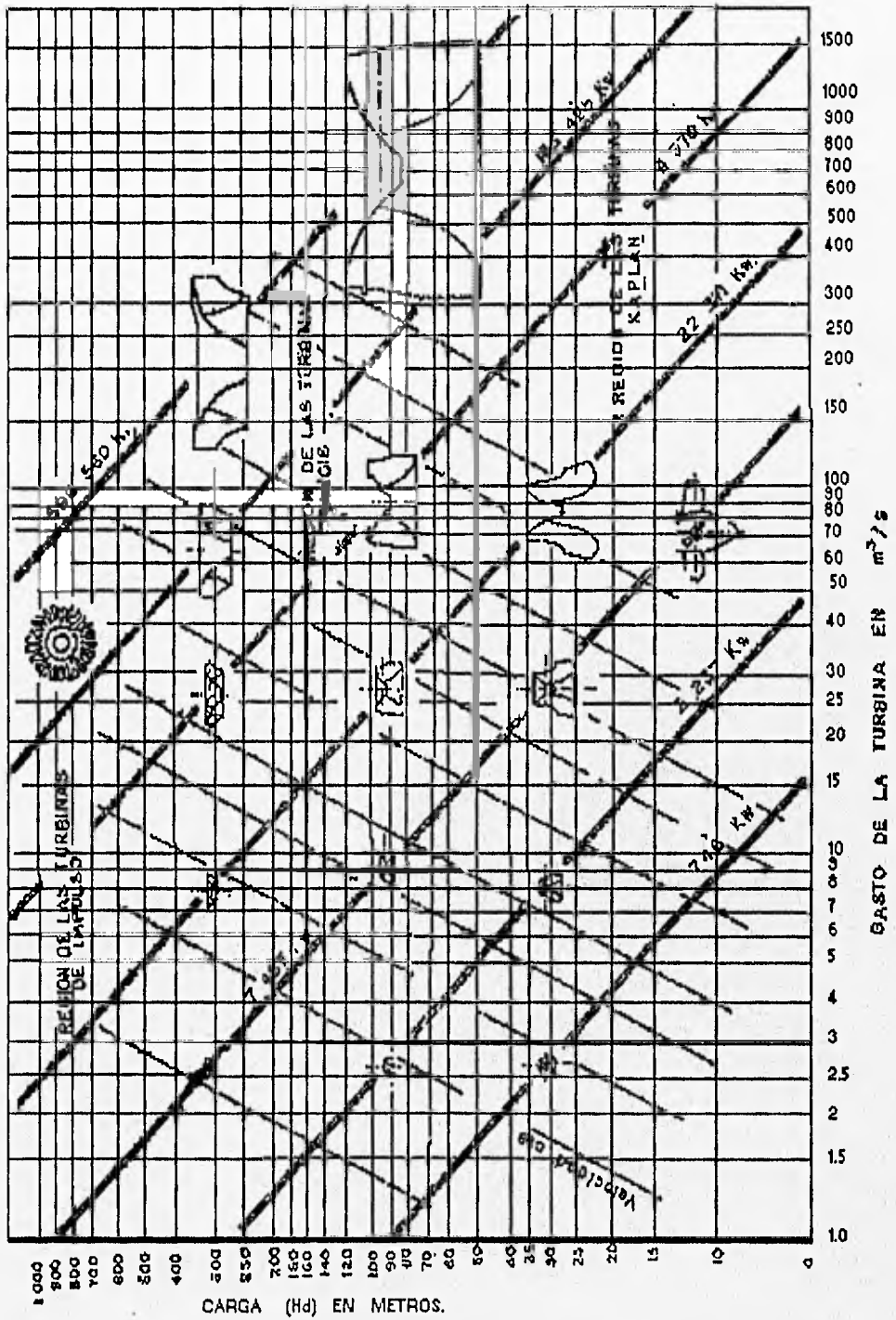


Figura 21 Gráfica para clasificación de Turbinas en relación Gasto-Carga.

2.5.2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN TIPO FRANCIS.

Los elementos que conforman una Turbomáquina de reacción tipo Francis mencionados en el sentido que el Agua entra en la Turbina y pasa por ellos es el siguiente:

1.- La Carcaza, Caracol ó Caja Espiral consiste en un ducto alimentador construido comúnmente en acero, concreto simple y concreto reforzado y con una característica muy particular que es la de variar gradualmente su sección generalmente circular y por lo consiguiente su área decreciendo en su diámetro a medida que este circunda el rotor de la máquina, con lo cual logra cambiar la energía de presión en energía de velocidad. .

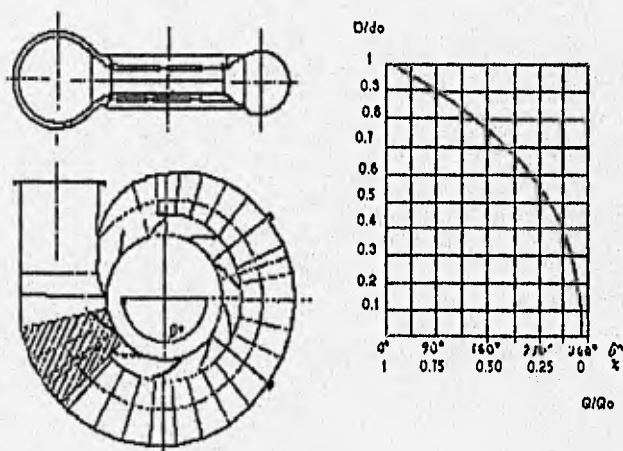


Figura 22 Carcaza Espiral para Turbina Francis.

Además tiene por objeto alimentar uniformemente toda la periferia del rodete, dicha carcaza por lo consiguiente se encuentra sujeta a presión del fluido, por lo cual es necesario que esta cuente con energía mecánica para soportar dicha presión.

2.- El Distribuidor se encuentra constituido por una corona de álabes, los cuales pueden ser fijos o móviles con lo cual se puede modificar la dirección y magnitud del gasto ó caudal que entra en la máquina, en cuanto a dirección permite dar al fluido la dirección de ataque exigida para un óptimo funcionamiento de la máquina, en lo referente al gasto es posible regularlo desde un valor cero cuando estos se encuentran totalmente cerrados a un valor máximo totalmente abiertos además de servir como válvula

Para que el Distribuidor cumpla con las características que debe satisfacer es necesario que satisfaga algunas condiciones ó mejor dicho debe cumplir algunas propiedades como son:

a).- Cumplir con lograr un mínimo de pérdida de carga en cualquier posición que este se encuentre; principalmente estando abierto.

b).- Que se tenga un mantenimiento fácil, para lo cual se debe cumplir que sea fácil y cómodo su desmontaje.

c).- Que tenga un sistema de mando en el cual se requiera una fuerza de manobra mínima, aparte de contener un mecanismo de seguridad el cual permita un cierre del mismo en caso de que este se encuentre bloqueado por algún elemento externo.

d).- Un requisito no indispensable es el de lograr una estanqueidad en su posición de cierre, y esto se logra con la válvula que se encuentra a la entrada de la Turbina por lo cual no es indispensable satisfacer dicha necesidad.

3.- Rotor ó Rodete Móvil, este esta formado propiamente por los Álabes de la Turbina y es el elemento principal de la misma ya que es en este sitio donde se transforma la energía cinética del agua en energía mecánica, dicho elemento a partir del momento ejercido sobre este y de la velocidad angular ejercida transmite a través de la flecha acoplada a el una potencia con un valor proporcional a las dos primeras cantidades.

Dicho rodete esta conformado por los álabes que se encuentran colocados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de dicho plato comienzan dichos álabes siguiendo una dirección axial la cual sufre un cambio progresivo en su alabeo hasta una dirección radial con lo cual presenta una forma abocardada, la cual se acentúa mas en cuanto mayor es la acción axial que contiene la máquina.

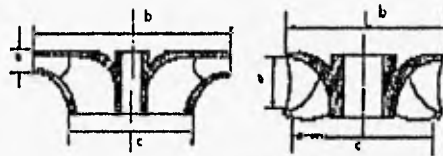


Figura 23 Rodetes para Turbinas Francis lenta y Mixta..

4.- Tubo de Aspiración, Tubo de Desfogue ó Succión es el elemento de desagüe de la Turbina y debido a su forma divergente logra una ganancia en carga estática hasta llegar al valor de la presión atmosférica, con lo cual se logra a la salida del rotor una presión mas baja que la atmosférica y por lo tanto un gradiente de presión dinámica mas alto a través del rodete.

Este tubo puede tener formas diferentes que van desde la Cónica (llamada de Moody), hasta la mas compleja como la Cónica-Eliptica-Cuadrangular (también llamada Acodada) la cual permite colocar el rodete móvil mas próximo al nivel de aguas abajo lo cual es benéfico para este tipo de máquinas.

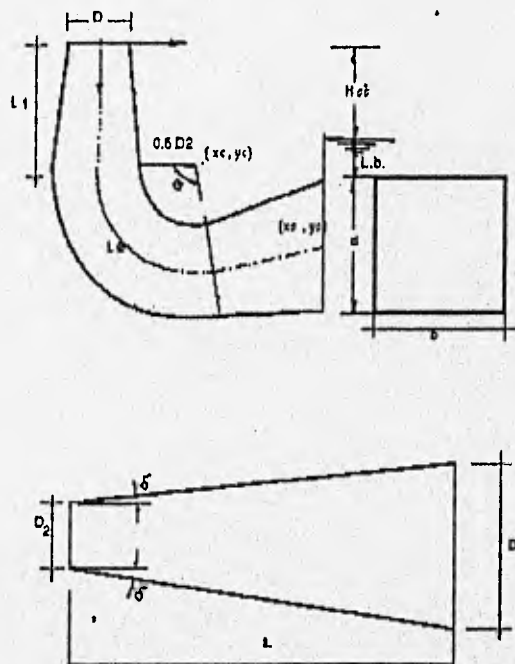


Figura 24 Tubo de Desfogue para Turbinas Francis.

También sirve para evitar que el agua salga directamente a la atmósfera con lo cual se permite la instalación de la Turbina en un nivel mas alto que el de aguas abajo.

Si la Turbina por razones de explotación ó de Cavitación es instalada por debajo del nivel del canal de fuga, el tubo de desfogue permite la recuperación de dicha altura, la cual de otra forma no se podría recuperar.

2.5.3. CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN TIPO HÉLICE.

La tendencia a ir construyendo Turbinas cada vez mas rápidas en su funcionamiento dio como resultado el hecho de fabricar Turbinas Francis de tipo Rápido y Extrarápido, con lo cual se aceptaba el hecho de no poder guiar ó conducir el agua con un grado aceptable de exactitud, por el hecho de dejarla circular entre la corona directriz y el rodete a través de un espacio libre de álaves, pero al efectuar una serie de experimentaciones para modificar este aspecto se llevo al hecho de que acortando las paletas ó álaves y disminuyendo su forma podía conseguirse un rendimiento bastante aceptable.

Incluso en un momento dado llevo a prescindirse de la corona exterior del rodete con lo cual se obtuvo la primera Turbina del Tipo Hélice a la cual se le dio el nombre de Turbina Hélice de Rodete Oblicuo con una velocidad específica de $n_s = 400$ a 500 rpm.



Figura 25. Rodete de Hélice Oblicua.

Dicha rueda constaba de un cuerpo robusto de forma cónica del cual sobresalían los Álabes en sus extremos libres (En la actualidad estos rodetes no se construyen) de donde al salir el agua de la corona directriz quedaba enteramente libre y circulaba en el espacio que existe encima del rodete y quedaba a merced de la inclinación de la velocidad absoluta con que este se mueve, con lo que sufre una desviación pasando de la dirección radial a la axial con la cual entra en el Rodete, este consta de cuatro a seis álabes, por lo cual no son desviadas uniformemente todas las venas líquidas que se forman, quedando demostrado (ver ref. 6 pág. 683.), que algunas de ellas pasaban simplemente a través del rodete y que a cierta distancia por debajo de los álabes del mismo volvía a establecerse una circulación regular.

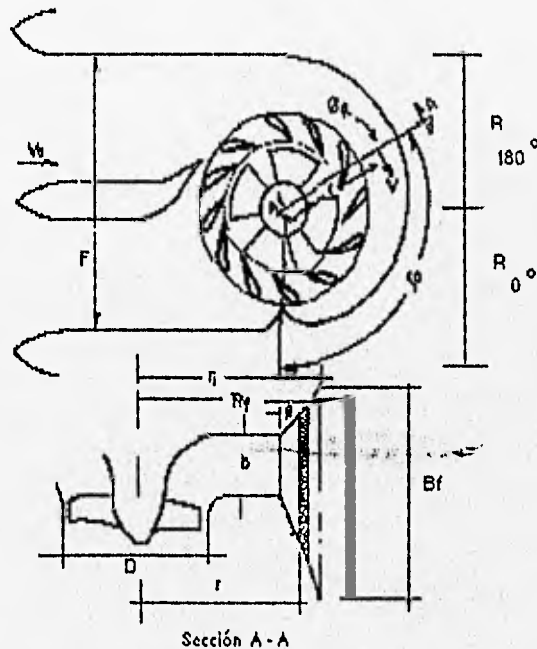


Figura 26 Corte y Planta de Turbina Hélice.

La forma en que se transmite la presión a los Álabes para conseguir una fuerza tangencial, se explica diciendo que debido a que las partículas de agua reaccionan unas sobre otras y puesto que en las dos caras del ábalo del Rodete existen presiones diferentes, lo cual genera una fuerza, cooperando sobre todo a la igualación de presiones y de velocidades que se lleva a cabo abajo del rodete, este tipo de comportamiento verifica de modo muy parecido al que se lleva a cabo con la circulación del aire

contra la superficie de sustentación de un Aeroplano, motivo por el cual posiblemente se le dio a este tipo de Turbina el nombre genérico de Turbina Hélice.

El empleo sucesivo de este tipo de Turbinas trajo consigo la eliminación de la corona exterior del rodete.

La Turbina Hélice posee un rodete móvil similar a la propela de un barco, la velocidad de una partícula de agua en este rodete no tiene componente radial en ningún punto, solo axial y tangencial.

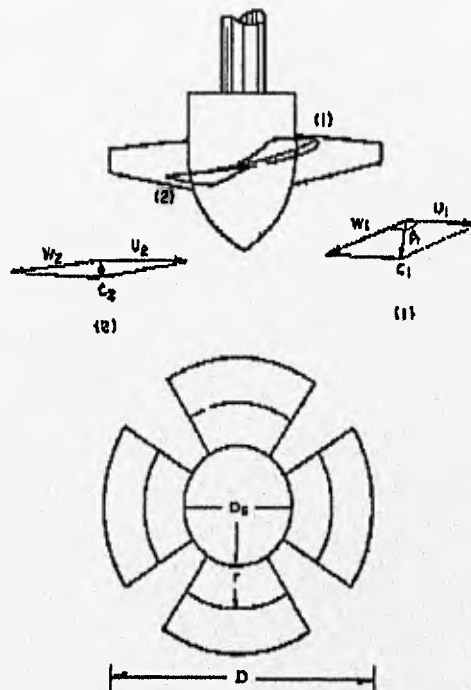


Figura 27 Rodete de Turbina Hélice mostrando los paralelogramos de velocidades que se forman en los Ábames..

Sin embargo las velocidades tangenciales a la entrada y a la salida son iguales, por lo anterior se dice que la máquina es de flujo axial, existen Turbinas Hélices en las cuales los ábames son orientables con el fin de no reducir el rendimiento al modificar el gasto, a estas turbinas se les conoce con el nombre de Turbinas Kaplan (de las cuales se hablara con mas detalle mas adelante), en general las Turbinas Hélice se utilizan con cargas bajas y con altos valores de gasto, de las turbinas hélice conocidas la Kaplan es la que alcanza mayores velocidades angulares, obteniéndose con ella rendimientos mas elevados pudiéndose construir lo mismo para eje vertical que para eje horizontal.

En la actualidad es muy común el denominar a las Turbinas Hélice como Turbinas Kaplan siendo la única diferencia entre las dos el hecho de que en las Kaplan los álabes tienen la característica de ser orientables a voluntad para obtener de esta forma un mejor comportamiento de la máquina, por tal motivo tratara de abundarse mas en las características de las Turbinas Kaplan, considerando que el comportamiento de la Turbomáquina, sus componentes y características generales son similares tomando en consideración la variante del comportamiento de los álabes.

2.5.4. CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN TIPO KAPLAN.

En la actualidad se señala a la Turbina Tipo Kaplan, como la Turbina Hidráulica típica de reacción de flujo axial mas importante en los actuales Sistemas Hidroeléctricos, puesto que la Kaplan es una Turbina de Hélice con Álabes Ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del alabe pueda producirse en las condiciones de máxima acción, para cualesquiera que sean las condiciones de Gasto y Carga.

De esta manera se logra mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de la potencia lo cual es muy importante para un rotor de Hélice, ya que esta es una de las deficiencias mas importantes que se advierten en las Turbomáquinas de Hélice de álabe fijo, en las cuales la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados dando con ello lugar a separaciones en el flujo y choques del mismo que reducen en gran medida el rendimiento de la máquina.

La Turbina Kaplan debe su nombre al Ingeniero Víctor Kaplan quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia, la Turbina Kaplan además de mantener buen rendimiento en la regulación del gasto ó con las variaciones de la carga por cambios en la cota del nivel de embalse, permite también aumentar el caudal por unidad, para una determinada carga y por lo tanto la potencia, con lo cual se puede disminuir el número de unidades.

La velocidad específica de la Turbina Kaplan es alta, en virtud de que la carga es pequeña con relación al gasto, el cual como se trata de una máquina axial debe ser grande.

En el sistema métrico, la velocidad específica practica llega a variar de $n_s = 300$ a $n_s = 250$ aproximadamente.

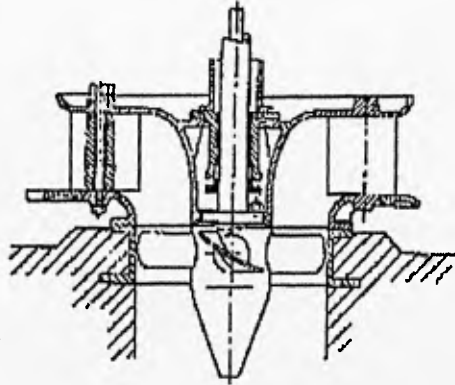


Figura 28. Rodete de Turbina Kaplan.

El número de álabes de una Turbina Kaplan varía de 4 a 9, correspondiendo mayor velocidad específica a un número menor de álabes.

Las Turbinas Kaplan que se utilizan para caídas altas (hasta de 90 mts.) se caracterizan por tener el cono alargado y unos 8 ó 9 álabes ó paíes móviles. Mientras que las Kaplan para caídas pequeñas presentan un cono corto y solo 4 álabes, estas últimas son más rápidas que las anteriores.

A continuación se mencionan las características más importantes de las Turbinas Kaplan con lo cual se pretende justificar por que en la actualidad se busca una mayor utilización de las mismas en las diferentes plantas Hidroeléctricas del Mundo.

La Turbina Kaplan es una Turbina de reacción y su flujo es completamente axial.

El rodete cuenta con unos pocos álabes, dispuestos en sentido radial y sin corona exterior y el agua lo atraviesa en sentido axial.

En saltos pequeños, la entrada del agua a la Turbina se efectúa a través de una cámara abierta ó bajo presión, en este último caso, la cámara se construye de concreto.

La Turbina Kaplan se usa para grandes gastos con saltos pequeños (algunas veces medianos), siendo las características que la han hecho insustituible para tales casos:

- 1.- Dimensiones Reducidas.
- 2.- Velocidad Relativamente Elevada.
- 3.- Rendimiento Alto con Cargas Variables.
- 4.- Capacidad para asimilar las sobrecargas.

Consecuencia de la movilidad de sus álabes, son elevados rendimientos a cargas parciales y

la posibilidad de sobrecargar la Turbina, aparte de que los álabes pueden girar sobre el cubo de la rueda.

Los álabes tienen un perfil Hidrodinámico con poca curva, lo que disminuye las pérdidas e imprime mayor velocidad al agua, ello permite reducir los diámetros del rodete, alcanzándose por consiguiente mayores velocidades que sobrepasan el doble de las que se conseguían en Turbinas Francis de carga baja.

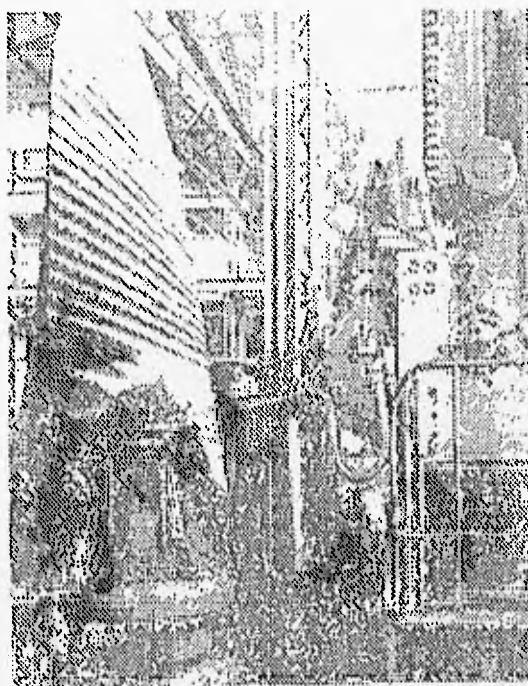


Figura 29. Maquinado de Álabes para Turbina Kaplan.

El rodete va precedido del distribuidor cuyos álabes directrices son generalmente móviles. Dichos álabes directores del distribuidor y los del rodete se pueden regular simultáneamente durante la marcha, a fin de obtener el rendimiento máximo.

El paso de la carcasa al distribuidor tiene lugar a través del anillo distribuidor fijo que se halla empotrado en el concreto.

El generador está montado en la parte superior de la Turbina, con frecuencia a una cota superior a la de las crecidas máximas, esto con el fin de protegerlo, sobre la cruceta del generador se coloca casi siempre, además de la excitatriz, el cojinete de suspensión el cual debe soportar la carga axial de todas las partes móviles, incluyendo el Empuje Hidráulico.

Las flechas de la Turbina Kaplan y del generador deben ser huecos para poder alojar en su interior todos los elementos de regulación los cuales accionaran los álabes del rodete situados en el cubo de la Turbina.

Cuando el agua deja el rodete tiene todavía una velocidad muy elevada y por consiguiente una alta energía cinética, que si se perdiera reduciría considerablemente la eficiencia.

Para recuperar la mayor parte de dicha energía se hace uso de un Tubo de Aspiración ó Desfogue cuyo objetivo es el siguiente:

1.- Transforma la energía de Velocidad con que el agua abandona el rodete situado en el cubo de la Turbina.

2.- Permite obtener una presión menor (vacío) que la atmosférica, que ayudara al flujo y aumentara la carga con que trabaja la Turbina.

3.- Evita que el agua salga directamente a la atmósfera, regulando la salida y permitiendo que se instale la Turbina a un nivel mas alto que el nivel de aguas abajo.

La forma mas apropiada para ese tubo es la de un codo de sección variable, casi siempre construido de metal ó de concreto, que además por su poca altura ofrece la ventaja de reducir los trabajos de excavación de la central.

Los álabes de la rueda relativamente poco numerosos, van montados movilmente en el cubo que presenta una forma apropiada para reducir al mínimo el juego entre los álabes y el cubo.

El cubo de la rueda es relativamente grande a fin de que pueda contener en su Interior los dos soportes para cada uno de los gorriones de los alabes, además se encuentran las palancas de mano, bieles, cruceta y todo el varillaje de regulación.

El cubo se llena completamente de aceite, para que no existan fugas del mismo se colocan juntas que reducen las fugas.

El aceite deberá estar a una presión mayor que el agua, para que esta no se introduzca en el cubo.

El varillaje es accesible por debajo, quitando la tapa, con el fin de que los tornillos de fijación no afecten y dificulten la afluencia del agua en operación, estos van colocados en pequeños huecos que luego se rellenan con plomo.

El distribuidor tiene el mismo objetivo y funcionamiento que el de las Turbinas Francis, la diferencia esencial es que el distribuidor se encuentra en un plano superior al del rodete para que de esta forma el flujo sea en forma axial.

Las Turbinas Kaplan cada año se construyen en tamaños mayores, pues tienen cada vez mayor aplicación, dado que aquellos países que ya han aprovechado los grandes saltos y medianos, se ven obligados a utilizar los pequeños.

Las Turbinas Kaplan mas grandes del mundo en 1975, eran de 212,000 HP y se encuentran en la planta de John Day, sobre el Río Columbia en Estados Unidos. Lo que era su potencia específica característica ó sea, la de una rueda de 1.0 mts. de diámetro bajo 1.0 mts. de caída (N_{11}) ha pasado de 20 CV a 24 en 1945 y a mas de 30 actualmente. En lo que se refiere a cargas, la Kaplan compete con la Francis en cargas hasta de 70 mts. Aun cuando su campo de aplicación clásico sigue entre los 20 y 40 mts.

Se maneja que una de las ventajas de estas máquinas es la reducción de su precio por unidad de peso y se ha encontrado que el diámetro óptimo de las Turbinas Kaplan de gran potencia es de 8.0 mts. y esto a sido posible determinarlo en base a la exactitud de los modelos de prueba, lo cual proporciona una gran confiabilidad tanto al fabricante como al cliente.

En las plantas donde existen varias Turbinas Kaplan, suele dársele un especial énfasis a las variaciones de carga, las cuales producen variaciones sensibles en la eficiencia, un factor decisivo para la reducción de costos de construcción en las Plantas Hidroeléctricas que emplean este tipo de máquinas es la reducción en la longitud de la flecha, la cual se hace tan corta como sea posible para reducir las dimensiones de la casa de máquinas.

En virtud de que la longitud de la flecha va en función del diámetro, es necesario que la sección transversal de la carcasa espiral sea también lo mas pequeña posible.

Otra característica de las Turbinas Kaplan modernas es que la parte inferior es de un contorno esférico, mientras que la mitad inferior descansa sobre el concreto, en tanto que la parte superior reduce mucho los costos de construcción por el hecho de ser cilíndrica.

2.5.5. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA DE REACCIÓN TIPO KAPLAN.

Los Órganos Principales que conforman en general una Turbina Tipo Kaplan son, como en la Francis:

- 1.- La Cámara de Alimentación ó Caracol.
- 2.- El Distribuidor.

- 3.- El Rodete Móvil.
- 4.- El Tubo de Desfogue.

Las funciones de los elementos que la conforman son a grandes rasgos las siguientes:

1.- La Carcaza, Caja Espiral ó Caracol, es un ducto alimentador de sección generalmente circular y diámetro decreciente el cual circunda el Rotor, procurando el fluido necesario para la operación de la Turbina, del caracol pasa el agua al distribuidor guiada por unas paletas direccionales fijas a la carcaza, los cuales forman los portillos de acceso.

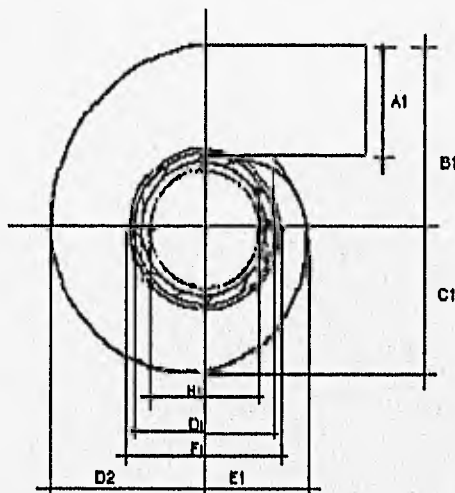


Figura 30. Carcaza de Alimentación para Turbina Kaplan.

2.- El Distribuidor, regula el gasto y además imprime al agua el giro necesario en una zona de vórtices libres, que precede al Rotor, propiciando el ataque adecuado del agua a los álabes para una transferencia de energía eficaz.

Los álabes del Distribuidor se ajustan automáticamente, de acuerdo con las necesidades de la Potencia, por medio de un Servomotor, ligado al gobernador que controla la velocidad del eje del grupo Turbina-Generador.

3.- El Rodete ó Rotor de la Turbina, de forma de hélice, esta constituido por un robusto cubo cuyo diámetro es del orden del 40 al 50% del diámetro total al extremo de los álabes y en este van empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la máquina.

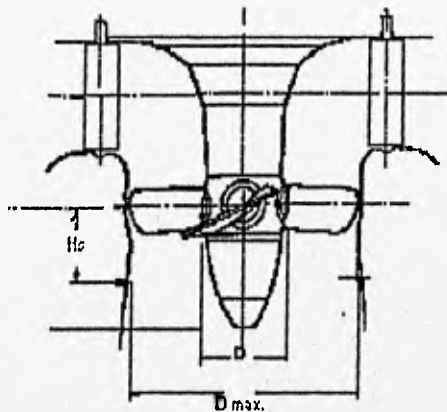


Figura 31. Rodete de Turbina Kaplan con Álabes Móviles.

La Robustez del cubo se justifica no solo por razones de resistencia mecánica sino también por que debe alojar en su interior el mecanismo de reglaje del paso de los álabes del rotor.

Los álabes del rotor tienen un desarrollo helicoidal de ala de avión el cual permite obtener una acción útil del agua sobre el álabe en el movimiento que el agua tiene respecto a este, la forma helicoidal se justifica en virtud de que la velocidad relativa del flujo varía en dirección y magnitud con la distancia al eje de giro, debido a que la velocidad de arrastre se modifica en magnitud con las variaciones del radio.

Se puede corregir la incidencia modificando el paso de los álabes, labor que realiza precisamente la Turbina Kaplan, por medio de un Servomotor ajustado con el distribuidor y con el gobernador, con lo cual se logra mantener prácticamente el mismo valor del rendimiento para diferentes condiciones de trabajo.

4.- Tubo de Desfogue, este elemento es el encargado de recuperar la energía por medio de carga estática hasta lograr llegar a la presión atmosférica.

Cumple con las características y condicionantes mencionadas para anteriormente para las Turbinas Tipo Francis.

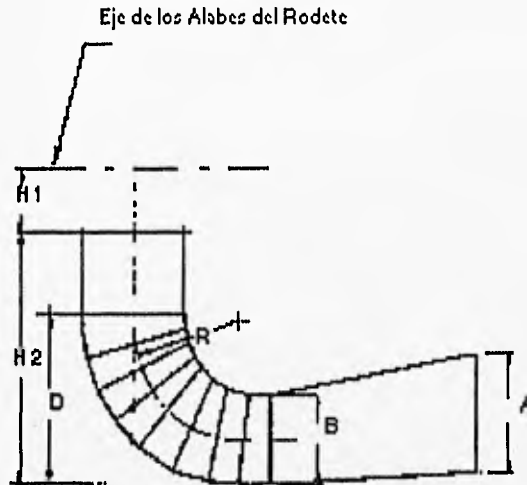


Figura 32. Tubo de Desfogue para Turbina Kaplan.

2.6. MECANISMOS DE REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE IMPULSO Y DE REACCIÓN.

Una condición importante que debe mantenerse al trabajar con motores eléctricos es que la frecuencia de corriente que reciban sea permanente y continua, lo cual significa que es necesario mantener constante la velocidad de giro del rotor del generador y por consiguiente la del rodete de la Turbina, a este tipo de procedimiento se le da el nombre de Regulación.

La Regulación de las Turbinas tiene dos objetivos esenciales que son :

1.- Poder controlar la Turbina a fin de que esta pueda adaptarse a trabajar con una variedad de Gastos.

2.- Hacer que la Turbina pueda trabajar con una velocidad de rotación constante, no obstante que por condiciones especiales pueda variar la carga mecánica a que pueda sujetarsele.

Con respecto al primer objetivo es necesario tener en cuenta que si esto no pudiera lograrse al disminuir el gasto que alimenta la máquina, como quiera que se conserva la misma sección de admisión, la velocidad absoluta con que el agua entra al rodete tendría que disminuir, con lo cual variaría la relación de velocidad y provocaría una disminución en la eficiencia de la Máquina.

Por lo tanto a fin de mantener constante la eficiencia de una Turbina cuando a esta se le hace trabajar con un Gasto Variable la Turbina deberá estar provista de un dispositivo adecuado que reduzca la sección de admisión cuando el gasto disminuya, manteniendo de esta manera en forma constante la velocidad con que el agua entra en el Rodete.

En cuanto al segundo objetivo de la regulación, este si es absolutamente indispensable lograrlo ya que en la generalidad de los casos las Turbinas Hidráulicas son empleadas para mover Generadores Eléctricos en los cuales es absolutamente necesario mantener constante la velocidad de rotación para que lo sea igualmente el voltaje y la frecuencia de la corriente generada, por lo tanto la Turbina necesita ser capaz de adaptarse a diferentes cargas de trabajo sin que por ello varíe el número de revoluciones por minuto a que se encuentre trabajando (*ver ref.5 pág. 129.*), esto podría conseguirse bien sea frenando la Turbina al aumentar el número de revoluciones y consumiendo de esta manera la energía sobrante ó bien, en la forma natural que es haciendo que el regulador automático disminuya la admisión al crecer el número de revoluciones por minuto y la aumente al empezar a disminuir la velocidad de rotación de la Turbina, desde luego su trabajo no es instantáneo, por lo que siempre hay variaciones de frecuencia durante los cambios, aunque dicha variación nunca debe sobrepasar un 8% aproximadamente para no causar problemas a los motores.

Antiguamente para lograr dicha regulación se disponía de una válvula instalada en el tubo de succión de las Turbinas de Reacción ó en otras ocasiones se obturaba el distribuidor mediante un anillo ó cilindro que se deslizaba por fuera ó por dentro del mismo, pero estos tenían el inconveniente de reducir el rendimiento de la máquina.

En conclusión, la Turbina debe girar siempre a la misma velocidad, independientemente de la potencia que este entregando a la línea y de la carga bajo la cual se encuentre trabajando, dicho control lo hace automáticamente el regulador, que es un dispositivo mecánico ó electrónico que funciona constantemente para mantener la frecuencia de giro.

2.6.1. MECANISMOS DE REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE IMPULSO TIPO PELTON.

Las Turbinas de Impulso Tipo Pelton al trabajar en condiciones de presión atmosférica y tan solo con la energía cinética en forma de impulso que le proporciona el agua debe contar con elementos de regulación en la tubería y en específico en la salida en forma de chiflón.

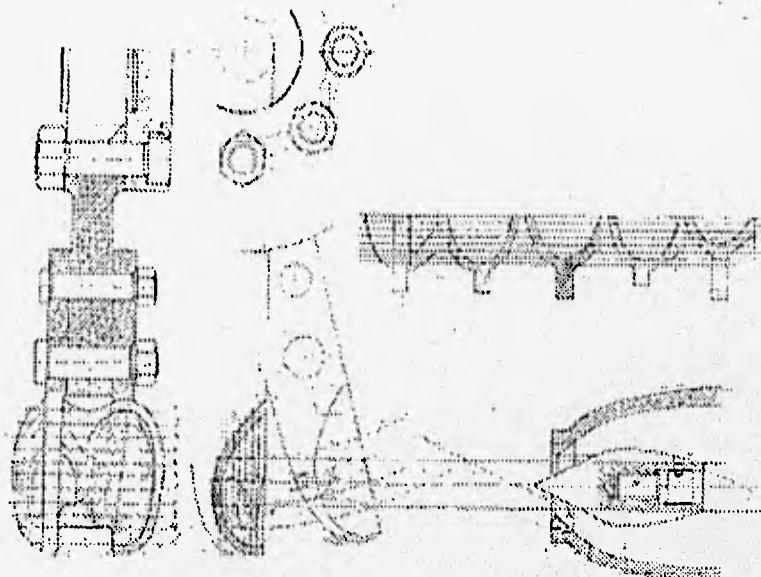


Figura 34. Chiflón con Tobera Convergente y Válvula Cónica de Cierre.

Dicho chiflón se forma, cuando la tubería de presión que sirve el agua a la Turbina, termina en un inyector en forma de tobera convergente con aguja de cierre cónica la cual cumple las funciones de alimentador, de regulador de gasto y de convertidor de la energía potencial del agua en energía cinética para ser aprovechada por la Turbina de donde el gasto que proporciona se obtiene como:

$$Q' = C_c (0.7835) d_0^2 \sqrt{2gH}$$

Las Turbinas tipo Pelton generalmente cuentan con una variación de la cantidad de agua para

su regulación de potencia, la cual se consigue sin excepción alguna mediante una aguja o punzón de forma especial con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de la boquilla, cuando se regula manualmente y también con regulación automática y las tuberías de acceso son cortas, es suficiente instalar el punzón citado, toda vez que no son de temer fuertes sobrepresiones al cerrarse el paso del agua, ni golpes de ariete en la tubería, además se cuenta con otra regulación por medio de la desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica que se introduce en medio del chorro y lo divide, desviando una parte del agua mayor o menor que en vez de dirigirse contra las paletas sale sin producir ningún efecto en la rueda como se muestra en las figuras 34 y 35.

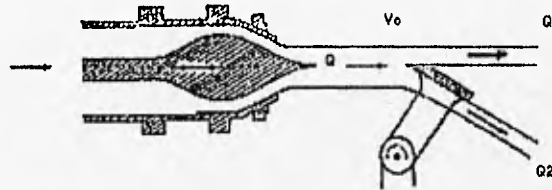


Figura 34. Deflector de Chorro para Turbinas Pelton.

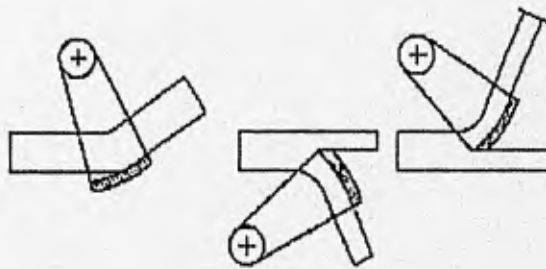


Figura 35. Tipos de Desviación del Chorro.

Dicho deflector desvía el chorro del agua cuando se presentan variaciones en la descarga (ver ref.3 pág. 140), este deflector es accionado por un regulador y un sistema de agujas que cierran paulatinamente disminuyendo con esto el gasto de descarga y evitando que se produzca un efecto de

Golpe de Ariete en la tubería de conducción a presión.

El cierre de las agujas puede retardarse a voluntad, acoplándose al aumento de presión admisible, mientras que para los cambios en el aumento de la velocidad y de la masa rodante, únicamente es decisivo el tiempo que el deflector necesita para entrar en acción y desviar el chorro del agua fuera de la rueda, impidiendo la acción sobre la misma, cuando la Turbina se queda violentamente sin carga por alguna avería en el sistema de generación y distribución de energía eléctrica a que da servicio la Turbina.

Cuando la Turbina sufre pérdidas bruscas de carga, el aumento de la velocidad de rotación es menor en proporción al menor tiempo de cierre de la aguja del chiflón y en cuanto mayor sea la masa rodante, es decir el Tamaño del rodete.

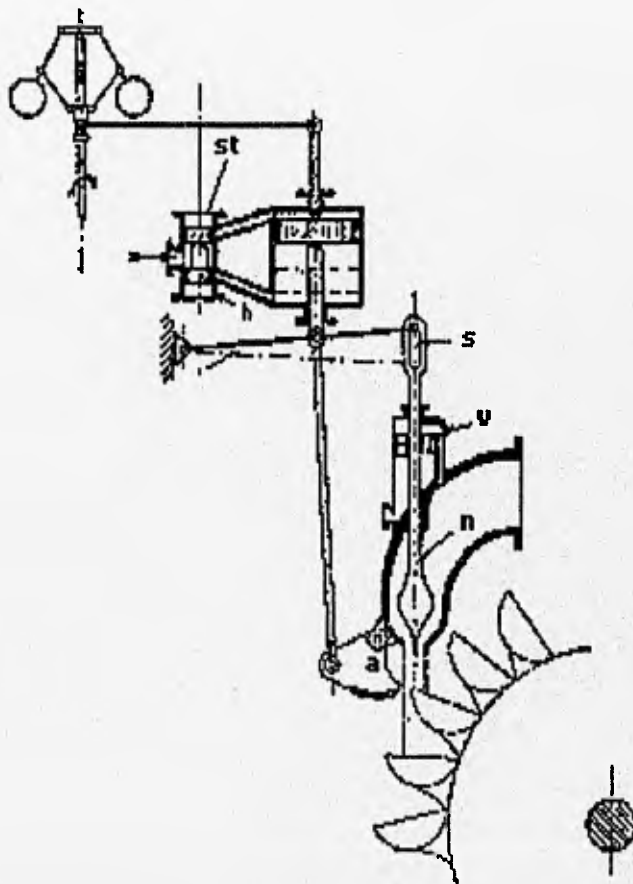


Figura 36. Esquema de mando para regulación de Turbinas Pelton.

En las instalaciones importantes se hacen naturalmente las dos regulaciones automáticas para lo cual se emplean reguladores dobles especiales ó se utiliza una disposición que se representa en la figura 36 y que permite el empleo tan solo de un regulador.

Si se supone de entrada que la Turbina ha sido descargada bruscamente, el regulador levantara la válvula *st*, con lo cual el aceite a presión entrara en el cilindro grande y hará bajar el émbolo *k*, con lo que la palanca *h* bajara girando alrededor de su punto fijo y el desviador *a*, cortara el chorro desviando una parte del agua. El punzón que se encontraba retenido por la palanca *h* no avanza ahora solidariamente con la palanca debido a la hendidura *s*, sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho señalado en la figura y que actúa sobre el émbolo *v*.

El punzón en su avance llega a encontrarse de nuevo con el tope de la hendidura, siendo mantenido entonces por la palanca *h* que le impide seguir cerrando.

Si por el contrario, sobreviene una carga brusca el émbolo *k* funciona en sentido contrario y tira rápidamente el punzón hacia atrás (lo que ocurre con relativa facilidad gracias a una válvula que contiene el émbolo *v* que da salida rápida al agua que se encuentra arriba de él) llevando de un modo simultaneo el desviador de chorro a su primitiva posición, en los reguladores bien contruidos los movimientos están determinados con tal precisión, que el desviador permanece en todas las posiciones casi rozando el chorro, la nueva posición de equilibrio se consigue, por medio de la vuelta de la válvula reguladora *st* a su posición inicial.

2.6.2. MECANISMOS DE REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN TIPO FRANCIS.

La Potencia de la Turbina se encuentra definida mediante las variables *Q* y *H* si en un instante dado se pretende variar la potencia de la misma, la variación de la carga *H* es muy difícil ya que depende del nivel de aguas arriba, por lo tanto es necesario recurrir a la modificación del Gasto para lograr dicha variación.

De la Ecuación de Continuidad se desprende que el gasto se encuentra dado en función del Área de paso y de la velocidad, en las Turbinas de Reacción el agua tiene acceso al rodete por el área-circunferencia lateral, la cual corresponde a la altura de los álabes del Distribuidor, dicha área es constante por lo cual solo queda modificar la velocidad radial del agua, dicha variación se logra cambiando la dirección de la velocidad absoluta de entrada, lo que se consigue con los álabes del distribuidor.

Como se expuso anteriormente en el tema de partes que conforman la Turbina de Reacción Tipo Francis se hace mención a dichos elementos entre los cuales se encuentra el distribuidor el cual también es llamado Persiana Fink el cual se encuentra constituido por un conjunto perimetral de álabes hidrodinámicos cuyo objeto es gular el flujo y regular el gasto que entra al rodete móvil, dichos álabes pueden abrirse ó cerrarse según las necesidades de la Turbina, con el auxilio de un servomotor regido por el gobernador del grupo Turbina-Generador, que regula la velocidad de giro.

Los álabes son estudiados detalladamente en túneles de viento para su óptimo funcionamiento, las características específicas de dichos elementos son como se ve en la figura 37.

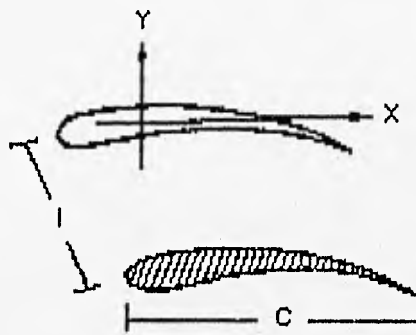


Figura 37. Álabe de Persiana Fink.

- a).- Las Coordenadas x, y.
- b).- La Curvatura ó Combadura.

Se definen por un elemento denominado cuerda y representado por la literal "C" hasta lograr obtener un flujo adecuado para el tipo de Turbina Francis que se trate, a continuación se mencionan los elementos necesarios para satisfacer dichas características como son:

$$Q = Z_p a_0 b_0 C_0$$

de donde : b_0 representa la altura de la persiana Fink

Z_p es el número de álabes de la persiana, el cual se determina con la Regla de Zowski (la cual no es mas que el resultado empírico de la observación de que el flujo resulte bien guiado y la pérdida de energía por fricción entre estos sea mínima) la cual debe ajustarse a número entero y par, expresada como:

$$Z_p = K' \sqrt{D'}$$

de donde a su vez se tiene que los valores de K' son:

$$\begin{aligned} & 2.5 \text{ para } 10^\circ < \alpha_1 < 20^\circ \\ K' = & 3.0 \text{ para } 20^\circ < \alpha_1 < 30^\circ \\ & 3.5 \text{ para } 30^\circ < \alpha_1 < 40^\circ \end{aligned}$$

y donde D' es el diámetro de entrada del rodete móvil expresado en pulgadas.

a_0 es el ancho efectivo de paso del flujo existente entre álabes y álabes el cual se obtiene como:

$$a_0 = t \operatorname{Sen} \alpha_1 - e_0$$

en donde t representa el paso o separación entre álabes que se calcula como:

$$t = \frac{(\pi D_0)}{Z_p}$$

y donde e_0 es el espesor de la punta de los álabes.

y C_0 es la velocidad del agua entre los álabes de la persiana el cual se puede determinar como:

$$C_0 = C_v (\sqrt{2gH\bar{n}})$$

y además $C_v = 0.95$

Finalmente para una cuerda dada "C" y la posición de máxima apertura de la persiana se puede determinar el ancho P del puente de la persiana con la expresión:

$$P = C \operatorname{sen} \alpha_{1 \max}$$

Todos los cálculos anteriormente establecidos son de carácter general, pero se hace preciso considerar también las circunstancias en que se efectúa la regulación, ya que en la actualidad todas las Turbinas Francis son regulables y además sin excepción emplean la regulación por medio de Paletas Directrices Giratorias.



Figura 38. Álabes Directrices para Turbina Kaplan.

Si dichas paletas directrices giran se modifica el ancho o espacio entre paletas, con lo cual se reduce la sección libre para el agua y esta circula en menor cantidad pero al mismo tiempo se modifica el ángulo α_0 . Proporcionalmente al gasto que ha disminuido deben también disminuir las velocidades relativas v_1 y v_2 ya que las secciones del rodete conservan el mismo valor.

La dirección de v_1 y de v_2 se conserva, pues viene determinada por los ángulos β_1 y β_2 del rodete, las velocidades tangenciales u_1 y u_2 deben conservar tanto su dirección como su valor, ya que esto constituye el objeto principal de la regulación.

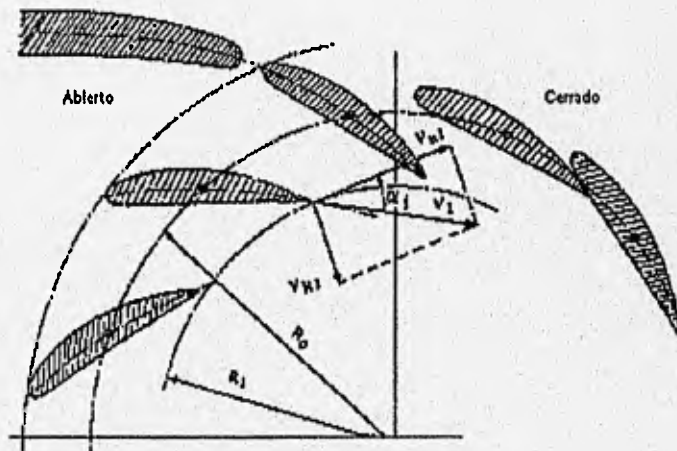


Figura 39. Posiciones de los Álabes Móviles y variación en los Paralelogramos de velocidades al efectuar el Movimiento de Regulación.

Con todo esto se obtiene una variación en el paralelogramo de velocidades donde los ángulos y las velocidades satisfacen la Ecuación fundamental de las Turbinas.

$$V_1 U_1 \cos \alpha_1 - V_2 U_2 \cos \alpha_2 = \eta g H$$

toda vez que el ángulo α_2 al funcionar el regulador se aparta cada vez mas del valor de 90° . Por el calculo se demuestra que v_1 va creciendo al disminuir el ángulo de la paleta α_0 . Así por ejemplo con 1/4 de admisión de velocidad absoluta de entrada, aumenta hasta el valor v'_1 y como v_1 debe conservar su dirección ha reducido su valor a 1/4, de lo cual se desprende que la entrada del agua tiene lugar con un choque y por lo tanto se produce una desviación súbita del agua en la dirección de los álabes del rodete a la salida, al ir disminuyendo v_2 va creciendo continuamente la velocidad absoluta de salida v_2 y va variando a la vez de dirección, con 1/4 de admisión, se obtiene v'_2 y un ángulo de salida reducido, lo que es perjudicial dado que con el choque a la entrada y las malas condiciones a la salida bajar el rendimiento de la máquina al funcionar la regulación.

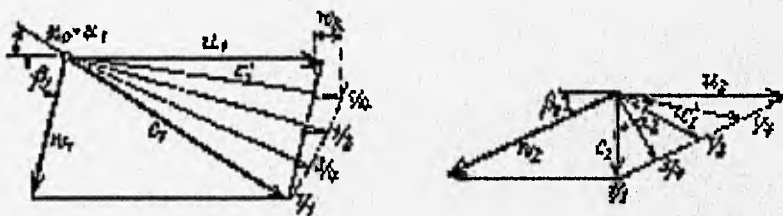


Figura 40. Variación de los Paralelogramos con el cambio de posición de los Álabes Móviles.

Dicha regulación efectuada sobre el distribuidor se puede llevar a cabo automáticamente al acopiar un servomotor a los mecanismos de regulación, los cuales deben actuar sobre el distribuidor de la Turbina su funcionamiento es similar al de las Turbinas Kaplan tomando en cuenta las características particulares de trabajo de cada tipo de Turbina

2.6.3. MECANISMOS DE REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE REACCIÓN TIPO KAPLAN.

Como se ha venido mencionando y por ser la característica principal en las Turbinas Kaplan, el fin de obtener grandes rendimientos para las diferentes variaciones del gasto y altura, es necesario e indispensable que las palas ó álabes del rodete puedan moverse para recibir la inclinación conveniente con respecto al ángulo de ataque del agua. Por otra parte también es necesario como en el caso de las Turbinas Francis, abrir ó cerrar el distribuidor para poder aumentar ó disminuir el gasto que pasa por el Rodete y el cual cede a la Turbina su energía potencial, dicho regulador por lo tanto debe ser capaz de actuar sobre los movimientos de las palas del distribuidor y sobre los álabes del rodete en la Turbina.

En la figura 41 se muestra el esquema de mando de una Turbina Kaplan en la cual no aparece el Distribuidor, el cual es accionado por el regulador, también se incluye una numeración mediante la cual se logre una mejor ubicación de los elementos.

- 1.- El Servomotor.
- 2.- Eje Hueco de la Turbina.
- 3.- Brida del Eje.
- 4.- Émbolo.
- 5.- Husillo de Regulación.
- 6.- Cabezal.
- 7.- Cruz de la Rueda Motriz.
- 8.- Bridas de unión.
- 9.- Cigüeñales.
- 10.- Palas del Rodete.
- 11 y 12.- Tubos Concéntricos para Aceite.
- 13.- Caballete de Asiento.
- 14 y 15.- Cámaras de Aceite.
- 16.- Válvula de Regulación.
- 17.- Deposito y Tubo de Retorno de Aceite.
- 18.- Palanca de Valvén.
- 19.- Biela.

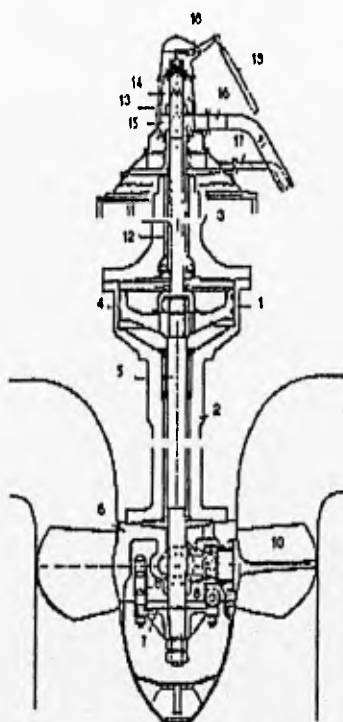


Figura 41. Esquema de mando para Regulación en Turbinas Kaplan.

A continuación se menciona el acoplamiento de las diferentes partes para el mando de la Turbina:

El Servomotor del Rodete va incorporado al extremo superior del Eje Hueco de la Turbina, de modo que la Brida del Eje del Generador (ó del engranaje acoplado con el de la Turbina) sirve de tapa al cilindro del Servomotor. El Émbolo se asienta en el Husillo de Regulación el cual pasa por el eje hueco. Al Cabezal de las palas de la Rueda Motriz y sostiene en su extremo inferior una Cruz unida por Las Bridas a Los Cigüeñales de Las Palas del Rodete.

El aceite se conduce al Servomotor y de arriba a abajo por medio del Eje Hueco por dos Tubos Concéntricos (de los cuales el interior va fijo al Émbolo del Servomotor y conduce el aceite por orificios abiertos en el Émbolo, a la parte inferior de este).

Sobre el extremo superior del eje se asienta El Caballete en el que se introduce el aceite y en cuyo interior y de las dos Cámaras que están superpuestas, parten Los Tubos, el aceite llega por los tubos procedente de la Válvula de Regulación.

Entre las cámaras se halla y se hace estanco por medio de Prensa-Estopas Anulares de Carbón, el Caballete para la introducción del aceite y el cual se recicla y vuelve al *Deposito por el Tubo*.

La Válvula de Mando para la Regulación del Rodete es de Igual construcción que la del Regulador del Distribuidor, si bien es de un tamaño menor. Se acciona desde el Servomotor que va en el Regulador del Distribuidor, por la leva de que va provisto y queda sometido al Influjó de la guía de retroceso.

Esta guía hace que el extremo superior del Tubo Conductor fijado al Émbolo del Servomotor y cuyo valvén sigue, se mueva mediante una *Palanca* que es movida por *La Biela* la cual lo es a su vez por la Válvula de Mando del Regulador.

La alimentación de aceite para Regulación de los álabes se efectúa por medio de una Bomba Especial de engrane y cuya presión se adapta automáticamente a las exigencias del servicio por la red de energía Independiente del grupo de la Turbina, para poder disponer de presión en el momento del arranque de esta.

Es necesario mencionar que la Turbina Tipo Kaplan no arranca nunca con los Álabes del Rodete Cerrados y por ello se tendrá que tener siempre en la posición de Apertura.

A continuación se presentan las figuras 42 y 43 que muestran dos tipos diferentes de Instalaciones de Turbinas Tipo Kaplan, para lograr el movimiento de los Álabes, con sus correspondientes numeraciones y significados de las mismas.

- | | |
|---|--|
| 1.- Rotor de la Turbina. | 2.- Rotor del Alternador. |
| 3.- Eje de la Turbina. | 4.- Cojinete Inferior. |
| 5.- Cojinete Superior. | 6.- Álabes Directores del Distribuidor |
| 7.- Servomotor del Distribuidor. | |
| 7a.- Cilindro. | 7b.- Émbolo Buzo. |
| 7c.- Anillo del Distribuidor. | 7d.- Bielas de los Alabes. |
| 7e.- Manivelas de los Alabes. | 8.- Servomotor. |
| 8a.- Cilindro. | 8b.- Émbolo. |
| 8c.- Husillo de Unión. | 8d.- Cruz de Regulación. |
| 8e.- Biela. | 8f.- Manivela de las Palas. |
| 9.- Tacómetro. | 10.- Motor del Péndulo. |
| 11.- Péndulo del Regulador. | 12.- Caldera. |
| 12a.- Tubería de aceite para la Válvula de mando del Servomotor que actúa sobre el Distribuidor. | |
| 12b.- Tubería del Aceite para la Válvula de Mando del Servomotor que actúa sobre los alabes del Rodete. | |
| 13.- Válvula de Mando para el Servomotor del Distribuidor. | |

- 14.- Válvula de Mando para el Servomotor que mueve los Álabes.
- 15.- Bomba de Aceite movida por Motor Eléctrico.

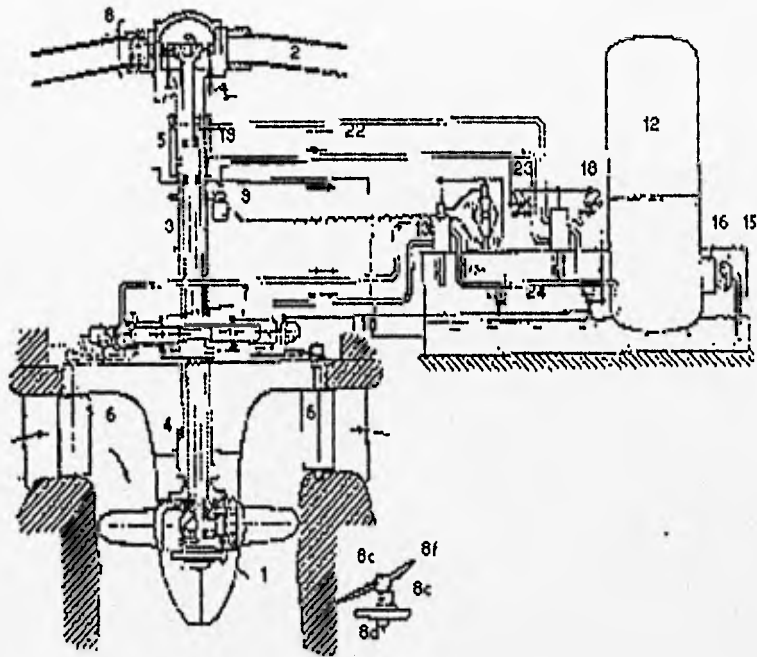


Figura 42. Instalación para Turbinas Kaplan con mecanismo de movimiento de los Álabes.

- 16.- Presostato para la Caldera del Aire.
- 17.- Retorno del Movimiento del Rodete.
- 18.- Leva que mueve la Válvula (14) de Distribución de Aceite.
- 19.- Mecanismo para el Émbolo del Servomotor del Rodete.
- 20.- Anillo unido al Émbolo (8b) por medio de Tres Barras.
- 21.- Juego de Palancas que transmiten a la Varilla (22) el movimiento del Émbolo del Servomotor del Rodete.
- 22.- Varillaje del Retorno del Rodete.
- 23.- Leva para el Retorno de la Válvula de Distribución del Rodete.

En el esquema anterior no se cuenta con ningún dispositivo manual de Apertura ó Cierre de los álabes del Rodete para el comienzo ó puesta en marcha de la máquina si esta estuviese con los

álabes Cerrados en un principio.

- | | |
|--------------------------------------|-------------------------|
| 1.- Armazón de la Turbina. | 2.- Tubo de Aspiración. |
| 3.- Ábabe Distribuidor. | |
| 4.- Casquillo de Ábabe (Regulación). | |
| 5.- Casquillo de Ábabe (Aspiración). | |
| 6.- Anillo de Regulación. | 7.- Rodete. |

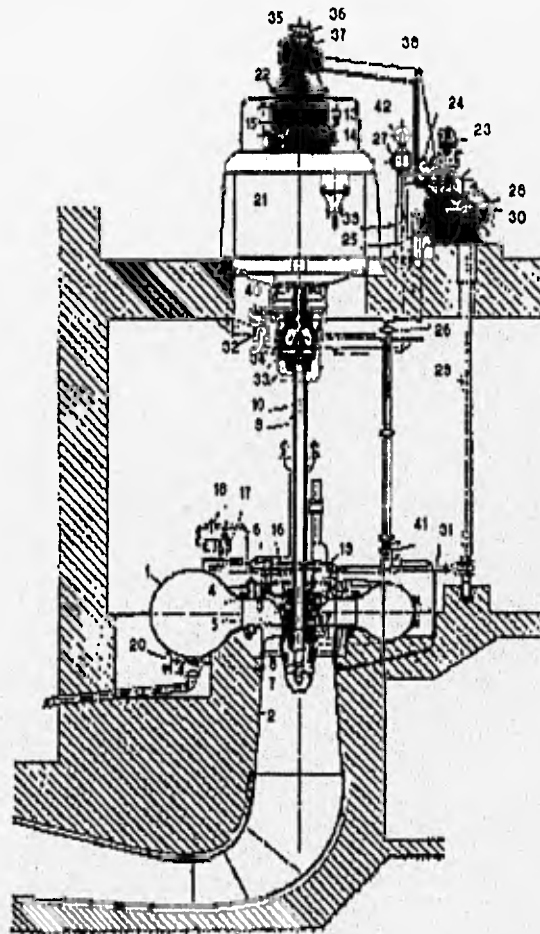


Figura 43. Instalación para Turbina Kaplan con Dispositivo manual de Apertura ó cierre de Álabes.

- 8.- Álabes Móviles.
- 10.- Barra del Servomotor.
- 11.- Prensa-Estopas con Anillo de Carbón.
- 12.- Casquillo Protector del Eje.
- 13.- Tubo de Alreación del Cojinete.
- 14.- Nivel de Aceite.
- 15.- Refrigerador de Aceite del Cojinete de Suspensión.
- 16.- Soporte Guía.
- 17.- Bomba del Agua de Fugas.
- 18.- Válvula de Retorno.
- 20.- Desagüe de la Cámara Espiral.
- 21.- Alternador.
- 22.- Excitatriz.
- 24.- Brazo del Péndulo.
- 26.- Soporte Inferior del Péndulo.
- 27.- Engranajes Helicoidales.
- 29.- Eje de Regulación.
- 30.- Volante de Regulación Manual.
- 31.- Barra de Regulación.
- 32.- Bomba de Aceite del Regulador.
- 33.- Servomotor para el Rodete.
- 34.- Émbolo para el Rodete.
- 35.- Caperuza de Introducción del Aceite.
- 36.- Cámara (Lado Apertura).
- 38.- Dispositivo de Retorno.
- 39.- Bomba a mano para el Rodete.
- 40.- Accionamiento de la Bomba de Aceite.
- 41.- Filtro del Agua.
- 9.- Eje de la Turbina.
- 19.- Prensa de Grasa.
- 23.- Dispositivo de Mando.
- 25.- Soporte del Péndulo.
- 28.- Armario del Regulador.
- 37.- Cámara (Lado Cierre).
- 42.- Taquímetro.

CAPITULO 3.

ECUACIÓN DE EULER APLICADA A TURBINAS.

3.0. FUNDAMENTOS MECÁNICOS E HIDRÁULICOS QUE RIGEN EL FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBINAS.

Existen varios caminos y procedimientos para poder estudiar la operación de los diferentes elementos que conforman a las Turbomáquinas y cada uno puede encontrar su justificación en el desarrollo y estudio de un tipo en particular; pero si se trata de señalar una metodología general, la Mecánica de Fluidos cuenta para su desarrollo y aplicación con una serie de conceptos interrelacionados, que van desde conceptos básicos elementales hasta el desarrollo de teorías complejas que dan resultado a los diferentes problemas que tienen contacto con algún tipo de fluido.

Basados inicialmente en métodos empíricos y experimentales se han llegado a desarrollar métodos Analíticos Dimensionales con los cuales se pueden representar los diferentes comportamientos del fluido y los cambios que este sufre en sus características al ser afectado por algún elemento externo.

De todo lo anterior resulta necesario definir una serie de elementos básicos mediante los cuales se pueda interpretar de una manera sencilla el estudio del fluido (agua), cuando este se encuentra trabajando en el interior de una Turbina así como poder comprender la obtención metodológica de la Ecuación de Euler para Turbomáquinas, así como observar el procedimiento llevado a cabo en el estudio de un chorro incidiendo sobre una placa hasta el concepto de Turbina de Impulso, desde un punto de vista mecánico-matemático.

3.0.1. DEFINICIÓN DE VELOCIDADES.

En el Método Analítico (ver ref.7 pág. 13), se emplean los diagramas vectoriales de velocidades para poder definir el comportamiento de un fluido en una Turbomáquina, dichos diagramas en forma de triángulo representan la mitad del paralelogramo formado por una Velocidad Tangencial, una Velocidad Relativa y una Velocidad Absoluta.

Las Ruedas Motrices de las Turbomáquinas están formadas por venas líquidas semejantes debido al espaciamiento equidistante entre los álabes y los elementos de distribución de la misma máquina.

Tomando el esquema de la figura 44, que representa un conjunto de venas el cual se encuentra afectado por una velocidad u , con lo cual una partícula de agua en el sitio 1 seguirá la siguiente trayectoria:

a).- La Trayectoria 1-3, la cual representa la trayectoria real ó absoluta de la partícula.

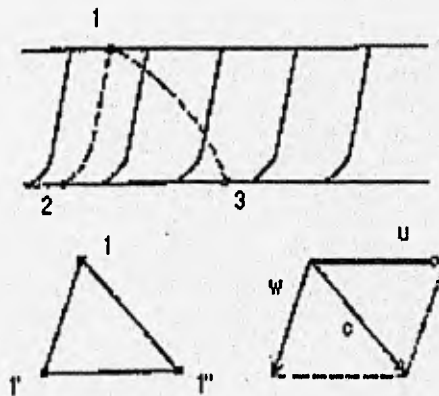


Figura 44. Trayectorias que presenta el fluido dentro de las Turbomáquinas.

b).- La Trayectoria 1-2 tomada como la Trayectoria Relativa, siendo esta última la que seguirá el punto 1 si se tratara de venas en reposo ó bien si se toma como punto de referencia la pared de una de

las venas.

Si en la figura al cabo de un instante la partícula ha recorrido un espacio sobre la trayectoria relativa 1-1", sobre la trayectoria 1-1' se obtienen por definición:

$$w = \frac{1-1''}{dt} \quad = \text{velocidad relativa.}$$

$$c = \frac{1-1'}{dt} \quad = \text{velocidad absoluta.}$$

$$u = \frac{1''-1'}{dt} \quad = \text{velocidad tangencial.}$$

siempre se tiene y se cumple que $c = u + w$.

En la mayor parte de las máquinas hidráulicas la velocidad U queda definida por la velocidad de rotación, la que se toma como la velocidad angular de la máquina multiplicada por el radio del punto en cuestión $u = w \times r$.

3.0.2. EFECTO DE UN CHORRO INCIDIENDO SOBRE UNA PLACA.

Para poder comprender la forma en que es transmitida la energía del agua a una Turbina, resulta necesario estudiar la forma en la cual actúa un chorro de agua sobre una placa, ya que este es el principio de los rodets de las Turbinas.

Tomando como base la figura 45, que presenta un esquema en el cual un chorro con Gasto Q y una velocidad V , incide sobre una placa simétricamente bifurcada, con lo cual logra dividir el chorro y el

área hidráulica a la mitad, lo cual logra que la magnitud de la velocidad permanezca constante.

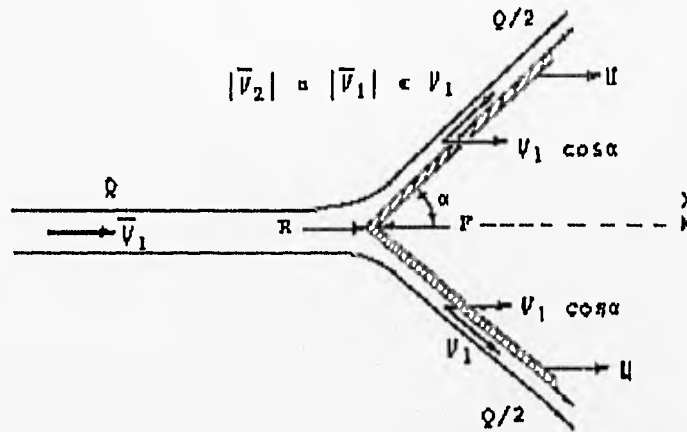


Figura 45. Chorro actuando sobre una placa Simétricamente Bifurcada.

El empuje que es capaz de proporcionar el chorro esta definido como:

$$F = \frac{\gamma Q}{2g} V_1 \cos \alpha + \frac{\gamma Q}{2g} V_1 \cos \alpha - \frac{\gamma Q}{g} V_1$$

el cual no tomara completamente la placa por la forma de la misma ó por que esta se encuentra en movimiento.

Pero si la placa se encuentra fija (\$U = 0\$), da como resultado la existencia de una fuerza \$F\$, que la detiene y la cual aplicando la Ley del Impulso y Cantidad de Movimiento en dirección \$x\$:

y tomando el empuje \$R\$ que acepta la placa, el cual es igual en valor, es decir \$V_1 = V\$ quedando:

$$R = \frac{\gamma Q}{g} (V - V \cos \alpha) = \frac{\gamma Q}{g} V (1 - \cos \alpha)$$

el cual es el total que acepta la placa menos el desviado debido a la bifurcación y el cual proyectado sobre el eje \$x\$ tiene un valor igual a:

$$\frac{\gamma Q V}{\cos \alpha}$$

Es decir el impulso que transmite un fluido a una estructura (álabe) es igual a la diferencia entre la cantidad de movimiento a la entrada de la estructura y la cantidad de movimiento que contiene el fluido al abandonar la misma.

Si se toma como punto No. 1 a la entrada y 2 a la salida el impulso que toma la estructura (álabe) queda definido como:

$$\bar{R} = \frac{\gamma Q}{g} (V_1 - V_2)$$

Si en lugar de una placa bifurcada se tratara de una placa plana como se muestra en la figura y esta fuera colocada en forma perpendicular al chorro ($\alpha = 90^\circ$), esta tomaría toda la cantidad de movimiento que proporciona el chorro, ya que al salir el agua la velocidad no tiene componente sobre el eje x; entonces el empuje sobre la placa será:

$$R = \frac{\gamma Q}{g} V$$

Ahora si la placa presentase un movimiento en la dirección del chorro, con una velocidad U, el empuje que se logra debe ser calculado con la velocidad relativa $W = V - U$ y su valor será:

$$R = \frac{\gamma Q}{g} (V - U) (1 - \cos \alpha)$$

donde si la placa bifurcada ó la placa plana es perpendicular al chorro $\alpha = 90^\circ$ y $\cos 90^\circ = 0$ se elimina el tercer término de la ecuación.

Si se utilizara la diferencia entre la cantidad de movimiento entregada por el fluido a la placa y la que la abandona sin ser aprovechada se tendría que la que se proporciona a la placa con una velocidad V_1 , esta definida como $R = \frac{\gamma Q}{g} V$ y para obtener la de salida es necesario obtener la velocidad absoluta de salida V_2 , para la cual se puede utilizar la figura 46.

donde la velocidad relativa del agua (la que tiene al desplazarse en contacto con la placa) W_d , al ser desviada por la placa queda expresada como:

$$W_d = V_d - U$$

donde si V_d es la velocidad absoluta del agua después de actuar sobre la placa, la cual se desplaza con

velocidad U da como resultado que:

$$\vec{V}_d = \vec{W}_d + U$$

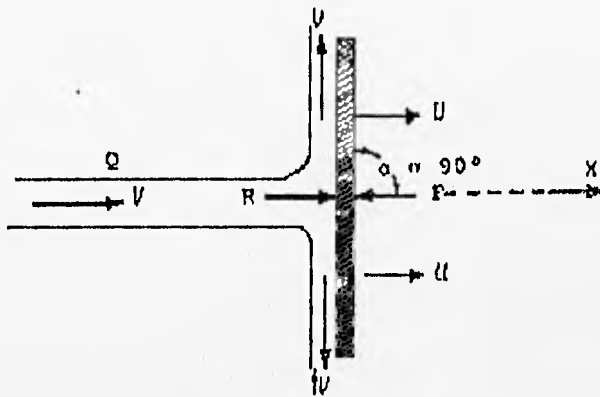


Figura 46. Chorro incidiendo sobre una Placa Plana.

la cual es la velocidad absoluta del chorro al abandonar la placa, que corresponde a la energía que ya no es aprovechada por la placa.

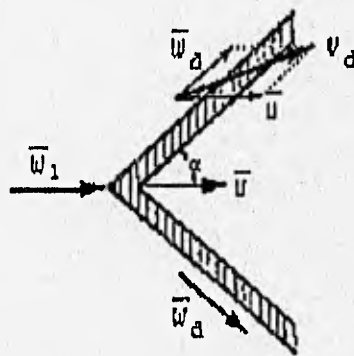


Figura 47. Proyección de Velocidades sobre una Placa Bifurcada.

Ahora bien en la dirección del chorro que es la de U , la velocidad absoluta del agua V_2 , una vez que esta abandona la placa es:

$$V_2 = |\overline{W_d}| \cos \alpha + U$$

y como la magnitud de la velocidad relativa es $|W_1| = V - U$ y por simetría $|W_1| = |W_d|$ se obtiene el valor buscado:

$$V_2 = (V - U) \cos \alpha + U$$

y como $V_1 = V$ si estas velocidades se sustituyen en:

$$R = \frac{\gamma Q}{g} (V_1 - V_2)$$

donde se obtienen las ecuaciones que se obtuvieron analizando el empuje del fluido definiendo las secciones 1 y 2.

3.0.3. POTENCIA DESARROLLADA POR UN CHORRO SOBRE UNA PLACA EN MOVIMIENTO.

Si se tomara como base una placa plana, la cual se desplaza por efecto del impulso R que le proporciona un chorro normal a la placa y que la hace desplazarse en la dirección del mismo, dicha placa recorrerá una distancia s , y tomando la expresión mecánica que relaciona la fuerza y la distancia se llega a determinar el trabajo desarrollado por el chorro expresado como:

$$\tau = Rs$$

y si dicho desplazamiento se realiza en un tiempo t , es decir con velocidad $U = s/t$, se produce una potencia definida como:

$$P = R \frac{s}{t} = RU$$

pero si la fuerza R se encuentra aplicada sobre una rueda que gira alrededor de un eje a una distancia r del punto de aplicación de dicha fuerza y con una velocidad tangencial U, el par que hace girar la rueda denominado Par Motor se encuentra definido por la expresión: $M = Rr$.

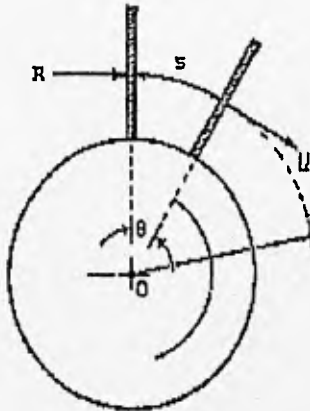


Figura 48. Representación del Par Motor ejercido sobre un Rodete.

De la figura 48 se observa que $s = \theta r$, definiendo la potencia entregada como:

$$P = Rr \frac{\theta}{t}$$

y como la velocidad angular w es $w = \theta/t$, la expresión del par motor queda definida como $P = Mw$, donde w puede ser medido por medio de un tacómetro y M con un dispositivo de freno para poder determinar la Potencia Real del Motor.

La Velocidad Angular (N expresada en r.p.m.) define la distancia πDN que un punto de la rueda recorre en un minuto, lo cual determina su velocidad tangencial en m/s

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

y como $w = U/r$ se tiene que la potencia generada será:

$$w = \frac{\pi N}{30}$$

la cual será totalmente aprovechada si en lugar de un álabe se colocaran los suficientes para que el chorro siempre se encuentre en contacto con los mismos y de esta forma lograr un giro continuo y constante en velocidad.

3.0.4. COEFICIENTE DE UTILIZACIÓN (GRADO DE REACCIÓN).

Como se menciona (*en el Tema 2.4.3.*) en el procedimiento de trabajo de una Turbina Tipo Pelton se hace mención a que el Distribuidor del mismo transforma completamente la Energía de Presión del fluido en Energía Cinética, es decir la velocidad del chorro corresponde a toda la Caída, mientras que en las Turbinas de Reacción el agua no puede ceder toda su energía al Rotor a su paso por entre los Álabas ya que esta necesita conservar energía cinética residual para que esta pueda llegar hasta la descarga manteniendo de esta forma las condiciones de un flujo estable.

De aquí se define el Grado de Reacción (ϵ) (*ver ref.7 pág. 114.*), de una Turbina el cual resulta de la diferencia entre la caída neta y la carga de la velocidad a la salida del distribuidor y se expresa como:

$$\epsilon = \frac{H_n - \frac{V^2}{2g}}{H_n} = 1 - \frac{V^2}{2gH_n}$$

generalmente el grado de reacción de una Turbina aumenta cuando la carga neta disminuye y nunca será mayor que la unidad, también puede expresarse como:

$$\epsilon = \frac{\text{energía utilizada}}{\text{energía utilizable}} = \frac{\frac{E}{V_2^2}}{E + \frac{V_2^2}{2g}}$$

de la cual definiendo cada una de las energías involucradas por medio de la ecuación de la energía se obtiene que:

$$\epsilon = \frac{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g}}{\frac{V_1^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2g}}$$

donde $V_2 = U_2 + V_{r2}$ lo que da por resultado que el factor de utilización como se menciono anteriormente siempre será menor que la unidad es decir $\epsilon < 1$.

3.1. ECUACIÓN DE EULER .

Las características en cuanto al intercambio de energía, el cual es llevado a cabo por las Turbomáquinas, sean Generatrices (Bombas) ó Motrices (Turbinas) se realiza en base a fuerzas dinámicas que se desarrollan entre el medio líquido que se encuentra en movimiento y el elemento móvil de la máquina, con lo cual este intercambio esta regido por la Ecuación del Impulso y Cantidad de Movimiento, ya que para cambiar la velocidad de una corriente de fluido, ya sea en magnitud ó en dirección, se requiere de la aplicación de una fuerza.

Cuando un álabe móvil desvía un chorro, se ejerce una fuerza entre ambos y se modifica su cantidad de movimiento. Asimismo al desviarse el álabe se realiza un trabajo.

Las Turbomáquinas hacen uso de este principio mediante uno de los principios fundamentales de la Mecánica y la Hidráulica: el de Impulso y Cantidad de Movimiento (Segunda Ley de Newton). Las Bombas transmiten energía mecánica a los fluidos por medio de un trabajo continuo, mientras que las Turbinas absorben sin interrupción energía hidráulica y la convierten en un par motor aplicado sobre la

flecha motriz.

La expresión matemática del principio de Impulso y Cantidad de Movimiento aplicado a las Turbomáquinas es la Ecuación Dinámica ó Ecuación de Euler de la cual se vera su obtención.

Considérese un flujo de masa "m", con velocidad C_1 , para cambiar esta por otra C_2 es necesario aplicar una fuerza F , de manera que de acuerdo con el principio en cuestión, ocurra un cambio en la Cantidad de Movimiento del flujo.

Para el análisis del funcionamiento de las Turbomáquinas Motrices (Turbinas), considérese el esquema mostrado en la figura 49, el cual representa un corte de la sección del impulsor de una Turbina, Indicándose un volumen de control limitado por un par de alabes y por las secciones de succión, Sección 1, en la periferia y de descarga, sección 2, en el centro, con esto el radio de giro en la sección 1 es r_1 , y en la sección de la descarga r_2 , la velocidad de una partícula de fluido, ya sea en la succión ó en la descarga, tiene dos componentes: una Tangencial (u), debida a la acción del álabe sobre la partícula y otra llamada (w) componente de gasto, la cual representa la velocidad relativa de la partícula con respecto al álabe. Mediante la suma vectorial de ambas componentes se obtiene la velocidad absoluta ó real C de la partícula en cuestión.

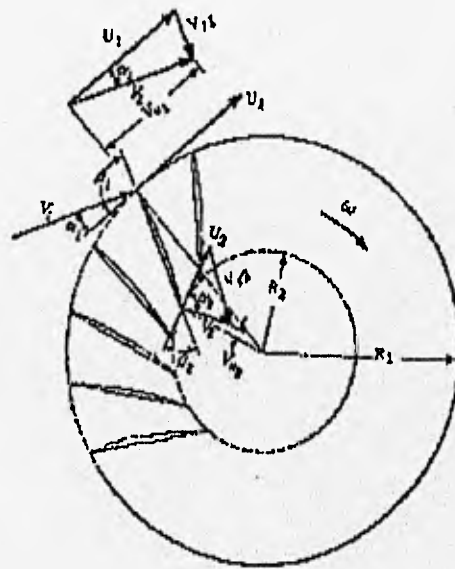


Figura 49. Corte del Rodete de una Turbina mostrando los Paralelogramos de velocidades.

Tanto en la succión y en la descarga del mismo esquema se han construido los paralelogramos de velocidades de una partícula cualquiera tomando en cuenta las componentes (u y w). En cualquier sección, α es el ángulo que forman la velocidad absoluta y la componente tangencial y β el ángulo obtuso formado por la componente del Gasto y la dirección Tangencial.

Con esto y con el esquema mostrado se puede determinar que:

$U_1 = W r_1$ (Velocidad Tangencial ó de arrastre, Tangente al eje del Impulsor)

W_1 Velocidad relativa del alabe (Tangente al mismo)

α_1 Ángulo existente entre C_1 y U_1

β_1 Ángulo existente entre W_1 y U_1

Aplicando el Principio del Impulso y Cantidad de Movimiento se obtiene que:

$$F = ma = m \left(\frac{dV}{dt} \right)$$

donde: $F - dt$ - se entiende como el Impulso

y $m - dV$ - como la Cantidad de Movimiento.

aplicándolo a las secciones mencionadas 1 y 2 se tiene que:

para 1, Cantidad de Movimiento = $m' C_1 = m'(C_{r1} + C_{u1})$

para 2, Cantidad de Movimiento = $m' C_2 = m'(C_{r2} + C_{u2})$

Considerando que estas cantidades de movimiento en realidad son fuerzas dinámicas que se desarrollan entre el fluido en movimiento y los álabes del rodete es posible descomponerlas en las componentes de C_1 en las direcciones tangencial (u) y radial (r) y por las propiedades del producto vectorial se presenta un par motor en las secciones el cual es el elemento por medio del cual la partícula pasa de la succión a la descarga mediante el cambio en el momento de su cantidad de movimiento obteniéndose:

Para sección 1, $T'_1 = m'(C_{r1} + C_{u1}) \times r_1 = m'(C_{u1} r_1) = \text{Par Motor}_1$

Para sección 2, $T'_2 = m'(C_{r2} + C_{u2}) \times r_2 = m'(C_{u2} r_2) = \text{Par Motor}_2$

de donde al sumarse ambos momentos se obtiene el Par Motor Total

$$T' = T'_1 - T'_2 = m'(Vu_1r_1 - Vu_2r_2)$$

y de donde utilizando la figura 50, en la cual se muestra un paralelogramo de velocidades y en la sección 2 se obtiene que:

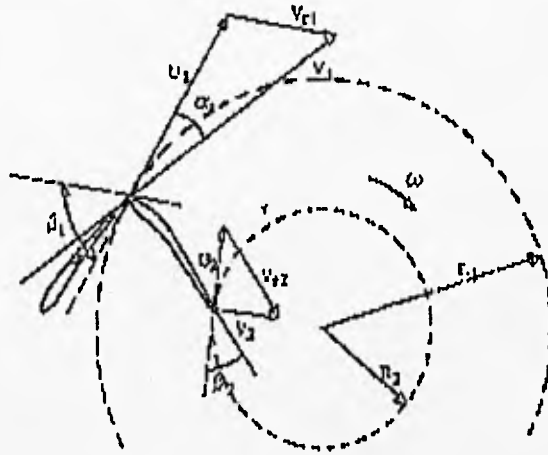


Figura 50. Paralelogramos de velocidades en las secciones de salida y entrada del Rodete.

$$Cu_2 = C_2 \cos \alpha_2$$

$$Cu_1 = C_1 \cos \alpha_1$$

con esto el Par Motor queda representado por:

$$T' = m' (C_1 \cos \alpha_1 r_1 - C_2 \cos \alpha_2 r_2)$$

de la misma forma de la figura 50, si se lleva a cabo el producto vectorial del Par Motor con la velocidad relativa del álabe (w), se obtiene la expresión que determina la Potencia de la Turbomáquina, es decir:

$$Potencia = T'(W) = m' (C_1 \cos \alpha_1 r_1 - C_2 \cos \alpha_2 r_2) W$$

tomando en cuenta que: $u = r \cdot \omega$

$$Potencia = P = m' (C_1 \cos \alpha_1 u_1 - C_2 \cos \alpha_2 u_2)$$

si se considerara una máquina ideal en la cual la eficiencia en la Transmisión de la Energía fuera del 100% y sabiendo de antemano que en las Turbomáquinas utilizando la Ecuación de la Energía (de Bernoulli) la potencia esta determinada como potencia teórica y esta dada por: $P_n = \gamma Q H$ donde:

P = Potencia Hidráulica (Kg -m/s)

Q = Gasto ó Caudal que circula a través de la Turbomáquina (m³/s).

H = Carga Efectiva actuante sobre la máquina (m).

γ = Peso específico del Fluido en movimiento (Kg/m³).

de donde al igualar la Potencia Teórica con la Potencia obtenida mediante la Ecuación del Impulso y Cantidad de Movimiento se tiene:

$$\gamma Q H = Q (C_1 \cos \alpha_1 u_1 - C_2 \cos \alpha_2 u_2) \text{ si } \rho = \frac{\gamma}{g}$$

simplificando los términos en ambos lados de la expresión se obtiene la Ecuación de Euler para las Turbomáquinas Motrices (Turbinas), en la cual se determina la altura necesaria que debe satisfacer el salto para que la máquina cumpla con la característica de proporcionar la potencia de diseño con lo cual para Turbomáquinas ideales (eficiencia $\eta = 100\%$) se tiene:

$$H_n = (C_1 \cos \alpha_1 u_1 - C_2 \cos \alpha_2 u_2)$$

donde H_n es la energía por unidad de peso ó carga que el flujo transmite al rodete. La potencia mecánica de la Turbina se relaciona con la potencia Hidráulica del fluido en movimiento a través de la eficiencia donde: $\eta = P/P_n$

de lo cual incluyendo la eficiencia en las máquinas reales la Ecuación queda definida como:

Si ahora se supone que en el diseño del rodete se procura que a la salida el flujo tenga dirección radial, entonces el término $\alpha_2 = 90^\circ$ y por lo tanto $C_2 \cos \alpha_2 = 0$ y el valor de H_n se hace máximo:

$$H_n = \frac{1}{g\eta} (C_1 \cos \alpha_1 u_1 - C_2 \cos \alpha_2 u_2)$$

$$H_n = \frac{1}{g\eta} (C_1 \cos \alpha_1 u_1)$$

De esto se deduce y se puede apreciar que las Turbomáquinas **NO SON REVERSIBLES** puesto que los ángulos β de los Álabes del Rodete se diseñan para que trabajen como Bombas ó Turbinas; por supuesto a óptima eficiencia, ya que si a toda Turbina ó Bomba se le invierte el flujo esta genera energía, pero su eficiencia es tan baja que desperdicia prácticamente toda la energía disponible del flujo aprovechable.

De la misma ecuación pero aplicada a Bombas es posible determinar que para un Impulsor dado, este dará siempre la misma carga independientemente del tipo de fluido que Bombea puesto que no aparece en la expresión la densidad (ρ) del mismo.

CAPITULO 4.

FUNCIONAMIENTO REAL DE LAS TURBINAS (CURVAS CARACTERÍSTICAS).

4.0. DEFINICIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS, ELEMENTOS PARA SU OBTENCIÓN.

El Flujo con el cual se trabaja en una Turbina y en general en las Turbomáquinas, depende para un óptimo aprovechamiento de sus características, de una serie de parámetros los cuales varían de acuerdo con el tipo de máquina que se este utilizando, por ejemplo; para una Turbina Pelton el flujo se encuentra en función únicamente de la carga y de la apertura del chiflón, mientras tanto en una Turbina Francis este depende de la carga neta, la velocidad de rotación de la unidad y la apertura de los alabes del Distribuidor, de la misma forma como el mecanismo de regulación de esta es idéntico al de las Turbinas Kaplan las variables son las mismas para la segunda salvo la inclusión del ángulo de Inclinación de los álabes móviles en el rodete de dicha Turbina.

Las curvas que definen la forma en que son afectados los diferentes parámetros de una Turbomáquina son denominadas Curvas Características las cuales sirven para analizar el comportamiento de un rodete determinado ó un modelo de rueda con diferentes cargas ó condiciones de trabajo.

Las Curvas Características de las diferentes Turbomáquinas son familias de curvas que involucran distintas variables hidráulicas, mecánicas y geométricas relacionadas con la selección, diseño y operación de las Turbomáquinas, dichas curvas pueden ser teóricas, si son resultado de una determinada expresión analítica y son de mucha utilidad ya que permiten dar un mejor sentido a las curvas reales obtenidas por experimentación, las curvas características reales contemplan la forma actual de operación del fluido, tomando en cuenta las pérdidas que se producen por la influencia de diversos factores.

La expresión matemática de estas curvas se deduce de la Ecuación de Euler, sin embargo para obtener las curvas características reales de una máquina es necesario recurrir a pruebas directas de Laboratorio sobre un modelo a escala de la máquina de interés, con esto ultimo se supone la aplicación

de la Teoría de Similitud aplicable a las Turbomáquinas de la cual se hablara en el siguiente tema.

Entre las variables Fundamentales para el análisis del funcionamiento de las Turbinas podrán mencionarse las siguientes: Gasto ó Caudal (Q), Carga Hidráulica (H_n), Velocidad Angular (N), Velocidad Especifica (N_g) y Potencia Mecánica (P_m), de acuerdo con lo establecido en el inciso anterior, la Ecuación de Euler para una Turbina esta definida como:

$$H_n = \frac{1}{g} (C_1 \cos \alpha_1 U_1)$$

donde el producto:

$C_1 \cos \alpha_1$ es igual a la proyección de la velocidad absoluta a la entrada sobre la dirección tangencial como se muestra en la figura del capitulo anterior.

Y donde u_1 representa la velocidad tangencial ó de arrastre

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_1 u_1 \quad \text{también: } C_1 u_1 = u_1 - w_1 \cos(180^\circ - \beta_1)$$

de donde sustituyendo el valor en la Ecuación de Euler se obtiene:

$$H_n = \frac{u_1^2}{g} - \frac{u_1 w_1}{g} (\cos(180^\circ - \beta_1))$$

por otra parte se tiene que:

$$H_n = \frac{u_1}{g} (u_1 - w_1 \cos(180^\circ - \beta_1))$$

donde $u_1 = w r_1$ haciendo $w = \pi N / 30$ (N en rpm)

$$r_1 = D_1 / 2$$

$$u_1 = (\pi N / 60) D_1 \quad \text{y por otro lado } Q = V_m A_1$$

$$V_m = w_1 \sin(180^\circ - \beta_1) \quad A_1 = \pi D_1 b_1 k_1$$

V_m , se conoce como la velocidad meridiana, la cual es la velocidad media en la dirección radial, a la entrada de la Turbina.

En la ultima expresión b_1 es el ancho del rodete en la entrada y k_1 un coeficiente de reducción que toma en cuenta el espesor de los alabes, con lo cual sustituyendo las expresiones anteriores en la ecuación del gasto ó caudal se tiene que: $Q = w_1 \sin(180^\circ - \beta_1) \pi D_1 b_1 k_1$
despejando w_1 .

$$W_1 = \frac{Q}{D_1 b_1 k_1 (\sin(180^\circ - \beta_1))}$$

de donde resulta lo siguiente:

$$H_n = \left(\frac{\pi^2 n^2 D_1^2}{3600g} \right) - \left(\frac{\pi N D_1}{600g} \right) \left(\frac{Q}{\pi D_1 b_1 k_1} \right) \cot(180^\circ - \beta_1)$$

Ahora bien, la potencia mecánica que una Turbina es capaz de generar en forma general puede expresarse como:

$$P_f = \gamma Q H_n$$

y sustituyendo el valor de H_n en la expresión de la potencia:

$$P_f = \gamma Q \left(\frac{\pi^2 N^2 D_1^2}{3600g} \right) - \left(\frac{\pi N D_1}{600g} \right) \left(\frac{Q}{\pi D_1 b_1 k_1} \right) \cot(180^\circ - \beta_1)$$

$$P_f = \frac{\gamma}{Q} \left(\frac{\pi^2 D_1^2}{3600} \right) (Q N^2) - \left(\frac{\gamma}{Q} \right) \left(\frac{\cot(180^\circ - \beta_1)}{60 b_1 k_1 D_1} \right) (Q^2 N)$$

haciendo:

$$k_1 = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{\pi^2 D_1^2}{3600} \right)$$

$$k_2 = \frac{\gamma}{g} \cot \frac{(180^\circ - \beta_1)}{60 b_1 k_1}$$

con lo que la potencia puede escribirse como:

$$P_f = (k_1 Q_1) N^2 - (k_2 Q_2) N$$

formula que representa una familia de parábolas con "N" como variable independiente, P_f como variable dependiente y Q como parámetro. Las constantes k_1 y k_2 dependen exclusivamente de la densidad del fluido de trabajo (casi siempre agua) y de la geometría del rodete.

De esta forma se puede representar dicha familia de curvas en un plano en el cual el eje de las abscisas este representado por los diferentes valores de la variable dependiente P_f y en el eje de las ordenadas la variable N con lo cual en el plano N- P_f las curvas tienen la apariencia mostrada en la figura 51.

En la misma puede apreciarse que, para distintos valores del gasto, denotados genéricamente como Q_i , existe una curva característica cuya expresión matemática es:

$$P_f = (k_1 Q_i) N^2 - (k_2 Q_i^2) N$$

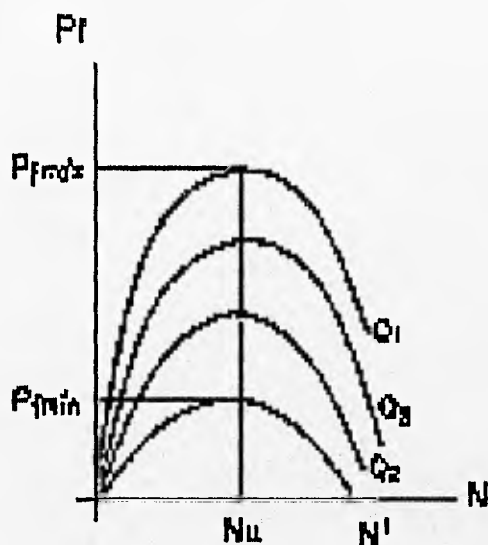


Figura 51 Curvas Características de las Turbinas en base a la relación $N-P_f$.

La figura muestra por otro lado, que existe un valor máximo de la velocidad angular (N^*), conocido como la velocidad de desboque para la cual es nula la potencia generada.

Este valor puede obtenerse haciendo $P_f=0$ en la ecuación anterior: $(k_1 Q_i) N^2 - (k_2 Q_i^2) N = 0$ y factorizando N :

$$((k_1 Q_i) N - (k_2 Q_i^2)) N = 0$$

la ecuación anterior tiene dos posibles soluciones, una de ellas es para el valor de $N = 0$, lo cual se puede apreciar en la figura anterior, la otra solución puede obtenerse dividiendo entre N la última expresión, de tal forma que:

$$N^* = \frac{k_2 Q_1}{k_1}$$

$$(k_1 Q_1) N^* - (k_1 Q_1^2) = 0$$

$$A^* = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{\cot 180^\circ - \beta_1}{80 b_1 k_1} \right) Q_1$$

$$B^* = \frac{\gamma}{g} \cot(180^\circ - \beta_1) \left(\frac{Q_1}{\pi^2 D_1^2 b_1 k_1} \right)$$

y sustituyendo las expresiones para k_1 y k_2 se obtiene:

$$N^* = \frac{A^*}{B^*}$$

y simplificando términos comunes:

$$N^* = 80 \cot(180^\circ - \beta_1) \left(\frac{Q_1}{\pi^2 D_1^2 b_1 k_1} \right)$$

Aparte se tiene una limitación muy importante en la expresión de la Potencia de la Turbina y en el esquema mostrado se puede apreciar, es la de que en ellas no interviene de manera explícita la eficiencia (η), parámetro esencial en el análisis de operación de las Turbinas.

En general de las Curvas Características de las Turbinas son de especial importancia Las Curvas de Isoeficiencia que tienen como variables la velocidad (N_u), el Gasto (Q_u) y la eficiencia (η_u), de las cuales el subíndice (u) significa se trata de parámetros relacionados a una Máquina ó Turbina Unitaria de la cual se hablara posteriormente.

Uno de los usos mas importantes para este tipo de curvas es el de poder determinar mediante su uso el rango de operación de una máquina sin que la eficiencia de la misma varíe de un parámetro establecido, otra aplicación es la de poder determinar el diámetro de un rodete ó rueda cuando se conoce de antemano el tipo de unidades a Instalar, esto es teniendo como datos la carga (H), el gasto (Q) y la velocidad de giro (N) es posible mediante el uso de dichas curvas determinar el valor de N_u y Q_u de

manera que estos correspondan a la máxima eficiencia.

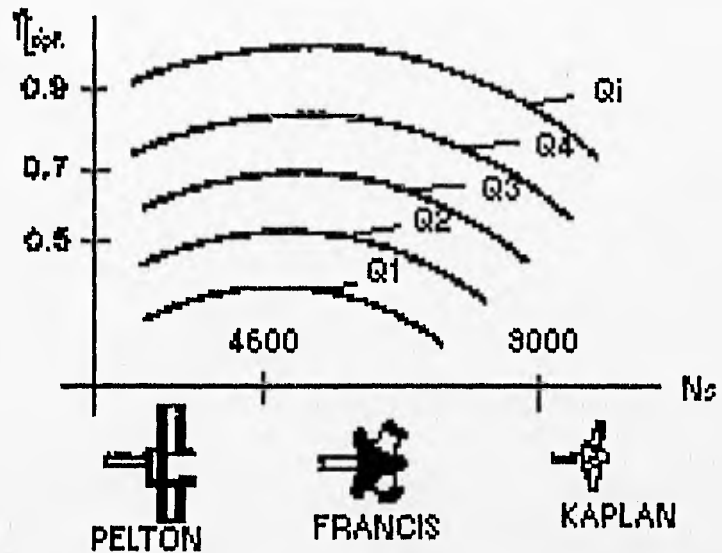


Figura 52 Curvas Características de los diferentes tipos de Turbinas en base a N_s - η .

También definido el número de unidades a utilizar y conocido el gasto por unidad (Q'), la carga (H) y la velocidad de giro (N) y para cada valor que se desee de la eficiencia (η_u) existe en las Curvas de Isoeficiencia una pareja de valores N_u y Q_u para los cuales pueda determinarse el diámetro del Rodete mediante las expresiones siguientes:

$$D = N_u \sqrt{\frac{H}{N}}$$

$$D = \frac{Q'}{Q_u \sqrt{H}}$$

de donde igualandolas y despejando Q_u , se obtiene:

$$Q_u = \frac{Q'}{\sqrt{H^3 \left(\frac{N}{N_u}\right)^2}}$$

y con esta expresión se determina el valor de Q_u para el N_u correspondiente.

4.1. TEORÍA DE SIMILITUD APLICADA A TURBOMÁQUINAS.

Para poder establecer un estudio completo de las Turbomáquinas Hidráulicas resulta indispensable conocer cada uno de los parámetros de funcionamiento de una máquina tomando como punto de partida las condiciones de trabajo utilizadas en otra máquina similar ó incluso en la misma máquina cuando han sido modificadas dichas condiciones.

La velocidad específica (N_s) es una cantidad que permite agrupar a todos los elementos de un conjunto de Turbomáquinas similares, se dice que una Turbomáquina es similar a otra cuando entre ellas se cumplen las Leyes de Similitud en sus tres aspectos:

- 1.- El Geométrico.
- 2.- El Cinemático.
- 3.- El Dinámico.

El establecimiento de grupos de trabajo y de expresiones adimensionales (obtenidos por análisis dimensional ó por aplicación de principios mecánicos), tales como la relación de cantidades geométricas, cinemáticas como velocidades y dinámicas como fuerzas, debidas a condiciones como Inercia y presión llevan al concepto de similitud y al establecimiento que valores y coeficientes que rigen el comportamiento de máquinas similares.

Se dice que existe una similitud completa entre dos máquinas cuando se cumple:

Una similitud Geométrica entre dos máquinas significa que las relaciones entre las dimensiones lineales son las mismas en puntos homólogos de los dos sistemas ó máquinas; es decir las formas son las mismas independientemente del tamaño, resumiendo: el prototipo y el modelo, deben ser máquinas de igual tipo y haber sido construidas bajo las mismas normas de diseño (provenir de la misma marca y fabrica).

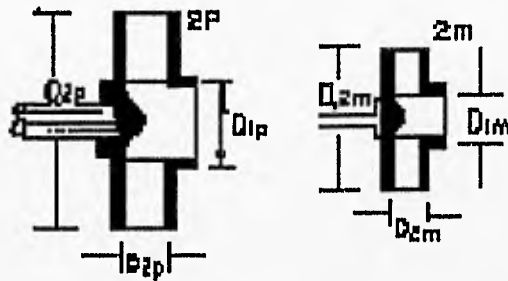


Figura 53 Similitud Geométrica entre Turbinas.

Una similitud Cinemática representa y significa que las velocidades u otras cantidades guardan la misma relación y se expresa como que los triángulos representativos de las velocidades serán semejantes al igual que las redes de flujo que representan el movimiento del fluido a través de la máquina.

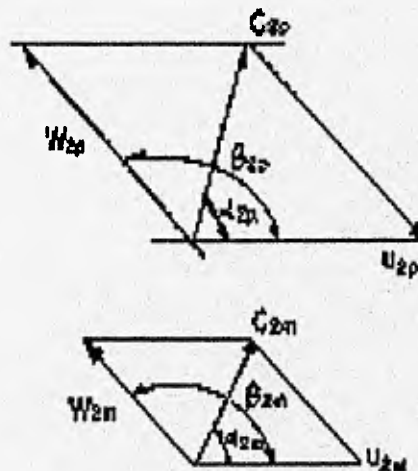


Figura 54 Similitud Cinemática de Turbinas.

Una similitud Dinámica expresada como la igualdad entre las magnitudes de las diferentes fuerzas son las mismas para el mismo instante tomadas en puntos homólogos de las dos máquinas, es decir que si una Turbina recibe el ataque del agua mediante el Distribuidor presentando este una inclinación (α

cualquiera), solo puede ser comparado con otra Turbina que presente la misma inclinación α .

La ventaja particular que representa la Teoría de la Similitud para Máquinas Hidráulicas radica en el hecho de que el modelo de Estudio no necesariamente tiene que ser menor en tamaño que el prototipo, sino que puede ser mas grande, del mismo tamaño e inclusive modelo y prototipo pueden ser la misma máquina.

De esto se desprende que se tomara como Modelo a la máquina de la cual se toma la información y Prototipo a la cual se desea trasladar dicha información, Independientemente del tamaño de cada una de ellas.

Existen dentro de dicha teoría una serie de condicionantes específicas para poder establecer en principio una similitud entre Turbomáquinas:

a).- La Eficiencia (η) del Modelo debe ser Igual a la del Prototipo.

b).- Debe existir semejanza Dinámica y Geométrica.

El primer inciso presenta un análisis mas detallado para su cumplimiento ya que la eficiencia de las turbomáquinas varia al variar las condiciones de trabajo y de operación, esta eficiencia se presenta mayor mientras la Turbomáquina es mayor en su tamaño, por lo tanto es necesario definir las condiciones de trabajo para que una maquina Prototipo trabaje con la misma eficiencia que lo hace la máquina Modelo.

Analizando un rodete individualmente, el cual trabaja bajo condiciones permanentes se sabe que existe una relación entre las velocidades absolutas y tangenciales del agua, tanto a la entrada como a la salida de la máquina es decir se cumple que:

$V_1 \cos \alpha_1 = c_1 u_1$ Proyección de la velocidad absoluta a la entrada
ó que $V_2 \cos \alpha_2 = c_2 u_2$ Proyección de la velocidad absoluta a la salida.

donde c_1 y c_2 son valores constantes y la Ecuación de Euler se puede presentar como :

$$\eta H = (c_1 u_1^2 - c_2 u_2^2)$$

y como en $u_1 = wr_1$ $u_2 = wr_2$ y $w = \text{constante}$, es valido tomar en cuenta la relación :

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

$$u_2^2 = \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 u_1^2$$

y sustituyendo en la ecuación queda:

$$\eta H = \frac{1}{g u_1^2 (C_1 - C_2 (\frac{r_2}{r_1})^2)}$$

ahora llamando k a los términos que permanecen constantes:

$\eta H = k u_1^2$ y de la misma forma se puede obtener $\eta H = k' V_1^2$, con esto para analizar a dos máquinas bajo las condicionantes de similitud mencionadas anteriormente, los coeficientes k y k' serán los mismos y las ecuaciones de funcionamiento serán:

Modelo	Prototipo
$\eta H_m = k U_m^2$	$\eta H_p = k U_p^2$
$\eta H_m = k' V_m^2$	$\eta H_p = k' V_p^2$

tomando en cuenta que las eficiencias de las máquinas son iguales y agrupandolas junto con las constantes k y k', en b y b', además de eliminar los subíndices puesto que son validos para cualquier máquina y tanto U como V se refieren a la periferia del rodete se obtienen las expresiones validas para modelo y prototipo:

$$H = b U^2 \quad \text{ó} \quad H = b' V^2$$

En el caso de las Turbinas se presentan comúnmente dos casos donde se puede aplicar generalmente la Teoría de Similitud y estos son:

1).- Cuando el Modelo y el Prototipo tienen el mismo diámetro, pero se encuentran trabajando con carga diferente (el modelo y el prototipo pueden ser la misma máquina), de esta forma se obtienen las ecuaciones:

$$D_m = D_p \quad ; \quad H_m \neq H_p$$

2).- Cuando el Modelo y el Prototipo tienen diámetro diferente, pero se encuentran trabajando bajo la misma carga obteniéndose:

$$H_m = H_p \quad ; \quad D_m \neq D_p$$

En el caso dado en que tanto el diámetro como la carga de trabajo sean diferentes resulta conveniente trabajar con las Leyes de la Teoría de Similitud en la forma presentada a continuación:

$$H_p = bU_p^2 = bV_p^2 \quad \text{y para el modelo}$$

$$H_m = bU_m^2 = bV_m^2 \quad \text{relacionando las expresiones se obtiene:}$$

$$\frac{H_p}{H_m} = \left(\frac{U_p}{U_m}\right)^2 = \left(\frac{V_p}{V_m}\right)^2$$

la cual es la expresión general de Similitud Mecánica en las Máquinas Hidráulicas y a partir de esta es posible obtener las relaciones existentes entre la Velocidad de Giro (N), el Gasto ó Caudal (Q) y la Potencia (P), tomando en cuenta los cambios posibles de Carga (H) y Diámetro (D) entre el modelo y el prototipo.

a).- Para la Velocidad de Giro Tangencial (U) se tiene que el valor de U en función del Diámetro y se expresa como:

$$U = (\pi ND/60)$$

y de aquí sustituyendo dicho valor en la expresión general se obtiene la Ley de Similitud para las Velocidades de Giro, como:

$$\frac{N_p}{N_m} = \frac{D_m}{D_p} \sqrt{\frac{H_p}{H_m}}$$

b).- Para el caso del Gasto ó Caudal, es necesario tomar en cuenta el área de acceso al rodete, la cual se presenta en el espacio existente entre álabes, dicha área queda definida por la separación "a" de los álabes y el ancho "b" de los mismos.

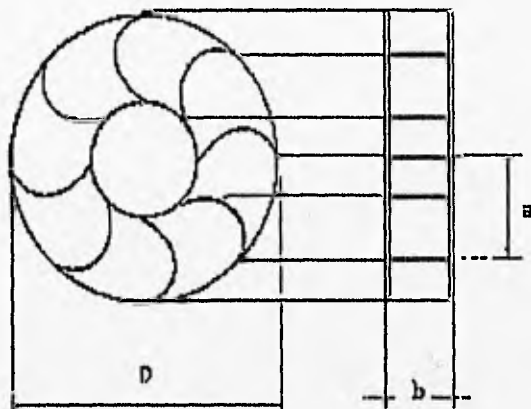


Figura 55 Área efectiva de acceso al Rodete.

Si se tomara un factor "c" para la proyección de dicha área, de manera que esta se presente perpendicular a la Velocidad Absoluta de Entrada "V" del agua y tomando "j" número de canales existentes, se puede tomar como el Área Total de Acceso al rodete perpendicular a la velocidad absoluta:

Área = $A = j \cdot c \cdot a \cdot b$ de donde a y b se encuentran en función del Diámetro D por medio de constantes k_1 y k_2 quedando expresadas como:

$$a = k_1 D \quad \text{y} \quad b = k_2 D$$

por lo que al sustituir en el área:

$A = c \cdot j \cdot k_1 \cdot k_2 D^2$ y sumando las constantes en una sola se tiene como:

$A = C \cdot D^2$ con la particularidad que "C" tiene el mismo valor para los rodets semejantes al Modelo; ahora tomando de la Ecuación de Continuidad $Q = A \cdot V$ y relacionando modelo con prototipo se obtiene:

$$\frac{V_p}{V_m} = \frac{H_p}{H_m}$$

además como se sabe que:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{A_p V_p}{A_m V_m} = \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \left(\frac{V_p}{V_m}\right)$$

la expresión finalmente queda como la Ley General de Similitud para los Gastos:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \sqrt{\frac{H_p}{H_m}}$$

En lo que se refiere a Potencia esta se encuentra dada por la expresión $\gamma \cdot \eta \cdot Q \cdot H$ de donde relacionando las potencias de modelo y prototipo se obtiene:

$$\frac{P_p}{P_m} = \frac{Q_p H_p}{Q_m H_m}$$

y sustituyendo el valor de:

$$\frac{Q_p H_p}{Q_m H_m} = \frac{Q_p}{Q_m} \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \sqrt{\frac{H_p}{H_m}}$$

se obtiene la Ley General de Similitud aplicable a las Potencias quedando expresada como:

$$\frac{P_p}{P_m} = \left(\frac{D_p}{D_m}\right)^2 \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^{3/2}$$

Y atendiendo a dichas expresiones generales los constructores y fabricantes de Turbomáquinas varían particularmente las variables N y D , para un valor determinado de la potencia se puede reducir el tamaño a expensas de aumentar la velocidad de giro, tomando en cuenta el parámetro de cavitación, con lo cual resulta más conveniente incrementar dicha potencia tomando en cuenta el tamaño, ya que esta aumenta proporcionalmente a la quinta potencia del diámetro, con esto y los estudios de la Mecánica de Fluidos se están logrando unidades de gran potencia y de tamaños relativamente reducidos.

4.2. VELOCIDAD ESPECIFICA APLICADA A TURBOMÁQUINAS.

Una Turbomáquina puede ser caracterizada tomando en cuenta varios parámetros de clasificación los cuales van desde la potencia (P), la carga neta de trabajo (H), su velocidad de giro (N) y por lo consiguiente el gasto de la misma (Q), tomando en cuenta que se esta hablando únicamente de Turbinas la característica que mas importa y es predominante es la Potencia.

Con esto al relacionar matemáticamente estos parámetros es posible definir el concepto de Turbina Especifica definiéndose como una Turbina Hipotética que trabaja con carga y potencia unitarias y lo importante es que lo hace en forma similar a otra cuyos parámetros sean los mismos.

Esto significa que se trata de una máquina en la cual sus elementos de trabajo quedan definidos como carga (H=1m), potencia (P=1CV ó 1Kw) en sistema métrico y de (H=1ft) y (P=1HP ó 1Kw) en sistema Inglés.

De este tipo de Turbina (Específica) el parámetro mas importante es el que se refiere a la velocidad de trabajo de dicha Turbina denominado Velocidad Especifica.

La velocidad especifica es sin duda alguna el parámetro que mejor caracteriza a una Turbomáquina, puesto que relaciona no solo el gasto y a la carga sino también a la variable cinemática mas importante que es la velocidad de giro.

La velocidad especifica se deduce de las relaciones de semejanza de las Turbomáquinas, que se obtienen empleando análisis dimensional, tales relaciones son las siguientes:

$$\left(\frac{Q_e}{N_e D_e^3}\right)=1$$

$$\left(\frac{H_e g_e}{N_e^2 D_e^2}\right)=1$$

en donde el subíndice "e" para todas las variables significa que se trata de escalas.

Q_e = Escala de Gastos.

N_e = Escala de Velocidades.

A partir de estas relaciones puede deducirse una tercera, utilizando el concepto de potencia al freno.

$$P_f = \eta_o \gamma_o Q_o H_o$$

de donde al despejar en las expresiones anteriores se obtiene:

$$Q_o = N_o D_o^3$$

$$H_o = \frac{N_o^2 D_o^2}{g_o}$$

y sustituyendo lo anterior en P_f se tiene:

$$P_f = \frac{\eta_o \gamma_o N_o^3}{g} = \eta_o \rho_o N_o^3 D_o^6$$

lo que se simplifica quedando:

$$\left(\frac{P_f}{\eta_o \rho_o^3 N_o^6 D_o} \right) = 1$$

de donde para obtener la velocidad específica se manipulan las relaciones anteriores de acuerdo con las variables fundamentales de cada tipo de máquina (Turbina ó Bomba).

En el caso de las Turbinas, entre tales variables se encuentran la velocidad angular (N), la carga hidráulica neta aprovechable (Hn) y la potencia mecánica generada (Pf). Para el cálculo de N_s se emplean los valores de diseño de estas variables.

Ahora bien si:

$$N_o^2 \frac{D_o^2}{H_o g_o} = 1$$

y aceptando $g_o = 1$ y elevando ambos miembros a la potencia 5/2.

$$\left(N_o^2 \frac{D_o^2}{H_o} \right)^{5/2} = (1)^{5/2}$$

y si aparte $\eta_o = \rho = 1$

$$\frac{H_o^5 D_o^5}{H_o^{5/2}} = 1$$

$$\frac{N_o^3 D_o^5}{P_f_o} = 1$$

y dividiendo ambas expresiones se obtiene que:

$$\frac{\left(\frac{N_o^5 D_o^5}{H_o^{5/2}}\right)}{\left(\frac{N_o^3 D_o^5}{P_f_o}\right)} = 1$$

obteniendo la siguiente expresión:

$$\frac{N_o^2 P_f_o}{H_o^{5/2}} = 1$$

elevando ambos miembros a la potencia 1/2 queda finalmente:

$$\frac{N_o \sqrt{P_f_o}}{H_o^{5/4}} = 1$$

y en general, para una familia de Turbinas similares:

$$N \sqrt{\frac{P_f}{H^{5/4}}} = \text{constante}$$

donde la constante de la ecuación anterior es la velocidad específica para Turbinas, de tal forma que:

$$N_s = N \sqrt{\frac{P_f}{H^{5/4}}}$$

en la practica se acostumbran usar las siguientes unidades para el calculo de N_s en Turbinas:

(N) en rpm.

(P_f) en CV.

(H_n) en m.

De acuerdo con la Velocidad Específica (Ns), las Turbomáquinas se clasifican como:

MOTRICES Ó TURBINAS.

De impulso ó tangencial.	Rueda Pelton $10 < N_s < 100$
De reacción	Francis $50 < N_s < 400$ Hélice $400 < N_s < 1000$

GENERATRICES Ó BOMBAS.

De reacción	Flujo Radial $500 < N_s < 4500$ Flujo Mixto $4600 < N_s < 9000$ Flujo Axial $9000 < N_s < 15000$
-------------	--

Tomando en cuenta los límites establecidos anteriormente es posible representar los valores de la velocidad específica y los rangos mas comunes de cargas para los diferentes tipos de turbinas, dichos valores deben tomarse con la consideración de que los valores de la velocidad específica marcados se refieren al valor para un solo Rodete el cual se caracterizara por el símbolo (N'_s)

TIPOS DE TURBINA EN BASE A LA VELOCIDAD ESPECIFICA.

N'_s en (m ó CV)	Tipo	Cargas Máximas (H en metros.)
4 - 35	Pelton de 1 Chiflón	2200
17 - 50	Pelton de 2 Chiflones	
20 - 60	Pelton de 3 Chiflones	
24 - 70	Pelton de 4 Chiflones	
30 - 85	Pelton de 6 Chiflones	150
70	Francis Lenta	380
100	Francis Lenta	220
150	Francis Lenta	110

200	Francis Normal	80
250	Francis Normal	60
300	Francis Rápida	45
350	Francis Rápida	35
400	Francis Express	30
450	Francis Express	25
300	Kaplan y Hélice	70
500	Kaplan y Hélice	40
800	Kaplan y Hélice	10
1000	Kaplan y Hélice	6

Dichos valores tan solo pueden ser utilizados para dar una orientación en cuanto al tipo de Máquina a emplear, y cuando se establezcan valores entre los límites de cada una deberá recurrirse a obtener estrictamente el valor de la velocidad específica.

4.2.1. VELOCIDAD SINCRONA DE ROTACIÓN.

Como ya se menciono anteriormente cada una de las diferentes Turbinas y en forma general los Rodetes se encuentran acoplados por medio de un eje ó flecha al rotor de un Generador (mediante el cual se debe transformar la energía que entrega la Turbina), el cual debe girar a una velocidad constante para entregar una potencia constante al siguiente sistema, por este hecho la velocidad de rotación de la Turbina debe encontrarse en Sincronía con la frecuencia de oscilación de la energía eléctrica, con lo cual resulta indispensable ajustar la Velocidad Especifica de la Turbina, todo esto en base a la frecuencia de la corriente eléctrica del lugar que se trate (en México 60 Ciclos por segundo cps).

Se define como velocidad Sincrona ó Sincrónica de Rotación (n) al cociente entre la frecuencia de la corriente eléctrica y el numero de polos del generador:

$$n = 120 (\text{Frecuencia de Corriente Eléctrica}) / \text{No. de polos del Generador.}$$

de donde el número de polos queda expresado como:

$$\text{No de polos} = 120(\text{Frecuencia de Corriente})/N's$$

Dicho número de polos es necesario ajustarlo a un valor entero, siendo una recomendación de los fabricantes de generadores, el número sea múltiplo de dos ó cuatro.

También es recomendable que se tome la velocidad de rotación mayor si la carga hidráulica de trabajo ejercida sobre la Turbina no excede del 10%, si así sucede deberá tomarse la mas baja.

4.2.2. SOBRE-VELOCIDAD.

Se denomina sobre-velocidad al aumento de la velocidad por arriba del limite de la velocidad sincrona de rotación del Generador al cual se encuentra acoplada la Turbina.

Este fenómeno se presenta cuando en el sistema eléctrico se presenta alguna falla ó modificación y se presente un rechazo de energía eléctrica; aparte de que sea desconectado el generador de la Red en forma súbita y la Turbina se encuentre operando bajo control del Gobernador.

Este fenómeno no afecta a las masas giratorias del sistema (Turbina y Generador) ya que se encuentran diseñados para soportar la velocidad de Desboque, pero afecta a otros elementos como los pernos de los álabes los cuales a veces bajo velocidades excesivas presentan vibraciones, con las cuales se presentan esfuerzos cortantes en dichos elementos.

Para que dicho fenómeno no afecte elementos importantes es necesario minimizar dichas vibraciones para lo cual es necesario no exceder en 60% la sobre-velocidad para unidades Generadoras conectadas a un Sistema Grande, siendo que se acepta entre un 35 y 45% en unidades que operan aisladamente.

Para poder obtener el valor de la sobre-velocidad es necesario tomar en cuenta las condiciones en las que se presenta.

En un rechazo de carga eléctrica el generador se desconecta de la red del sistema con lo cual todo el sistema y las energías producidas sufren un cambio, es decir:

La energía producida por el Golpe de Ariete, la generada por la rotación de las masas giratorias (El Rodete de la Turbina y el Rotor del Generador en conjunto) y la energía cinética ejercida por la columna de agua que se encuentra en la tubería, se acumulan para poder dar al sistema una nueva energía de rotación, únicamente de esta forma se explica que sobrevenga un aumento en la velocidad de rotación, de todo esto se deduce la expresión:

$$E_M = E_G + E_a + E_m$$

donde:

E_M representa la energía de rotación de las masas rodantes después del rechazo de energía.

E_G es la energía producida por el Golpe de Ariete.

E_a es la energía cinética provocada por la columna de agua existente en la Tubería.

E_m representa la energía de rotación de las masas rodantes cuando estas se encuentran bajo la velocidad Sincrónica de rotación, con todo esto finalmente se obtiene como energía final:

$$E_M = \frac{mU^2}{2}$$

$$E_M = \frac{WR^2 w^2}{2g}$$

donde WR^2 es el momento polar de inercia de las masas rodantes y w la velocidad angular de rotación final.

De todo esto debe obtenerse el valor de cada una de las energías relacionadas, por lo tanto si se considera que al tiempo del cierre (T_c) el gasto pasa a ser cero y considerando ΔH como el incremento de la sobrepresión producida por el golpe de ariete en el mismo tiempo (T_c) se obtiene:

$$E_G = \frac{\gamma Q_0 H + \gamma Q(H + \Delta H)}{2} T_c$$

de donde finalmente $E_G = (\gamma Q_0 H / 2) T_c$ ya que $Q_0 = 0$ y al finalizar T_c el producto $\gamma Q_0 H$ es la potencia disponible de la columna de agua y se representa por la letra λ entonces: $E_G = \lambda T_c / 2$ la energía cinética de la columna de agua dentro de la Tubería será:

$$E_a = mV_0^2 / 2$$

$E_a = \gamma A L V_o^2 / 2g$ multiplicando y dividiendo entre H:

$$E_a = (\gamma A V_o H) (V_o L) / 2gH \text{ si } V_o L / gH = T_a$$

$$E_a = \lambda T_a / 2$$

y la energía de rotación de las masas rodantes será en condiciones normales de operación:

$$\frac{WR^2 w^2}{2g} = \frac{\lambda T_c}{2} + \frac{\gamma T_a}{2} + \frac{\gamma T_m}{2}$$

y como $\gamma T_m / 2 = WR^2 w_o^2 / 2g$ dividiendo todas las expresiones anteriores entre este valor quedan como:

$$\frac{w^2}{w_o^2} = \frac{T_c + T_a + T_m}{T_m}$$

pero: $w = w_o + \Delta w$

y finalmente: $\Delta w / w_o = T [(T_c + T_a + T_m) / T_m]^{0.5-1}$

de donde $\Delta w / w_o$ es la sobre-velocidad expresada en porcentaje de w_o

$$(w_o + \Delta w)^2 = \left(\frac{T_c + T_a + T_m}{T_m} \right) \quad w_o + \frac{\Delta w}{w_o} = \left(\frac{T_c + T_a + T_m}{T_m} \right)^{0.5}$$

y de esta forma se puede cuantificar el incremento de velocidad en cualquier Turbomáquina.

4.3. CONCEPTO DE CAVITACIÓN EN TURBINAS.

Dentro de las máquinas que trabajan con fluidos ya sean estos compresibles como aire, gas ó vapor se presentan fenómenos elásticos, en las máquinas de fluidos incompresibles como las Turbinas

Hidráulicas en las que se trabaja con Agua como elemento principal se presenta un problema esencialmente mecánico que repercute en la velocidad de la Máquina, este problema recibe el nombre de Cavitación.

Este fenómeno fue detectado en el transcurso experimental de las Turbinas Hélice y Kaplan, en el cual se hizo patente que al aumentar la velocidad específica de una Turbina se producían fenómenos "inexplicables" aun en Turbinas de baja velocidad específica pero a las cuales se les hacia trabajar con cargas altas de trabajo y una altura de succión considerable.

Dichos fenómenos se manifestaban como una reducción de la potencia de la máquina y por lo consiguiente una reducción de la eficiencia, así como vibraciones y ruidos fuertes provocados por golpes en el interior de la Tubería de Alimentación y en el interior de la Máquina, después de algún tiempo de experimentación y observación se logro detectar el problema que consistía en la formación de cavidades (de aquí proviene el nombre de Cavitación) en el interior del fluido, definidas por burbujas de vapor de agua y de los gases absorbidos por esta (principalmente oxígeno), dentro del liquido las cuales son producidas por una vaporización local a causa de una serie de condiciones dinámicas, como pueden ser: Una Velocidad Relativa Alta y en consecuencia una reducción de la presión local hasta lograr llegar al valor de la **PRESIÓN DE VAPORIZACIÓN** del fluido.

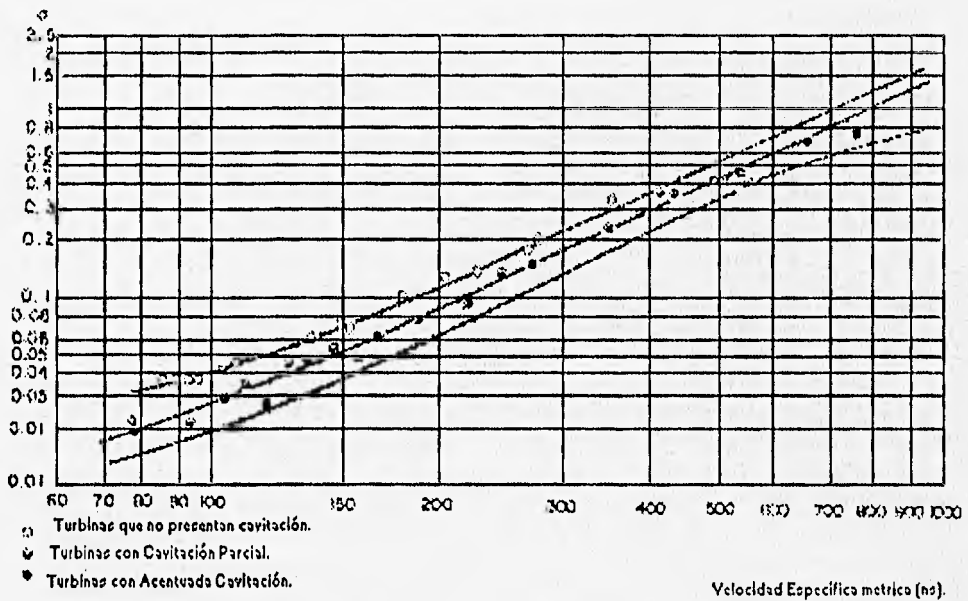


Figura 56 Gráfica de pruebas de Cavitación de Turbinas Francis.

Dichas condiciones suelen presentarse en la parte convexa de los Álabes de la Máquina los cuales confinan la zona de descarga en las Turbinas, así como en la región periférica del rodete móvil donde se presentan velocidades tangenciales altas y en general donde se presente una aceleración local suficiente para reducir la presión local, así como las siguientes:

1.- Disminución de la presión atmosférica debida a un aumento de la altitud sobre el nivel del mar.

2.- Aumento de la temperatura del fluido de trabajo, lo cual presenta una disminución de la presión, ya que al aumentar la temperatura la presión de vaporización es mas alta y por lo tanto es menor la diferencia de presiones entre la del sistema y la de vaporización.

3.- Un incremento en la altura de Aspiración.

4.- Incremento en la velocidad.

5.- En el caso de Fluidos Viscosos, al ser bombeados estos presentan separaciones y contracciones en su flujo.

6.- El desvió en la trayectoria normal del flujo como el que se presenta en una vuelta brusca, reducción y ampliación brusca.

Este fenómeno disminuye el rendimiento hidráulico de la máquina pero su efecto mas grave consiste en la Erosión de los álabes la cual una vez iniciada se acentúa periódicamente, aunado a esto se tiene el efecto erosivo del agua y de los sedimentos que esta contiene, con lo cual se provoca un desprendimiento de material ya sea de los álabes ó de la tubería el cual con el tiempo termina por destruir la máquina, por lo mismo es conveniente realizar revisiones periódicas de la misma y en un momento dado reparaciones a los elementos afectados, aparte de esto al existir una falta de masa provocada por el desprendimiento de material se crean diferencias de peso en la masa giratoria lo cual da lugar a vibraciones en la misma y un desgaste en piezas que soportan dicho giro, el cual no se presenta completamente estable.

Actualmente se han implementado métodos para poder llevar a cabo un mantenimiento preventivo a las piezas dañadas como son: resanar por medio de soldadura, lo cual es muy difícil ya que se debe evitar crear tensiones internas en el material que darían por resultado concentraciones de esfuerzos nocivos para el elemento, así como desequilibrios mecánicos por desajuste de masas con lo cual se provocarían vibraciones, se han utilizado últimamente resinas Epoxy, con bastante aceptación en el relleno de

cavidades.

La Cavitación presenta un proceso inestable ya que la onda de presión provocada por el colapso de la Burbuja de vapor eleva momentáneamente el nivel de presión local con lo cual la cavitación se interrumpe, pero como el fluido sigue entrando el ciclo se repite y la frecuencia del ciclo puede ser muy alta (hasta de 25,000 ciclos por segundo).

Bajo tales condiciones, el líquido presenta fluctuaciones de empuje y tensión provocando en los poros del metal compresiones locales que sobrepasan la resistencia del material y lo dañan.

Al diseñar una Turbomáquina y proyectar su instalación debe procurarse que la Cavitación no se presente, al menos en un grado notable con lo cual se puede obligar a reducir la velocidad de operación y aumentar el peso y tamaño por unidad así como cuidar la posición de la Turbina respecto al nivel de aguas abajo, la cavitación se puede controlar en gran medida mediante:

1.- Un correcto diseño Hidrodinámico en la Turbina y sus Instalaciones.

2.- Si se llegase a tolerar el fenómeno en algunas condiciones de funcionamiento, deberá considerarse utilizar materiales resistentes a la cavitación.

3.- Efectuar un estudio de la posición Idónea del Tubo de aspiración con respecto al nivel del agua en el desfogue.

Este último es importante debido a que como su función es de recuperar parte de la energía residual que dejan escapar las Turbinas de Reacción y evitar a su vez que se pierda la altura de succión a la que están instaladas las Turbinas con respecto al nivel de aguas abajo, la presión en este sitio es negativa y podría presentarse la Cavitación en dicho punto.

En un momento dado se puede hablar de tipos de cavitación (*ver ref.2 pág. 168.*), dependiendo de los momentos en los que se presenta y dependiendo de los desperfectos causados, de esta forma se pueden mencionar como:

a).- Cavitación Local, esta se presenta cuando el flujo encuentra alguna obstrucción ó accidente en su camino como puede ser alguna rugosidad en la pared de la tubería de conducción, la cual produzca una repartición desigual de velocidad y por lo tanto de presión, que conduzcan a la formación de la cavitación.

b).- Cavitación Transitoria, este tipo de cavitación es momentáneo y se presenta en algunos componentes de la instalación donde el funcionamiento de los mismos no es permanente y es provocada

al existir un arranque súbito de la máquina ó un atraso en la columna de agua que debe entrar a la Turbina.

c).- Cavitación General, se dice que esta se presenta cuando la presión media del sistema alcanza la Presión de Vaporización del fluido de trabajo, la cual se puede presentar por las condiciones y alteraciones mencionadas anteriormente.

d).- Cavitación Permanente, este tipo de cavitación es la mas peligrosa, ya que se presenta en elementos que se encuentran bajo un trabajo constante, en los cuales al variar las condiciones de trabajo pueden presentar una cavitación permanente con la consiguiente destrucción de los elementos sometidos al trabajo.

4.3.1. CARACTERÍSTICAS, ASPECTOS, Y SOLUCIONES RELACIONADOS CON LA CAVITACIÓN.

Hemos visto que la cavitación es un fenómeno que depende esencialmente de la disminución de la presión y esta llega hasta la presión de vaporización del fluido y puede ser local, general, permanente ó transitoria y se manifiesta de alguna de las siguientes formas:

- a).- Cambio en las características de la Máquina.
- b).- Degradación de la energía (la cual se presenta como una pérdida de carga y eficiencia).
- c).- Ruidos ó trepidaciones en la tubería y elementos que componen la Turbina.
- d).- Formación de cavidades.

En cuanto al ruido este se debe al choque brusco de las burbujas de vapor que se han formado, cuando estas llegan a las zonas de alta presión y donde lógicamente será mayor el ruido mientras mayor sea la burbuja, este ruido no debe confundirse al producido por las Turbinas cuando estas se alejan en su funcionamiento del punto de eficiencia máxima.

El problema de ruido y vibración producido por la cavitación se puede remediar en el caso de Turbinas introduciendo pequeñas cantidades de aire, mediante un sistema similar a los tubos de aireamiento utilizados en sistemas de tuberías. El aire es utilizado como un amortiguador, además que al mismo tiempo hace aumentar la presión en el punto en que se produce la cavitación.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del producido por la corrosión y la erosión ya que cada

uno de estos presenta un patrón específico, el desgaste por corrosión es producido exclusivamente por la acción química y electrolítica de los elementos que conforman el fluido de trabajo, mientras que el ocasionado por erosión es resultado de la acción continua de los elementos que se encuentran en suspensión dentro del fluido y que al ser removidos a una gran velocidad dan el aspecto de estar lijando y tallando continuamente las superficies en contacto con el fluido para su diferenciación tan solo es necesario la observación de cada uno de ellos ya que presentan características diferentes a simple vista.

Un elemento importante para reducir el problema de la cavitación cuando este sea tomado en cuenta ó cuando este no se pueda eliminar es el de la Resistencia de los Materiales que componen los elementos sometidos a algún tipo de cavitación.

Los materiales que conforman la Turbina y su instalación resisten la cavitación en grados diferentes esto depende de la composición química, del tratamiento térmico y de las condiciones de la superficie del metal que compone dichos elementos.

Actualmente, en las Turbinas las partes expuestas al desgaste por la cavitación se protegen con placas soldadas de Acero Inoxidable el cual es mas resistente que el acero puro ó bien en un momento dado se fabrica el elemento completamente de acero inoxidable.



Figura 57 Refuerzo de Acero Inoxidable en la Carcaza de una Turbina.

Schroeter realizando pruebas sobre diferentes materiales sujetos a cavitación y utilizando una velocidad de 197 pies/seg obtuvo la siguiente gráfica:

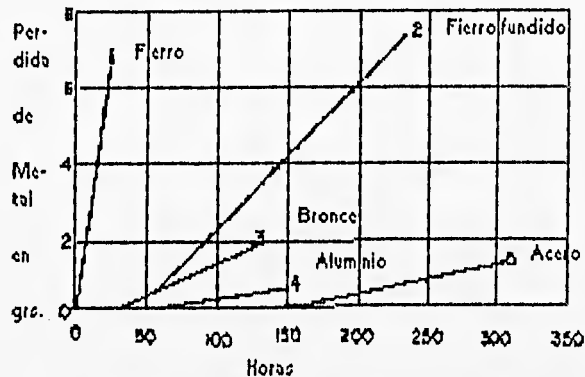


Figura 58 Desgaste en gramos de materiales sometidos a Cavitación.

4.3.2. DEFINICIÓN Y OBTENCIÓN DEL PARÁMETRO DE CAVITACIÓN.

Para poder manejar de alguna manera práctica el concepto de Cavitación a manera de poder evitarlo en lo máximo posible, se hizo necesario la consideración de un valor que estableciera el límite en el cual deberían de ser colocadas las Turbomáquinas en general con respecto al nivel de aguas abajo como el que se observa en la figura 59, para de esta forma evitar la cavitación presentada por la altura de succión, dicho valor quedo establecido como el Coeficiente de Cavitación representado por el signo σ .

Para la obtención de dicho parámetro se hace necesaria la utilización de la figura 59, que representa la instalación de una Turbina y la aplicación del Teorema de Bernoulli.

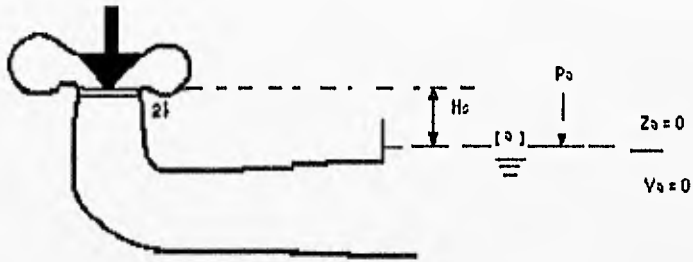


Figura 59 Instalación Básica para la obtención del parámetro de Cavitación.

Primeramente si se asigna el subíndice 2 a la salida y " a " corresponde a los lugares en contacto con la Presión Atmosférica empleando el Teorema de Bernuolli se tiene que;

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + H_s = \frac{P_a}{\gamma}$$

de donde

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s$$

designando $P_a/\gamma = Hat$ queda:

con lo cual se obtiene el valor de σ se define como:

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} = Hat - H_s$$

con lo cual se obtiene el valor de σ y se define como:

$$\sigma = \frac{Hat - H_s}{H_n}$$

donde H_n es la carga neta.

Independientemente el valor de la cavitación se ha determinado experimentalmente y se ha encontrado que varía en función de la velocidad específica.

Aparte en la siguiente tabla se presentan algunos valores obtenidos por Kratochvíl los cuales se encuentran dados en función de la velocidad específica.

N'_s	σ
0	0
50	0.02
100	0.05
200	0.11
300	0.21
400	0.35
500	0.53
600	0.75
700	1.15
800	1.60
900	2.0
1000	2.3

Existe un elemento muy útil en el cual se pueden realizar pruebas de cavitación para Turbinas y Bombas, este es denominado Plataforma de Pruebas de Escher-Wyss, el cual es utilizado por los constructores y laboratoristas para la determinación y observación de los fenómenos de la Cavitación, consiste en un circuito cerrado como el mostrado en la figura 60, en el cual se pueden poner a prueba los modelos bajo una carga máxima de 100 mts. y para una potencia hasta de 450 C.V.

El dispositivo cuenta con dos Bombas de 400 C.V. cada una, las cuales pueden trabajar en un sistema en serie ó en paralelo (proporcionando en este caso el gasto de 1100 lt/seg).

Las partes que componen la Plataforma de Pruebas son las siguientes:

- 1.- Tanques Esféricos de Presión.
- 2.- Alimentador de Agua con Aquietador integrado.
- 3.- Cámara de Turbinas (para el montaje de modelos Kaplan y Francis).

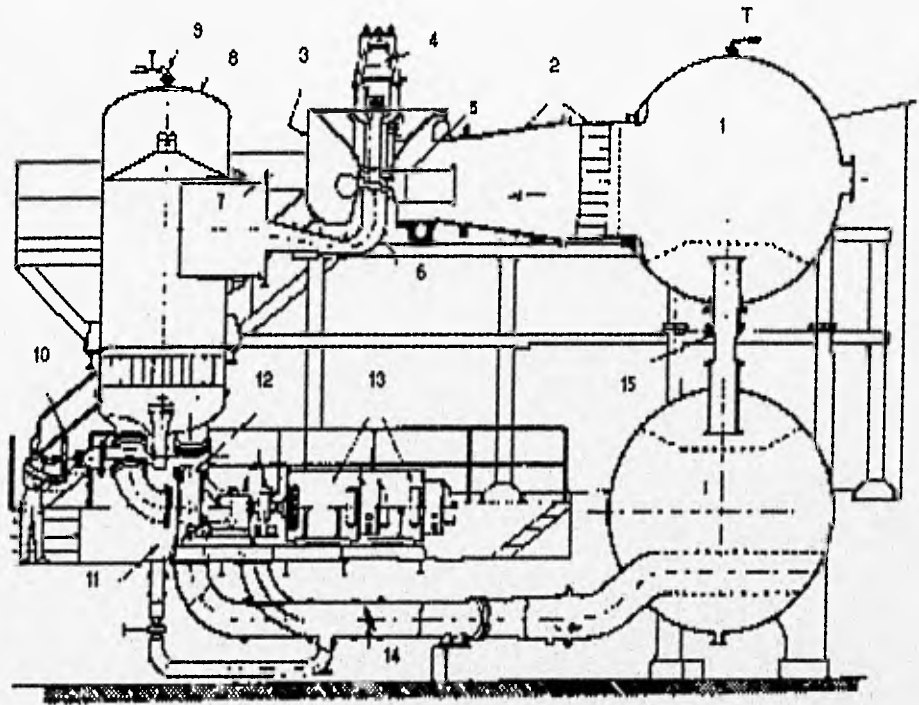


Figura 60 Plataforma para Pruebas de Cavitación de Turbinas de Escher-Wyss.

- 4.- Freno Hidráulico.
- 5.- Turbina modelo para prueba (montada sobre chumaceras sin frotamiento)
- 6.- Tubo de Desfogue
- 7.- Tubo telescópico Axial para el montaje de cualquier tubo de Desfogue.
- 8.- Tanque de Aguas Abajo.
- 9.- Conexión al aire comprimido ó a la Bomba de Vacío para variar el coeficiente de cavitación.
- 10.- Válvulas para las Bombas.
- 11.- By Pass ó Válvulas de Paso.
- 12.- Bombas Centrífugas.

13.- Motores de 400 C.V.

14.- Válvula de mariposa para regulación de Altura de Carga.

15.- Tubo de Venturi (puede girar 1800) para pruebas de Bombas.

Existe otro dispositivo similar para pruebas de cavitación creado por Neyrpic el cual consiste en:

A.- Turbina de Prueba.

B.- Caja de Aguas Abajo.

C.- Canal de medición.

D.- Vertedor de Medición.

E.- Tanque de Almacenamiento de Aguas Abajo.

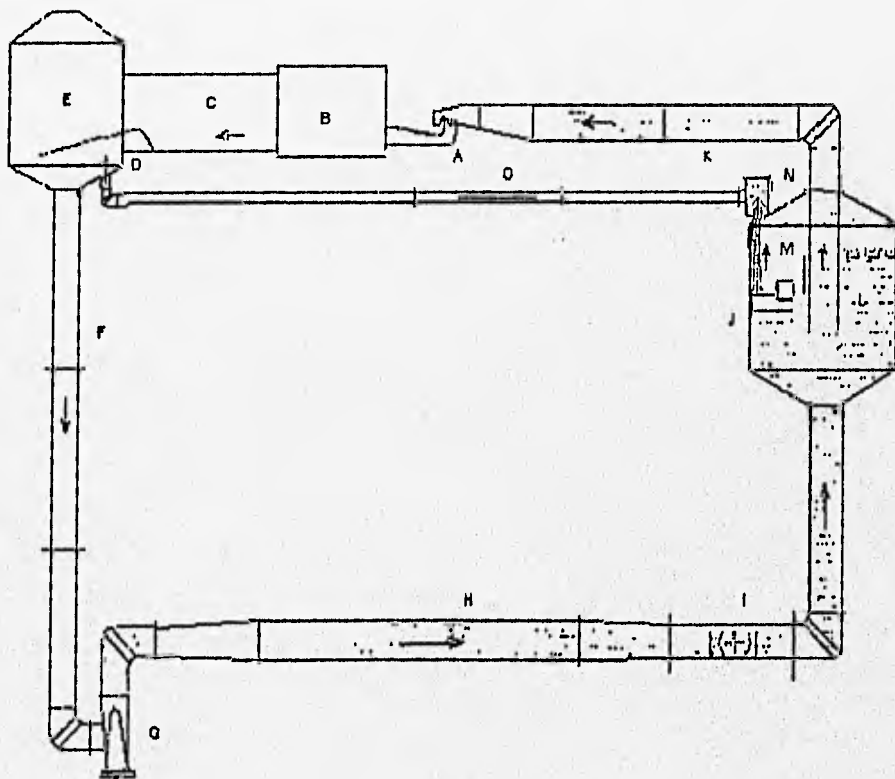


Figura 61 Plataforma para Pruebas de Cavltación marca Neyrpic.

F.- Tubería de Aspiración de la Bomba.

- G.- Bomba de Circulación para gastos hasta de 1000 lt/seg
- H.- Tubería para absorber Burbujas de Aire.
- I.- Válvula reguladora del Gasto.
- J.- Tanque de Almacenamiento de Aguas Arriba.
- K.- Tubería de Alimentación de la Turbina.
- L.- Vertedores de Excedencias.
- M.- Flotador de control para el By Pass.
- N.- Válvula del By Pass.
- O.- Tubería del By Pass.

4.3.3. INTERPRETACIÓN FÍSICA DEL PARÁMETRO DE CAVITACIÓN.

Tomando como base la figura 62, y suponiendo que sea posible desplazar verticalmente y hacia abajo el nivel " H ", bajando al mismo tiempo el nivel de aguas arriba y el de aguas abajo.

Si " Z " aumenta se llegará a un punto en que la presión mínima a la salida del rodete se igualara a la de vaporización del fluido y dicha Turbina comenzara a cavitarse.

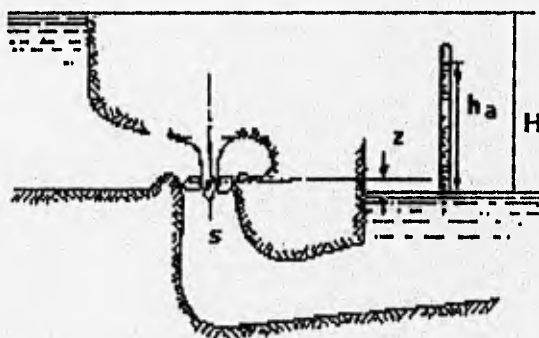


Figura 62. Diagrama para la interpretación Física del Parámetro de Cavitación.

Si en ese momento se cerrara el distribuidor de la Turbina, dejando situada la carga " H " en el lugar donde se produjo la cavitación, la presión sobre los álabes de la Turbina será igual a la diferencia entre la presión atmosférica y la altura de aspiración, esto es: $h_a - Z$.

Antes de cerrar la Turbina algunos puntos del rodete tenían presiones iguales a la de vaporización. El abatimiento de la presión del flujo del agua es proporcional al cuadrado de la velocidad, es decir a la carga total por lo tanto la caída de presión será;

$$h_a - Z - H_v$$

que con relación a la caída neta será:

$$\sigma = \frac{(h_a - Z - h_{vap})}{H} = \frac{(h_a - Z)}{H}$$

La experiencia a demostrado que el coeficiente de cavitación se encuentra perfectamente ligado a la velocidad específica y que el límite de cavitación se puede establecer basándose en datos estadísticos.

Mas sin embargo dicho coeficiente no proporciona la presión requerida, es decir en muchos de los casos la cavitación queda modificada por la forma del rodete, con lo que para una misma velocidad habrá rodetes que caviten mas ó menos dependiendo de su trazado hidráulico.

CAPITULO 5.

SÍNTESIS DEL TIPO DE TURBINAS UTILIZADAS EN LAS PRINCIPALES CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DEL PAÍS.

Existen una variedad de elementos que deben ser tomados en cuenta para la creación de una Planta Hidroeléctrica y van desde la elección del sitio adecuado hasta las características de los elementos de trabajo que compondrán la Planta, al mismo tiempo son necesarios una serie de estudios que relacionan diferentes ramas de la Ingeniería y de otras disciplinas tendientes a determinar la factibilidad de creación de la Planta Hidroeléctrica.

Dichos estudios suelen implicar un amplio rango de tiempo para su culminación (usualmente se habla de años), los primeros estudios son los que competen a la Hidrología del sitio, con los cuales es posible determinar la cantidad de agua que se puede aportar mediante la captación de diferentes fuentes, en que época del año se presentan sequías, así como un estudio de los diferentes distritos de riego en la región, tipos de cultivo, actividades Industriales, etc.

Pero uno de los principales resultados que arroja la Hidrología es el de dar los valores representativos de la zona de estudio para poder realizar una simulación del funcionamiento del vaso de la presa de embalse con sus diferentes elementos y de aquí poder desprender los parámetros que sirvan para poder definir el funcionamiento y el tipo de elementos que deban formar parte de la planta, así como las condicionantes de dicho funcionamiento.

Dicha simulación esta basada simplemente en la Ecuación de Continuidad, la cual se define como la diferencia entre el volumen que se aporta por las diferentes fuentes y el volumen extraído para el funcionamiento de la Planta, restando el volumen almacenado dentro de la presa y con dicho volumen considerando las condiciones climáticas del sitio pueden ser conocidos el nivel mas frecuente en el embalse, el volumen de agua que se evapora anualmente, el volumen que se pierde por Infiltraciones en el terreno, así como poder estimar los limites (en altura) que serán característicos en la Presa, tomando como base los volúmenes anteriores y la cubicación del embalse, dichos niveles son: el NAMO, NAMINO, NAMEXT, etc; así con dichos niveles poder determinar la altura total de la Cortina.

A estos estudios le precede, el poder cuantificar en base a los volúmenes esperados la generación media anual que se pretende genere la planta, dicha generación se define como la Generación Media al Año entre el número de horas del mismo, tomando como base el promedio aritmético de la generación de diferentes años.

Dicha generación esta dada en unidades particulares de potencia, de las cuales las mas comunes son:

Unidad	Símbolo	Exponente
Kilowatt/hora	KWh/año	10^3 Wh/año
Megawatt/hora	MWh/año	10^3 KWh/año
Gigawatt/hora	GWh/año	10^6 KWh/año
Terawatt/hora	TWh/año	10^9 KWh/año

Cuando no se cuenta con los datos de años anteriores cosa que es lógica en el caso de una planta nueva, la potencia media de la planta se puede obtener en base a las características obtenidas mediante los estudios realizados ó en base a condiciones supuestas de funcionamiento, quedando esta expresada como:

$$\frac{Q_a H_n \gamma}{(75 \times 1.3592)} = \text{Potencia Media.}$$

donde:

H_n representa la carga estática mas frecuente en el sitio.

γ es el peso específico del agua.

Q_a es el gasto medio aprovechado.

e es la eficiencia del conjunto turbo-generador $e = e_t \times e_g$

donde e_t es la eficiencia de la Turbina y

e_g es la eficiencia del generador.

Dicha potencia esta en función de la capacidad con que cuenta la Planta e implícitamente se encuentra relacionado con el número y tipo de unidades que trabajaran en la misma.

5.0. TRANSFORMACIÓN DE LA ENERGÍA DISPONIBLE EN EL AGUA ALMACENADA.

El principio en el cual se basa la idea de obtener energía proveniente del agua almacenada, se encuentra fundamentado en el fenómeno que se observa al efectuar una serie de perforaciones a diferentes niveles en un depósito con agua, en el cual se puede apreciar la salida del líquido en forma de chorro por dichas perforaciones, en las cuales las que se encuentran a mayor distancia del nivel superior del agua logran alcanzar una mayor distancia en su alcance, observando lo anterior se pensó crear un sistema capaz de almacenar una gran cantidad de fluido para que fuese aprovechado por otro sistema, el cual transformase la energía que poseía el agua en otra energía, con esto se fueron creando las bases tanto de estudio como de desarrollo, para lo que tiempo después y en la actualidad se conociera como Plantas Hidroeléctricas.

Retomando lo anterior se puede decir que en todo aprovechamiento hidráulico donde se presenta un fluido como elemento de trabajo y principalmente el agua (elemento que puede ser almacenado sin presentar en general grandes dificultades en su aprovisionamiento), mediante la creación de una estructura que sirva como retén del mismo y con el cual se logre una ganancia en la energía de posición del líquido ocasionado por la acumulación del mismo ya sea mediante la función de la gravedad ó por bombeo.

En este caso contando con dicho almacenamiento y teniendo los datos tanto de Gasto como de Altura del Salto es posible determinar la Potencia Disponible del sistema la cual se encuentra en función de los parámetros anteriores.

Al efectuarse la transformación de la energía existen pérdidas en el fluido en su recorrido por los diferentes componentes de la planta.

Para poder apreciar el valor ó la magnitud de energía que se aprovecha en un Sistema Hidroeléctrico es necesario recurrir a la Ecuación de la Energía la cual se aplica a un esquema representativo de un Sistema de Aprovechamiento Hidráulico el cual cuenta con Turbinas de Impulso y otro esquema en el cual se trabaje con Turbinas de Reacción.

Definiendo las secciones 1 y 2 y aplicando la ecuación de la energía:

$$H_n = Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \Sigma_{1-2}$$

donde:

Z_1 y Z_2 representan la denominada carga de posición del líquido en base a un plano de comparación, establecido arbitrariamente.

$\frac{P}{\gamma}$ es la carga de presión ejercida por el fluido en base a su peso específico.

$\frac{V^2}{2g}$ es la carga de velocidad.

Σ_{1-2} es la suma de las pérdidas de energía.

H_n representa la suma total de los elementos anteriores.

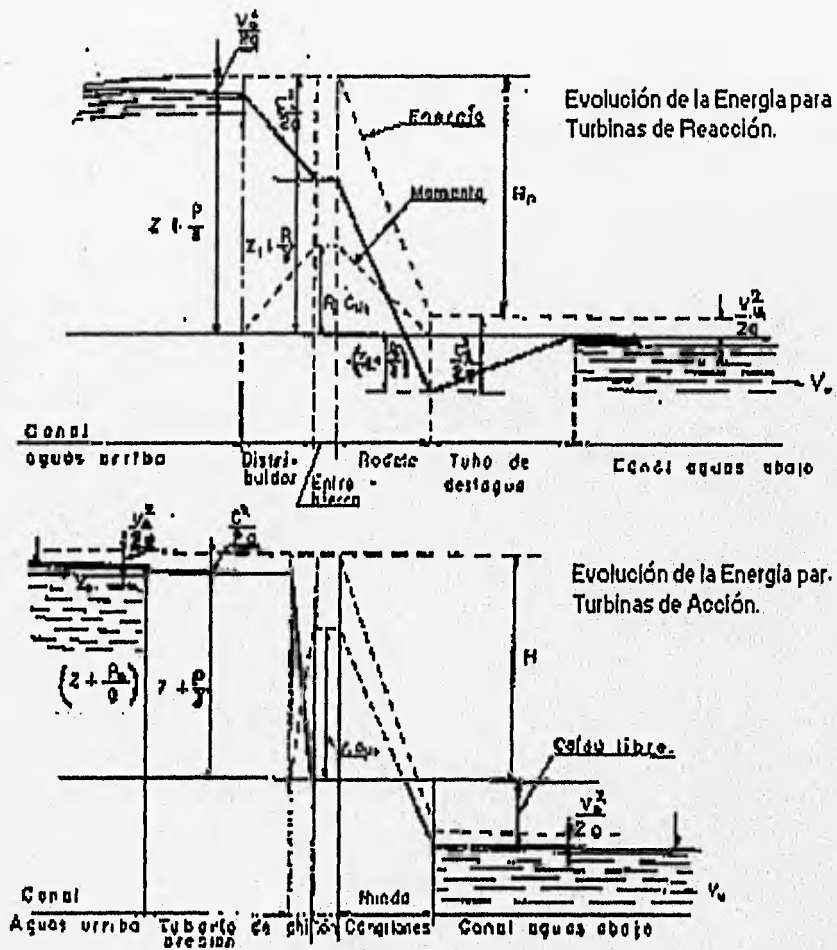


Figura 63. Evolución de la Energía del Fluido en las Turbinas de Impulso y Reacción.

5.1. SITUACIÓN ACTUAL DEL SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA EN LA REPÚBLICA MEXICANA.

El Sistema de Generación Eléctrica en la República Mexicana se encuentra formado por diversas unidades que utilizan diferentes formas de energía primaria para llevar a cabo la producción de electricidad.

Como un bosquejo general se puede mencionar que para poder determinar la capacidad efectiva anual al 31 de Diciembre de 1994 se toma como principio lo instalado en el año inmediato anterior, detallando los cambios (adiciones, modificaciones y traslados) que se hayan llevado a cabo en el transcurso del año, lo que dio por resultado una capacidad efectiva de 31,649 MW, lo que representa un crecimiento del 8.4% respecto a Diciembre de 1993, contando con las siguientes aportaciones: 60.7% en base a los Hidrocarburos (Combustóleo, Gas ó Diesel); el 28,8% son de Hidroeléctricas, el 6.0% opera con Carbón, el 2.4% tiene su origen de la Geotermia y el 2.1% corresponde a la Central Nucleoeléctrica de Laguna Verde.

Actualmente el mayor desarrollo Hidroeléctrico corresponde a la Cuenca del Río Grijalva en el Sureste del País, constituido por las centrales de La Angostura (900 MW), Chicoasen (1,500 MW), Malpaso (1,080 MW) y Peñitas (420 MW). La capacidad total del conjunto es de 3,900 MW y representa el 42.8% de la capacidad Hidroeléctrica en operación.

Otro desarrollo importante es el de la Cuenca del Río Balsas localizado en el Sur del País; las centrales que integran este conjunto son: El Caracol (600 MW), Infiernillo (1,000 MW) y La Villita (295 MW), con una capacidad de 1,895 MW que corresponde al 20.8% de la capacidad Hidroeléctrica.

Durante 1994 entraron en operación comercial 3 unidades de 320 MW cada una, correspondientes a la Central Hidroeléctrica de Aguamilpa (Solidaridad), localizada en Nayarit a 42 Km de la Ciudad de Tepic, representando el 10.5% de la capacidad Hidroeléctrica en Operación.

Otra aportación que se tuvo durante 1994 fue la entrada en operación comercial de 7 unidades de 0.225 MW cada una, de la Central Eólica de La Venta, localizada en Oaxaca, con una participación del 0.01% de la capacidad instalada en Fuentes Alternas.

La Energía proveniente de los Hidrocarburos se produce en unidades de diferentes capacidades y tecnologías. El Combustóleo (Combustible Residual) se utiliza principalmente en unidades generadoras de carga base excepto en las Áreas Metropolitanas del Distrito Federal y Monterrey en las que se utiliza

Gas. El Diesel se utiliza en unidades que operan durante los períodos de punta y en las áreas aisladas.

Con la entrada de 2 unidades mas de 350 MW cada una, se completa el ciclo en la central Dual de Petacalco alcanzando una capacidad total de 2,100 MW, con una participación del 6.6% de la capacidad efectiva total.

El Desarrollo Carboeléctrico se encuentra localizado en el estado de Coahuila, al Noreste del país y corresponde a las Centrales de Río Escondido (1,200 MW) y Carbón II (700 MW).

El aprovechamiento de la Energía Geotérmica encuentra su mejor aprovechamiento en la Central de Cerro Prieto, en las cercanías de Mexicali con una capacidad de 620 MW.

Cabe mencionar que a partir de Septiembre de 1990 se inicio la operación comercial de la primera unidad de la Central de Laguna Verde con 675 MW logrando un factor de planta cercano al 70%.

También es valido presentar las condiciones actuales de las Plantas Hidroeléctricas en el país, tomando como base de comparación las tablas que se presentan a continuación, con lo que se elaboro el siguiente cuadro de antigüedad.

Antigüedad	% de Plantas del País.
50 años ó mas	31.46
de 45 a 49 años	5.63
de 40 a 44 años	12.68
de 35 a 39 años	9.86
de 30 a 34 años	12.68
de 25 a 29 años	9.39
de 20 a 24 años	1.88
de 15 a 19 años	5.63
de 10 a 14 años	2.35
de 05 a 09 años	5.16
menos de 5 años	3.29

5.2. SÍNTESIS DE LOS DIFERENTES TIPOS DE TURBINAS UTILIZADOS EN LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DE LA REPÚBLICA MEXICANA.

Tomando como base los elementos teóricos de las Turbomáquinas aplicables a las Turbinas como son: Potencia, Velocidad Angular, Tipo, etc. es posible deducir variables ó características propias del funcionamiento de la Planta en conjunto.

Por ejemplo se sabe que la Potencia Teórica de una Turbina se encuentra determinada como:

$$P.Teorica = \gamma Q(H_B - \Sigma \Delta h_f) = \gamma QH_n$$

$$P.Real = (P.Teorica)(\eta)$$

pero dicha potencia puede ser expresada en otras unidades como pueden ser: Watts, CV ó HP aplicándoles diversos factores y partiendo de valores conocidos es posible determinar las expresiones completas de potencia para Turbinas.

$$P_R = 9.81(\gamma QH_n) \text{ en Watts.}$$

$$P_R = (13.13 QH_n) \text{ en HP.}$$

$$P_R = (13.33 QH_n) \text{ en CV.}$$

En el caso de velocidades angulares, partiendo de las Ecuaciones de Similitud aplicables a cargas y potencias en Turbinas se tiene que:

$$H_p = H_m \left(\frac{N_p}{N_m} \right)^2 \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2$$

$$P_p = P_m \left(\frac{N_p}{N_m} \right)^3 \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^3$$

de donde:

$$\frac{D_p}{D_m} = \sqrt{\frac{H_p}{H_m} \left(\frac{N_m}{N_p}\right)^2}$$

y sustituyendo en la ecuación de potencias se tiene:

$$Pf_p = Pf_m \left(\frac{N_p}{N_m}\right)^3 \left(\frac{H_p}{H_m}\right)^2 \left(\frac{N_m}{N_p}\right)^5$$

de donde agrupando los términos para el modelo y el prototipo se obtiene que:

$$\sqrt{\frac{Pf_p N_p^2}{H_p^{5/2}}} = \sqrt{\frac{Pf_m N_m^2}{H_m^{5/2}}}$$

de donde finalmente:

$$\frac{\sqrt{Pf_p} N_p}{H_p^{3/4}} = \frac{\sqrt{Pf_m} N_m}{H_m^{3/4}} = \frac{1}{N_s}$$

de todo esto se obtiene la velocidad específica máxima expresada como: $N_s = \frac{\sqrt{Pf} N}{H^{3/4}}$
 donde Pf se encuentra dada en CV, H en metros y N en rpm.

Se cuenta con una cantidad aceptable de autores e investigadores los cuales dan en base a diferentes parámetros y teorías, clasificaciones de los tipos de Turbinas tomando como base N_s , N'_s , η , Pf, η , etc.

Algunos de estos son:

USBR con la expresión para Turbinas Hélice: $\frac{2088}{\sqrt{H}} < N_s < \frac{2702}{\sqrt{H}}$

Eguiazarov con: $N_s < \frac{5000}{H^{3/4}}$ para $25 < H < 300m$.

Morozov con: $N_s = \frac{2200}{H^{0.57}}$ para $20 < H < 300m$.

y por último Schapov:
$$N_s \leq \frac{2420}{\sqrt{H}} - 80 \text{ para } 20 < H < 300 \text{ m.}$$

se toma a Schapov, ya que con los resultados obtenidos utilizando su expresión se puede utilizar las tablas vistas en las páginas 93 y 94 (ref. 3 pág. 154) para poder tomándolo con las precauciones necesarias y de una manera somera y como primera aproximación, determinar el tipo de Turbina que se emplea ó debe emplearse, es necesario recordar que deben llevarse a cabo una serie de estudios y procedimientos específicos para poder definir el tipo y características particulares de la Turbina en cuestión.

Toda esta metodología ha servido para elaborar y poder presentar las siguientes tablas de las cuales se conocían los valores mas comunes como: Gasto, Carga, Potencia en Kilowatts, Tipo de Turbina, etc.

Finalmente se presentan como un resumen las Plantas Hidroeléctricas que se encuentran en funcionamiento en la República Mexicana, agrupandolas en bloques de Tablas el primero sintetiza las Potencias de dichas plantas en CV, HP y en Kilowatts.

El segundo bloque de valores representan las velocidades angulares y específicas de cada unidad que compone cada planta, tomando para la obtención de la velocidad específica máxima el criterio de Schapov.

El tercer y último bloque resume la información de los dos primeros bloques, ya que da como resultado la obtención del tipo de Turbina que se encuentra en operación en la planta que se requiera analizar dentro de la República Mexicana, se complementa la información con la Región de Generación, Estado y Fecha de la puesta en marcha de la Planta y de cada una de las unidades que la componen.

Cada una de las Plantas dentro de las diferentes tablas se encuentra especificada por su nombre y por un número consecutivo para de esta forma poder localizarla entre las diferentes tablas y poder conocer mas fácilmente las características de alguna en particular.

Tabla de Potencias de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Carga Estatica H.	Gasto Q.	Eficiencia.	Potencia.	Potencia.	Potencia.	Total.
			m.	m3/seg	η	CV.	HP.	KW.	KW.
1	1	El Novillo.	87	59,6	0,87	60.133,28	59.231,06	44.254,13	44.254,13
2	2	El Novillo.	87	59,6	0,87	60.133,28	59.231,06	44.254,13	88.508,25
3	3	El Novillo.	101	62,8	0,91	76.940,07	75.785,68	56.622,81	145.131,06
4	1	El Humaya.	65	77,9	0,91	61.421,77	60.500,22	45.202,37	190.333,43
5	2	El Humaya.	65	77,9	0,91	61.421,77	60.500,22	45.202,37	235.535,80
6	1	El Fuerte.	48,5	49	0,9	28.510,87	28.083,10	20.982,12	256.517,92
7	2	El Fuerte.	48,5	49	0,9	28.510,87	28.083,10	20.982,12	277.500,04
8	3	El Fuerte.	48,5	49	0,9	28.510,87	28.083,10	20.982,12	298.482,16
9	1	Sanalona.	48,5	17,5	0,94	10.635,01	10.475,44	7.826,66	306.308,82
10	2	Sanalona.	48,5	17,5	0,94	10.635,01	10.475,44	7.826,66	314.135,49
11	1	Oviachic.	35,5	26	1	12.303,59	12.118,99	9.054,63	323.190,12
12	2	Oviachic.	35,5	26	1	12.303,59	12.118,99	9.054,63	332.244,75
13	1	Mocuzari.	45	27,6	0,9	14.900,27	14.676,71	10.965,62	343.210,36
14	1	Infiernillo.	101	193,9	0,9	234.948,05	231.422,95	172.906,25	516.116,62
15	2	Infiernillo.	101	193,9	0,9	234.948,05	231.422,95	172.906,25	689.022,87
16	3	Infiernillo.	101	193,9	0,9	234.948,05	231.422,95	172.906,25	861.929,12
17	4	Infiernillo.	101	193,9	0,9	234.948,05	231.422,95	172.906,25	1.034.835,38
18	5	Infiernillo.	101	193	0,9	233.857,52	230.348,78	172.103,70	1.206.939,07
19	6	Infiernillo.	101	193	0,9	233.857,52	230.348,78	172.103,70	1.379.042,77
20	1	La Villita.	44	192	0,91	102.476,77	100.939,24	75.416,14	1.454.458,91
21	2	La Villita.	44	192	0,91	102.476,77	100.939,24	75.416,14	1.529.875,05
22	3	La Villita.	44	192	0,91	102.476,77	100.939,24	75.416,14	1.605.291,19
23	4	La Villita.	44	192	0,91	102.476,77	100.939,24	75.416,14	1.680.707,33
24	1	Cupatitzio.	450	10	0,85	50.987,25	50.222,25	37.523,25	1.718.230,58
25	2	Cupatitzio.	450	10	0,85	50.987,25	50.222,25	37.523,25	1.755.753,83
26	1	Santa Rosa.	71,1	49,5	1	46.914,27	46.210,38	34.525,80	1.790.279,64
27	2	Santa Rosa.	71,1	49,5	1	46.914,27	46.210,38	34.525,80	1.824.805,44
28	1	Cobano.	332	10,45	0,89	41.159,92	40.542,37	30.290,98	1.855.096,43
29	2	Cobano.	332	10,45	0,85	39.310,04	38.720,24	28.929,59	1.884.026,02
30	1	Colimilla.	126,75	13,4	0,81	18.338,67	18.063,53	13.496,05	1.897.522,07
31	2	Colimilla.	126,75	13,4	0,81	18.338,67	18.063,53	13.496,05	1.911.018,13
32	3	Colimilla.	126,75	13,4	0,81	18.338,67	18.063,53	13.496,05	1.924.514,18

Tabla de Potencias de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Carga Estatica H.	Gasto Q.	Eficiencia.	Potencia.	Potencia.	Potencia.	Total.
			m.	m3/seg	η	CV.	HP.	kW.	kW.
33	4	Colimilla.	126,75	13,4	0,81	18.338,67	18.063,53	13.496,05	1.938.010,23
34	1	Puente Grande.	71,5	5,4	0,79	4.065,90	4.004,90	2.992,24	1.941.002,47
35	2	Puente Grande.	71,5	5,4	0,79	4.065,90	4.004,90	2.992,24	1.943.994,71
36	3	Puente Grande.	71,5	5,4	0,79	4.065,90	4.004,90	2.992,24	1.946.986,94
37	4	Puente Grande.	71,5	11,2	0,76	8.112,74	7.991,02	5.970,44	1.952.957,39
38	5	Puente Grande.	71,5	17,8	1	16.965,09	16.710,55	12.485,19	1.965.442,57
39	1	Juntas.	62,5	9,6	0,57	4.558,86	4.490,46	3.355,02	1.968.797,59
40	2	Juntas.	62,5	14,31	0,58	6.914,77	6.811,02	5.088,81	1.973.886,41
41	3	Juntas.	62,5	8,53	0,79	5.614,18	5.529,95	4.131,67	1.978.018,07
42	1	Platanal.	102,3	7,56	0,77	7.938,13	7.819,03	5.841,94	1.983.860,02
43	2	Platanal	101,3	5	0,75	5.063,73	4.987,76	3.726,57	1.987.586,59
44	1	Botello.	205,2	4	0,55	6.017,70	5.927,41	4.428,63	1.992.015,22
45	2	Botello.	205,2	4	0,55	6.017,70	5.927,41	4.428,63	1.996.443,84
46	1	Zumpimito.	74,1	1,5	0,75	1.111,22	1.094,55	817,79	1.997.261,63
47	2	Zumpimito.	74,1	1,5	0,75	1.111,22	1.094,55	817,79	1.998.079,41
48	3	Zumpimito.	74,1	4,6	0,76	3.453,18	3.401,37	2.541,32	2.000.620,73
49	4	Zumpimito.	74,1	4,6	0,76	3.453,18	3.401,37	2.541,32	2.003.162,05
50	1	Intermedia.	21,7	37,91	0,74	8.114,75	7.993,00	5.971,92	2.009.133,97
51	1	San Pedro Poruas.	26,3	0,916	1	321,13	316,31	236,33	2.009.370,30
52	2	San Pedro Poruas.	26,3	0,122	1	42,77	42,13	31,48	2.009.401,78
53	3	San Pedro Poruas.	26,3	0,6	1	210,35	207,19	154,80	2.009.556,58
54	1	Salto.	20,5	14,95	1	4.085,31	4.024,02	3.006,52	2.012.563,10
55	1	Jumatan.	157,5	0,2	0,77	323,32	318,47	237,94	2.012.801,04
56	2	Jumatan.	157,5	0,2	0,77	323,32	318,47	237,94	2.013.038,98
57	3	Jumatan.	157,5	0,42	0,87	767,15	755,64	564,57	2.013.603,55
58	4	Jumatan.	157,5	1	0,8	1.679,58	1.654,38	1.236,06	2.014.839,61
59	1	Tirio.	104	0,406	0,58	326,45	321,55	240,25	2.015.079,86
60	2	Tirio.	104	0,406	0,58	326,45	321,55	240,25	2.015.320,10
61	3	Tirio.	104	0,406	0,67	377,11	371,45	277,53	2.015.597,63
62	4	Tirio.	104	0,98	0,74	1.005,36	990,28	739,88	2.016.337,51
63	1	Tepic (El Punto).	56	0,65	0,78	378,47	372,79	278,53	2.016.616,03
64	2	Tepic (El Punto).	56	0,65	0,78	378,47	372,79	278,53	2.016.894,56
65	3	Tepic (El Punto).	56	0,82	1	612,11	602,93	450,48	2.017.345,03

Tabla de Potencias de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Carga Estatica H.	Gasto Q.	Eficiencia.	Potencia.	Potencia.	Potencia.	Total.
			m.	m3/seg	η	CV.	HP.	KW.	KW.
66	1	Granados.	129	1,02	0,78	1.368,09	1.347,56	1.006,82	2.018.351,86
67	1	Bartolinas.	56,7	1,05	0,76	603,14	594,09	443,87	2.018.795,73
68	2	Bartolinas.	56,7	0,9	0,76	516,97	509,22	380,46	2.019.176,19
69	1	Excame.	37	1,04	0,78	400,09	394,09	294,44	2.019.470,63
70	2	Excame.	37	1,04	0,78	400,09	394,09	294,44	2.019.765,07
71	1	Chique.	37	1,04	0,78	400,09	394,09	294,44	2.020.059,51
72	2	Chique.	37	1,04	0,78	400,09	394,09	294,44	2.020.353,95
73	1	Itzicuaro.	42	1,2	0,75	503,87	496,31	370,82	2.020.724,77
74	1	Cointzio.	24	5	0,41	655,84	646,00	482,65	2.021.207,42
75	1	Aguamilpa.	144	249	0,91	434.944,04	428.418,24	320.090,10	2.341.297,52
76	2	Aguamilpa.	144	249	0,91	434.944,04	428.418,24	320.090,10	2.661.387,62
77	3	Aguamilpa.	144	249	0,91	434.944,04	428.418,24	320.090,10	2.981.477,71
78	1	Tingambato.	380	15,7	0,9	71.574,10	70.500,22	52.673,81	3.034.151,53
79	2	Tingambato.	380	15,7	0,9	71.574,10	70.500,22	52.673,81	3.086.825,34
80	3	Tingambato.	380	15,7	0,9	71.574,10	70.500,22	52.673,81	3.139.499,16
81	1	Ixtapantongo.	328	10,3	0,88	39.629,98	39.035,38	29.165,05	3.168.664,21
82	2	Ixtapantongo.	328	10,3	0,88	39.629,98	39.035,38	29.165,05	3.197.829,26
83	3	Ixtapantongo.	328	20,35	0,86	76.518,57	75.370,51	56.312,62	3.254.141,88
84	1	Santa Barbara.	262,4	11,5	0,83	33.386,42	32.885,50	24.570,20	3.278.712,08
85	2	Santa Barbara.	262,4	11,5	0,83	33.386,42	32.885,50	24.570,20	3.303.282,29
86	3	Santa Barbara.	262,4	11,5	0,83	33.386,42	32.885,50	24.570,20	3.327.852,49
87	1	La Venta.	37,5	19	0,88	8.357,91	8.232,51	6.150,87	3.334.003,36
88	2	La Venta.	37,5	19	0,88	8.357,91	8.232,51	6.150,87	3.340.154,23
89	3	La Venta.	37,5	19	0,88	8.357,91	8.232,51	6.150,87	3.346.305,10
90	4	La Venta.	37,5	19	0,88	8.357,91	8.232,51	6.150,87	3.352.455,97
91	5	La Venta.	37,5	19	0,88	8.357,91	8.232,51	6.150,87	3.358.606,84
92	1	Hector Mtnez.	376	8,76	0,9	39.515,24	38.922,36	29.080,61	3.387.687,45
93	1	Agustin Millan.	276	8	1	29.432,64	28.991,04	21.660,48	3.409.347,93
94	1	El Durazno.	105,5	12,5	0,88	15.469,47	15.237,37	11.384,51	3.420.732,43
95	2	El Durazno.	105,5	12,5	0,88	15.469,47	15.237,37	11.384,51	3.432.116,94
96	1	Tepazolco.	98,8	7	0,9	8.297,13	8.172,64	6.106,14	3.438.223,07
97	2	Tepazolco.	98,8	7	0,9	8.297,13	8.172,64	6.106,14	3.444.329,21

Tabla de Potencias de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Carga Estatica H.	Gasto Q.	Eficiencia.	Potencia.	Potencia.	Potencia.	Total.
			m.	m ³ /seg	η	CV.	HP.	kW.	kW.
98	1	Colotli.a.	65	4,2	0,79	2.874,88	2.831,75	2.115,72	3.446.444,93
99	2	Colotli.a.	65	4,2	0,79	2.874,88	2.831,75	2.115,72	3.448.560,66
100	3	Colotli.a.	65	4,2	0,79	2.874,88	2.831,75	2.115,72	3.450.676,38
101	4	Colotli.a.	65	4,2	0,79	2.874,88	2.831,75	2.115,72	3.452.792,10
102	1	Barranca Honda.	38	5,43	0,81	2.227,91	2.194,49	1.639,60	3.454.431,70
103	2	Barranca Honda.	38	5,43	0,81	2.227,91	2.194,49	1.639,60	3.456.071,30
104	1	Portezuelo I.	142	0,66	0,83	1.036,91	1.021,35	763,10	3.456.834,39
105	2	Portezuelo I.	142	0,66	0,83	1.036,91	1.021,35	763,10	3.457.597,49
106	3	Portezuelo I.	142	0,66	0,83	1.036,91	1.021,35	763,10	3.458.360,59
107	4	Portezuelo I.	142	0,66	0,83	1.036,91	1.021,35	763,10	3.459.123,68
108	1	Portezuelo II.	65,8	3,8	0,5	1.666,52	1.641,51	1.226,45	3.460.350,13
109	2	Portezuelo II.	65,8	3,8	0,5	1.666,52	1.641,51	1.226,45	3.461.576,58
110	1	Trinidad.	380	0,792	0,25	1.002,95	987,90	738,10	3.462.314,68
111	2	Trinidad.	380	0,792	0,25	1.002,95	987,90	738,10	3.463.052,78
112	3	Trinidad.	380	0,792	0,25	1.002,95	987,90	738,10	3.463.790,89
113	4	Las Rosas.	122,9	1,8	0,74	2.182,16	2.149,42	1.605,92	3.465.396,81
114	1	Necaxa.	444	4,95	0,76	22.265,47	21.931,41	16.385,92	3.481.782,73
115	2	Necaxa.	444	4,95	0,76	22.265,47	21.931,41	16.385,92	3.498.168,65
116	3	Necaxa.	444	2,47	0,76	11.110,25	10.943,55	8.176,41	3.506.345,06
117	4	Necaxa.	444	2,47	0,76	11.110,25	10.943,55	8.176,41	3.514.521,46
118	5	Necaxa.	444	2,47	0,76	11.110,25	10.943,55	8.176,41	3.522.697,87
119	6	Necaxa.	444	2,47	0,76	11.110,25	10.943,55	8.176,41	3.530.874,28
120	7	Necaxa.	444	2,47	0,76	11.110,25	10.943,55	8.176,41	3.539.050,69
121	8	Necaxa.	444	2,47	0,76	11.110,25	10.943,55	8.176,41	3.547.227,09
122	9	Necaxa.	444	4,95	0,76	22.265,47	21.931,41	16.385,92	3.563.613,01
123	10	Necaxa.	444	4,8	0,78	22.158,94	21.826,47	16.307,52	3.579.920,53
124	1	Lerma (Tejuxtepec).	194	16	0,83	34.342,35	33.827,08	25.273,70	3.605.194,23
125	2	Lerma (Tejuxtepec).	194	16	0,83	34.342,35	33.827,08	25.273,70	3.630.467,92
126	3	Lerma (Tejuxtepec).	194	16	0,83	34.342,35	33.827,08	25.273,70	3.655.741,62
127	1	Patla.	200	10	0,8	21.328,00	21.008,00	15.696,00	3.671.437,62
128	2	Patla.	200	10	0,8	21.328,00	21.008,00	15.696,00	3.687.133,62
129	3	Patla.	200	10	0,8	21.328,00	21.008,00	15.696,00	3.702.829,62
130	1	Tejexic.	210	9,79	0,74	20.279,81	19.975,54	14.924,60	3.717.754,22

Tabla de Potencias de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Carga Estatica H.	Gasto Q.	Eficiencia.	Potencia.	Potencia.	Potencia.	Total.
			m.	m3/seg	η	CV.	HP.	KW.	KW.
131	2	Tepexic.	210	9,79	0,74	20.279,81	19.975,54	14.924,60	3.732.678,83
132	3	Tepexic.	210	9,79	0,74	20.279,81	19.975,54	14.924,60	3.747.603,43
133	1	Alameda.	347	1,15	0,76	4.042,70	3.982,04	2.975,16	3.750.578,58
134	2	Alameda.	347	1,15	0,76	4.042,70	3.982,04	2.975,16	3.753.553,74
135	3	Alameda.	347	1,15	0,76	4.042,70	3.982,04	2.975,16	3.756.528,90
136	1	Tezcapa.	139	1,08	0,76	1.520,84	1.498,02	1.119,23	3.757.648,13
137	2	Tezcapa.	139	3,55	0,77	5.064,82	4.988,83	3.727,37	3.761.375,50
138	1	Juando.	58	4	0,82	2.535,90	2.497,85	1.866,25	3.763.241,76
139	2	Juando.	58	4	0,82	2.535,90	2.497,85	1.866,25	3.765.108,01
140	1	San Simon.	220	1	0,41	1.202,37	1.184,33	884,86	3.765.992,88
141	2	San Simon.	220	1	0,84	2.463,38	2.426,42	1.812,89	3.767.805,76
142	1	Fernandez Leal.	117	1,5	0,86	2.011,90	1.981,71	1.480,62	3.769.286,39
143	1	Villada.	150	1	0,86	1.719,57	1.693,77	1.265,49	3.770.551,88
144	1	Cañada.	19	8	0,8	1.620,93	1.596,61	1.192,90	3.771.744,77
145	1	Temascaltepec.	104	1	0,34	471,35	464,28	346,88	3.772.091,65
146	2	Temascaltepec.	104	1	0,34	471,35	464,28	346,88	3.772.438,54
147	3	Temascaltepec.	104	1	0,34	471,35	464,28	346,88	3.772.785,42
148	4	Temascaltepec.	104	3	0,4	1.663,58	1.638,62	1.224,29	3.774.009,71
149	1	Tiilan.	59	1,5	0,84	990,95	976,08	729,28	3.774.738,98
150	1	Zepayautla.	95	0,9	0,85	968,76	954,22	712,94	3.775.451,92
151	1	Zictepec.	59	0,85	0,84	561,54	553,11	413,26	3.775.865,18
152	1	Mazatepec.	480,4	13	0,91	75.756,15	74.619,52	55.751,52	3.831.616,70
153	2	Mazatepec.	480,4	13	0,91	75.756,15	74.619,52	55.751,52	3.887.368,23
154	3	Mazatepec.	480,4	13	0,91	75.756,15	74.619,52	55.751,52	3.943.119,75
155	4	Mazatepec.	480,4	13	0,91	75.756,15	74.619,52	55.751,52	3.998.871,28
156	1	Temazcal.	50,5	94,8	0,9	57.434,44	56.572,71	42.267,95	4.041.139,23
157	2	Temazcal.	50,5	94,8	0,9	57.434,44	56.572,71	42.267,95	4.083.407,19
158	3	Temazcal.	50,5	94,8	0,9	57.434,44	56.572,71	42.267,95	4.125.675,14
159	4	Temazcal.	50,5	94,8	0,9	57.434,44	56.572,71	42.267,95	4.167.943,10
160	1	Tuxpango.	169	5	0,76	8.560,53	8.432,09	6.299,98	4.174.243,08
161	2	Tuxpango.	169	5	0,76	8.560,53	8.432,09	6.299,98	4.180.543,06
162	3	Tuxpango.	169	6	0,94	12.705,62	12.514,99	9.350,50	4.189.893,56
163	4	Tuxpango.	169	10,5	0,9	21.288,68	20.969,27	15.667,06	4.205.560,62

Tabla de Potencias de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Carga Estatica H. m.	Gasto Q. m3/seq	Eficiencia. η	Potencia. CV.	Potencia. HP.	Potencia. kW.	Total. kW.
164	1	Chilapan.	97,75	5,6	0,88	6.421,22	6.324,88	4.725,59	4.210.286,22
165	2	Chilapan.	97,75	5,6	0,88	6.421,22	6.324,88	4.725,59	4.215.011,81
166	3	Chilapan.	97,75	11,7	0,84	12.805,96	12.613,82	9.424,34	4.224.436,15
167	4	Chilapan.	97,75	11,7	0,84	12.805,96	12.613,82	9.424,34	4.233.860,49
168	1	El Salto.	113,54	10,4	0,85	13.379,24	13.178,50	9.846,23	4.243.706,72
169	2	El Salto.	113,54	10,4	0,85	13.379,24	13.178,50	9.846,23	4.253.552,96
170	1	Minas.	462,75	1,5	0,82	7.587,20	7.473,37	5.583,68	4.259.136,64
171	2	Minas.	462,75	1,5	0,82	7.587,20	7.473,37	5.583,68	4.264.720,32
172	3	Minas.	462,75	1,5	0,82	7.587,20	7.473,37	5.583,68	4.270.304,00
173	1	Encanto.	79	8,25	0,84	7.297,78	7.188,28	5.370,68	4.275.674,68
174	2	Encanto.	79	8,25	0,84	7.297,78	7.188,28	5.370,68	4.281.045,36
175	1	Iztaczoquitlan.	130,6	0,575	0,4	400,41	394,40	294,67	4.281.340,03
176	2	Iztaczoquitlan.	130,6	0,575	0,4	400,41	394,40	294,67	4.281.634,71
177	3	Iztaczoquitlan.	130,6	0,92	0,42	672,68	662,59	495,05	4.282.129,76
178	4	Iztaczoquitlan.	130,6	0,975	0,44	746,85	735,64	549,63	4.282.679,39
179	1	Texolo.	133,6	0,75	0,89	1.188,74	1.170,91	874,84	4.283.554,22
180	2	Texolo.	133,6	0,75	0,89	1.188,74	1.170,91	874,84	4.284.429,06
181	1	Electroquimica.	71,5	2,5	0,85	2.025,33	1.994,94	1.490,51	4.285.919,56
182	1	Rio Micos.	66	0,98	0,88	758,72	747,34	558,37	4.286.477,93
183	2	Rio Micos.	66	0,98	0,88	758,72	747,34	558,37	4.287.036,30
184	3	Rio Micos.	66	0,98	0,88	758,72	747,34	558,37	4.287.594,67
185	1	Malpaso.	85	240	0,89	242.019,48	238.388,28	178.110,36	4.465.705,03
186	2	Malpaso.	85	240	0,89	242.019,48	238.388,28	178.110,36	4.643.815,39
187	3	Malpaso.	85	240	0,89	242.019,48	238.388,28	178.110,36	4.821.925,75
188	4	Malpaso.	85	240	0,89	242.019,48	238.388,28	178.110,36	5.000.036,11
189	5	Malpaso.	85	240	0,89	242.019,48	238.388,28	178.110,36	5.178.146,47
190	6	Malpaso.	85	240	0,89	242.019,48	238.388,28	178.110,36	5.356.256,83
191	1	Angostura.	91,5	218	0,92	244.622,03	240.951,78	180.025,66	5.536.282,50
192	2	Angostura.	91,5	218	0,92	244.622,03	240.951,78	180.025,66	5.716.308,16
193	3	Angostura.	91,5	218	0,92	244.622,03	240.951,78	180.025,66	5.896.333,83
194	4	Angostura.	91,5	218	0,92	244.622,03	240.951,78	180.025,66	6.076.359,49
195	5	Angostura.	91,5	218	0,92	244.622,03	240.951,78	180.025,66	6.256.385,15

Tabla de Potencias de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la Republica Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Carga Estatica H. m.	Gasto Q. m3/seg	Eficiencia. η	Potencia. CV.	Potencia. HP.	Potencia. kW.	Total. kW.
196	1	El Retiro.	189	5	0,91	11.463,13	11.291,14	8.436,11	6.264.821,26
197	2	El Retiro.	189	5	0,91	11.463,13	11.291,14	8.436,11	6.273.257,37
198	3	El Retiro.	189	5	0,91	11.463,13	11.291,14	8.436,11	6.281.693,48
199	1	Bombana.	274	0,6	0,84	1.840,82	1.813,20	1.354,72	6.283.048,21
200	2	Bombana.	274	0,6	0,84	1.840,82	1.813,20	1.354,72	6.284.402,93
201	3	Bombana.	274	0,625	0,83	1.894,69	1.866,27	1.394,37	6.285.797,30
202	4	Bombana.	274	0,625	0,83	1.894,69	1.866,27	1.394,37	6.287.191,66
203	1	Tamazulapan.	153	1	0,87	1.774,36	1.747,73	1.305,81	6.288.497,47
204	2	Tamazulapan.	153	1	0,87	1.774,36	1.747,73	1.305,81	6.289.803,28
205	1	Schpoina.	67,5	1,5	0,56	755,81	744,47	556,23	6.290.359,51
206	2	Schpoina.	67,5	1,5	0,56	755,81	744,47	556,23	6.290.915,74
207	3	Schpoina.	67,5	2	0,86	1.547,61	1.524,39	1.138,94	6.292.054,68
208	1	Olimpo.	19,4	0,6	1	155,16	152,83	114,19	6.292.168,87
209	2	Olimpo.	19,4	0,6	1	155,16	152,83	114,19	6.292.283,05
210	3	Olimpo.	19,4	0,8	1	206,88	203,78	152,25	6.292.435,31
211	4	Olimpo.	19,4	0,8	1	206,88	203,78	152,25	6.292.587,56
212	1	Chicoasen.	185,5	173,53	0,95	407.635,72	401.519,66	299.992,98	6.592.580,54
213	2	Chicoasen.	185,5	173,53	0,95	407.635,72	401.519,66	299.992,98	6.892.573,52
214	3	Chicoasen.	185,5	173,53	0,95	407.635,72	401.519,66	299.992,98	7.192.566,50
215	4	Chicoasen.	185,5	173,53	0,95	407.635,72	401.519,66	299.992,98	7.492.559,48
216	5	Chicoasen.	185,5	60,74	0,95	142.683,07	140.542,29	105.005,32	7.597.564,80
217	1	Peñitas.	32,1	60,74	0,95	24.690,71	24.320,26	18.170,73	7.615.735,54
218	2	Peñitas.	32,1	60,74	0,95	24.690,71	24.320,26	18.170,73	7.633.906,27
219	3	Peñitas.	32,1	60,74	0,95	24.690,71	24.320,26	18.170,73	7.652.077,00
220	4	Peñitas.	32,1	60,74	0,95	24.690,71	24.320,26	18.170,73	7.670.247,73
221	1	Falcon.	30,48	45	0,82	14.992,41	14.767,47	11.033,42	7.681.281,16
222	2	Falcon.	30,48	45	0,82	14.992,41	14.767,47	11.033,42	7.692.314,58
223	3	Falcon.	30,48	45	0,82	14.992,41	14.767,47	11.033,42	7.703.348,01
224	1	Zimapan.	563	29,5	0,89	197.038,26	194.081,95	145.007,15	7.848.355,16
225	2	Zimapan.	563	29,5	0,89	197.038,26	194.081,95	145.007,15	7.993.362,31

Tabla de Velocidades Específicas de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Número.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Velocidad Angular. N en rpm.	Velocidad Especifica. $N_s=(N \cdot P^{1/2})/(H^{5/4})$	Velocidad Especifica. $N's=(2420/H^{1/2})-80$
1	1	El Novillo.	225	0,005429	179,45
2	2	El Novillo.	225	0,005429	179,45
3	3	El Novillo.	225	0,003294	160,80
4	1	El Humaya.	200	0,021175	220,16
5	2	El Humaya.	200	0,021175	220,16
6	1	El Fuerte.	225	0,047810	267,49
7	2	El Fuerte.	225	0,047810	267,49
8	3	El Fuerte.	225	0,047810	267,49
9	1	Sanalona.	300	0,023778	267,49
10	2	Sanalona.	300	0,023778	267,49
11	1	Oviachic.	300	0,130931	326,16
12	2	Oviachic.	300	0,130931	326,16
13	1	Mocuzari.	300	0,048449	280,75
14	1	Infiernillo.	136,4	0,006098	160,80
15	2	Infiernillo.	136,4	0,006098	160,80
16	3	Infiernillo.	136,4	0,006098	160,80
17	4	Infiernillo.	136,4	0,006098	160,80
18	5	Infiernillo.	187,5	0,008344	160,80
19	6	Infiernillo.	187,5	0,008344	160,80
20	1	La Villita.	100	0,124277	284,83
21	2	La Villita.	100	0,124277	284,83
22	3	La Villita.	100	0,124277	284,83
23	4	La Villita.	100	0,124277	284,83
24	1	Cupatitzio.	450	0,000002	34,08
25	2	Cupatitzio.	450	0,000002	34,08
26	1	Santa Rosa.	225	0,011619	207,00
27	2	Santa Rosa.	225	0,011619	207,00
28	1	Cobano.	600	0,000012	52,81
29	2	Cobano.	600	0,000012	52,81
30	1	Colimilla.	400	0,000448	134,95
31	2	Colimilla.	400	0,000448	134,95
32	3	Colimilla.	400	0,000448	134,95

Tabla de Velocidades Específicas de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Velocidad Angular. N en rpm.	Velocidad Especifica. $N_s=(N^3P^{1/2})/(H^{5/4})$	Velocidad Especifica. $N's=(2420/H^{1/2})-80$
33	4	Colimilla.	400	0,000448	134,95
34	1	Puente Grande.	450	0,001958	206,20
35	2	Puente Grande.	450	0,001958	206,20
36	3	Puente Grande.	450	0,001958	206,20
37	4	Puente Grande.	360	0,003126	206,20
38	5	Puente Grande.	300	0,005447	206,20
39	1	Juntas.	450	0,004302	226,11
40	2	Juntas.	450	0,006526	226,11
41	3	Juntas.	450	0,005298	226,11
42	1	Platanal.	600	0,000850	159,26
43	2	Platanal	514	0,000488	160,44
44	1	Botello.	514	0,000017	88,94
45	2	Botello.	514	0,000017	88,94
46	1	Zumpimito.	900	0,000895	201,13
47	2	Zumpimito.	900	0,000895	201,13
48	3	Zumpimito.	600	0,001855	201,13
49	4	Zumpimito.	600	0,001855	201,13
50	1	Intermedia.	257	0,866842	439,50
51	1	San Pedro Poruas.	900	0,045938	391,89
52	2	San Pedro Poruas.	720	0,004895	391,89
53	3	San Pedro Poruas.	720	0,024072	391,89
54	1	Salto.	200	0,451353	454,49
55	1	Jumatan.	900	0,000006	112,83
56	2	Jumatan.	900	0,000006	112,83
57	3	Jumatan.	600	0,000009	112,83
58	4	Jumatan.	600	0,000021	112,83
59	1	Tirio.	600	0,000032	157,30
60	2	Tirio.	600	0,000032	157,30
61	3	Tirio.	600	0,000037	157,30
62	4	Tirio.	1200	0,000198	157,30
63	1	Tepic (El Punto).	600	0,000825	243,39
64	2	Tepic (El Punto).	600	0,000825	243,39
65	3	Tepic (El Punto).	600	0,001334	243,39

Tabla de Velocidades Específicas de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Velocidad Angular. N en rpm.	Velocidad Especifica. $N_s=(N \cdot P^{1/2})/(H^{5/4})$	Velocidad Especifica. $N's=(2420/H^{1/2})-80$
66	1	Granados.	1200	0,000092	133,07
67	1	Bartolinas.	600	0,001235	241,38
68	2	Bartolinas.	900	0,001588	241,38
69	1	Excame.	720	0,008308	317,85
70	2	Excame.	720	0,008308	317,85
71	1	Chique.	720	0,008308	317,85
72	2	Chique.	720	0,008308	317,85
73	1	Itzicuaró.	900	0,005940	293,41
74	1	Cointzio.	300	0,049419	413,98
75	1	Aguamilpa.	300	0,004215	121,67
76	2	Aguamilpa.	300	0,004215	121,67
77	3	Aguamilpa.	300	0,004215	121,67
78	1	Tingambato.	70	0,000001	44,14
79	2	Tingambato.	70	0,000001	44,14
80	3	Tingambato.	70	0,000001	44,14
81	1	Ixtapantongo.	600	0,000013	53,62
82	2	Ixtapantongo.	600	0,000013	53,62
83	3	Ixtapantongo.	514	0,000021	53,62
84	1	Santa Barbara.	600	0,000032	69,39
85	2	Santa Barbara.	600	0,000032	69,39
86	3	Santa Barbara.	600	0,000032	69,39
87	1	La Venta.	300	0,067623	315,18
88	2	La Venta.	300	0,067623	315,18
89	3	La Venta.	300	0,067623	315,18
90	4	La Venta.	300	0,067623	315,18
91	5	La Venta.	300	0,067623	315,18
92	1	Hector Mtnéz.	450	0,000005	44,80
93	1	Agustin Millan.	600	0,000022	65,67
94	1	El Durazno.	360	0,000852	155,61
95	2	El Durazno.	360	0,000852	155,61
96	1	Tepazolco.	514	0,000906	163,47
97	2	Tepazolco.	514	0,000906	163,47

Tabla de Velocidades Específicas de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Velocidad Angular. N en rpm.	Velocidad Especifica. $Ns=(N \cdot P^{1/2}) / (H^{5/4})$	Velocidad Especifica. $N's=(2420/H^{1/2})-80$
98	1	Colotlipa.	600	0,0029733	220,16
99	2	Colotlipa.	600	0,0029733	220,16
100	3	Colotlipa.	600	0,0029733	220,16
101	4	Colotlipa.	600	0,0029733	220,16
102	1	Barranca Honda.	1387	0,0779986	312,58
103	2	Barranca Honda.	1387	0,0779986	312,58
104	1	Portezuelo I.	300	0,0000108	123,08
105	2	Portezuelo I.	257	0,0000092	123,08
106	3	Portezuelo I.	300	0,0000108	123,08
107	4	Portezuelo I.	257	0,0000092	123,08
108	1	Portezuelo II.	600	0,0016213	218,33
109	2	Portezuelo II.	600	0,0016213	218,33
110	1	Trinidad.	720	0,0000002	44,14
111	2	Trinidad.	720	0,0000002	44,14
112	3	Trinidad.	720	0,0000002	44,14
113	4	Las Rosas.	1200	0,0001868	138,29
114	1	Necaxa.	360	0,0000009	34,85
115	2	Necaxa.	360	0,0000009	34,85
116	3	Necaxa.	360	0,0000005	34,85
117	4	Necaxa.	360	0,0000005	34,85
118	5	Necaxa.	360	0,0000005	34,85
119	6	Necaxa.	360	0,0000005	34,85
120	7	Necaxa.	360	0,0000005	34,85
121	8	Necaxa.	360	0,0000005	34,85
122	9	Necaxa.	360	0,0000009	34,85
123	10	Necaxa.	360	0,0000009	34,85
124	1	Lerma (Tepuxtepec).	428	0,0001070	93,75
125	2	Lerma (Tepuxtepec).	428	0,0001070	93,75
126	3	Lerma (Tepuxtepec).	428	0,0001070	93,75
127	1	Patla.	720	0,0000960	91,12
128	2	Patla.	720	0,0000960	91,12
129	3	Patla.	720	0,0000960	91,12
130	1	Tepexic.	720	0,0000715	87,00

Tabla de Velocidades Específicas de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Velocidad Angular. N en rpm.	Velocidad Especifica. $N_s=(N \cdot P^{1/2})/(H^{5/4})$	Velocidad Especifica. $N's=(2420/H^{1/2})-80$
131	2	Tepexic.	720	0,000072	87,00
132	3	Tepexic.	720	0,000072	87,00
133	1	Alameda.	500	0,000001	49,91
134	2	Alameda.	500	0,000001	49,91
135	3	Alameda.	500	0,000001	49,91
136	1	Tezcapa.	400	0,000023	125,26
137	2	Tezcapa.	400	0,000078	125,26
138	1	Juando.	720	0,005564	237,76
139	2	Juando.	720	0,005564	237,76
140	1	San Simon.	600	0,000003	83,16
141	2	San Simon.	750	0,000007	83,16
142	1	Fernandez Leal.	500	0,000092	143,73
143	1	Villada.	500	0,000023	117,59
144	1	Cañada.	514	0,672959	475,19
145	1	Temascaltepec.	900	0,000070	157,30
146	2	Temascaltepec.	900	0,000070	157,30
147	3	Temascaltepec.	900	0,000070	157,30
148	4	Temascaltepec.	1200	0,000328	157,30
149	1	Tiilan.	750	0,002079	235,06
150	1	Zepayautla.	1000	0,000250	168,29
151	1	Zictepec.	1000	0,001571	235,06
152	1	Mazatepec.	360	0,000002	30,41
153	2	Mazatepec.	360	0,000002	30,41
154	3	Mazatepec.	360	0,000002	30,41
155	4	Mazatepec.	360	0,000002	30,41
156	1	Temazcal.	180	0,062953	260,54
157	2	Temazcal.	180	0,062953	260,54
158	3	Temazcal.	180	0,062953	260,54
159	4	Temazcal.	180	0,062953	260,54
160	1	Tuxpango.	400	0,000050	106,15
161	2	Tuxpango.	400	0,000050	106,15
162	3	Tuxpango.	450	0,000083	106,15
163	4	Tuxpango.	450	0,000139	106,15

Tabla de Velocidades Específicas de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Velocidad Angular. N en rpm.	Velocidad Especifica. $N_s = (N \cdot P^{1/2}) / (H^{5/4})$	Velocidad Especifica. $N's = (2420 / H^{1/2}) - 80$
164	1	Chilapan.	514	0,0007397	164,77
165	2	Chilapan.	514	0,0007397	164,77
166	3	Chilapan.	450	0,0012914	164,77
167	4	Chilapan.	450	0,0012914	164,77
168	1	El Salto.	600	0,0008509	147,11
169	2	El Salto.	600	0,0008509	147,11
170	1	Minas.	514	0,0000004	32,50
171	2	Minas.	514	0,0000004	32,50
172	3	Minas.	514	0,0000004	32,50
173	1	Encanto.	514	0,0024381	192,27
174	2	Encanto.	514	0,0024381	192,27
175	1	Iztaczoquitlan.	400	0,0000084	131,76
176	2	Iztaczoquitlan.	400	0,0000084	131,76
177	3	Iztaczoquitlan.	400	0,0000142	131,76
178	4	Iztaczoquitlan.	400	0,0000157	131,76
179	1	Texolo.	900	0,0000503	129,37
180	2	Texolo.	900	0,0000503	129,37
181	1	Electroquimica.	900	0,0019509	206,20
182	1	Rio Micos.	1200	0,0014540	217,88
183	2	Rio Micos.	1200	0,0014540	217,88
184	3	Rio Micos.	1200	0,0014540	217,88
185	1	Malpaso.	138,46	0,0151046	182,49
186	2	Malpaso.	138,46	0,0151046	182,49
187	3	Malpaso.	138,46	0,0151046	182,49
188	4	Malpaso.	138,46	0,0151046	182,49
189	5	Malpaso.	138,46	0,0151046	182,49
190	6	Malpaso.	138,46	0,0151046	182,49
191	1	Angostura.	128,57	0,0098075	172,99
192	2	Angostura.	128,57	0,0098075	172,99
193	3	Angostura.	128,57	0,0098075	172,99
194	4	Angostura.	128,57	0,0098075	172,99
195	5	Angostura.	128,57	0,0098075	172,99

Tabla de Velocidades Especificas de las Turbinas Utilizadas en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Velocidad Angular. N en rpm.	Velocidad Especifica. $N_s=(N \cdot P^{1/2})/(H^{5/4})$	Velocidad Especifica. $N's=(2420/H^{1/2})-80$
196	1	El Retiro.	720	0,000068	96,03
197	2	El Retiro.	720	0,000068	96,03
198	3	El Retiro.	720	0,000068	96,03
199	1	Bombana.	600	0,000001	66,20
200	2	Bombana.	600	0,000001	66,20
201	3	Bombana.	600	0,000001	66,20
202	4	Bombana.	600	0,000001	66,20
203	1	Tamazulapan.	450	0,000019	115,65
204	2	Tamazulapan.	450	0,000019	115,65
205	1	Schpoina.	900	0,000971	214,55
206	2	Schpoina.	900	0,000971	214,55
207	3	Schpoina.	720	0,001590	214,55
208	1	Olimpo.	400	0,045171	469,43
209	2	Olimpo.	600	0,067757	469,43
210	3	Olimpo.	600	0,090343	469,43
211	4	Olimpo.	514	0,077394	469,43
212	1	Chicoasen.	163,44	0,000607	97,68
213	2	Chicoasen.	163,44	0,000607	97,68
214	3	Chicoasen.	163,44	0,000607	97,68
215	4	Chicoasen.	163,44	0,000607	97,68
216	5	Chicoasen.	163,44	0,000212	97,68
217	1	Pefitas.	117	0,169521	347,13
218	2	Pefitas.	117	0,169521	347,13
219	3	Pefitas.	117	0,169521	347,13
220	4	Pefitas.	117	0,169521	347,13
221	1	Falcon.	164	0,186926	358,34
222	2	Falcon.	164	0,186926	358,34
223	3	Falcon.	164	0,186926	358,34
224	1	Zimapan.	164	0,000001	21,99
225	2	Zimapan.	164	0,000001	21,99

Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Tipo de Turbina.	Región de Generación.	Estado.	Puesta en Marcha
1	1	El Novillo.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sonora.	03-Oct-64
2	2	El Novillo.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sonora.	27-Oct-64
3	3	El Novillo.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sonora.	24-Dic-76
4	1	El Humaya.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sinaloa.	27-Nov-76
5	2	El Humaya.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sinaloa.	27-Nov-76
6	1	El Fuerte.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sinaloa.	27-Ago-60
7	2	El Fuerte.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sinaloa.	26-Nov-60
8	3	El Fuerte.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sinaloa.	03-Ago-64
9	1	Sanalona.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sinaloa.	08-May-63
10	2	Sanalona.	Francis Vertical	Yaqui-Mayo.	Sinaloa.	25-Oct-64
11	1	Oviachic.	Kaplan Vertical.	Yaqui-Mayo.	Sonora.	28-Ago-57
12	2	Oviachic.	Kaplan Vertical.	Yaqui-Mayo.	Sonora.	15-Dic-57
13	1	Mocuzari.	Kaplan Vertical.	Yaqui-Mayo.	Sonora.	03-Mar-59
14	1	Infiernillo.	Francis Vertical.	Balsas-Santiago.	Guerrero.	01-Feb-65
15	2	Infiernillo.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Guerrero.	01-Abr-65
16	3	Infiernillo.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Guerrero.	03-Feb-66
17	4	Infiernillo.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Guerrero.	18-Feb-66
18	5	Infiernillo.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Guerrero.	13-May-75
19	6	Infiernillo.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Guerrero.	27-Jun-75
20	1	La Villita.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Michoacan.	21-Sep-73
21	2	La Villita.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Michoacan.	12-Jul-73
22	3	La Villita.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Michoacan.	14-Abr-73
23	4	La Villita.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Michoacan.	19-Ene-73
24	1	Cupatitzio.	Pelton Vertical.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	14-Ago-62
25	2	Cupatitzio.	Pelton Vertical.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	14-Ago-62
26	1	Santa Rosa.	Francis Vertical.	Balsas-Santiago.	Jalisco.	02-Sep-64
27	2	Santa Rosa.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Jalisco.	04-Ago-64
28	1	Cobano.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Michoacan.	25-Abr-55
29	2	Cobano.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Michoacan.	10-Nov-55
30	1	Colimilla.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Jalisco	01-Ene-50
31	2	Colimilla.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Jalisco	01-Ene-50
32	3	Colimilla.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Jalisco	01-Ene-50

Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Tipo de Turbina.	Región de Generación.	Estado.	Puesta en Marcha
33	4	Colimilla.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Jalisco	01-Ene-50
34	1	Puente Grande.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Tonala.	01-Ene-12
35	2	Puente Grande.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Tonala.	01-Ene-12
36	3	Puente Grande.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Tonala.	01-Ene-12
37	4	Puente Grande.	Francis Vertical.	Balsas-Santiago.	Tonala.	01-Ene-18
38	5	Puente Grande.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Tonala.	01-Ene-46
39	1	Juntas.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Jalisco	01-Ene-23
40	2	Juntas.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Jalisco	01-Ene-42
41	3	Juntas.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Jalisco	01-Ene-57
42	1	Platanal.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	21-Oct-54
43	2	Platanal	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	21-Oct-54
44	1	Botello.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Ene-10
45	2	Botello.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Ene-10
46	1	Zumpimito.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Oct-44
47	2	Zumpimito.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	18-Feb-48
48	3	Zumpimito.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	28-Sep-48
49	4	Zumpimito.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	12-Nov-49
50	1	Intermedia.	Kaplan Vertical.	Balsas-Santiago.	Jalisco.	01-Ene-63
51	1	San Pedro Poruas.	Pelton Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Ene-58
52	2	San Pedro Poruas.	Pelton Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Ene-58
53	3	San Pedro Poruas.	Pelton Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Ene-28
54	1	Salto.	Francis Vertical.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	21-Sep-59
55	1	Jumatan.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Nayarit.	17-Jul-41
56	2	Jumatan.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Nayarit.	04-Ago-45
57	3	Jumatan.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Nayarit.	01-Mar-57
58	4	Jumatan.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Nayarit.	18-May-61
59	1	Tirio.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Morelia.	01-Ene-05
60	2	Tiño.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Morelia.	01-Ene-05
61	3	Tiño.	Francis Vertical	Balsas-Santiago.	Morelia.	01-Ene-28
62	4	Tiño.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Morelia.	01-Ene-30
63	1	Tepic (El Punto).	Pelton Horizontal.	Balsas-Santiago.	Nayarit.	01-Sep-54
64	2	Tepic (El Punto).	Pelton Horizontal.	Balsas-Santiago.	Nayarit.	01-Sep-54
65	3	Tepic (El Punto).	Pelton Horizontal.	Balsas-Santiago.	Nayarit.	01-Sep-54

Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Tipo de Turbina.	Región de Generación.	Estado.	Puesta en Marcha
66	1	Granados.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	05-Feb-42
67	1	Bartolinas.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	20-Nov-40
68	2	Bartolinas.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	18-Oct-41
69	1	Excame.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	05-Feb-57
70	2	Excame.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Mar-62
71	1	Chique.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	05-Jun-64
72	2	Chique.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	08-Nov-64
73	1	Itzicuaro.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Ene-29
74	1	Cointzio.	Francis Horizontal.	Balsas-Santiago.	Michoacan.	01-Ene-43
75	1	Aguamilpa.	Francis Vertical.	Balsas-Santiago.	Nayarit.	15-Sep-94
76	2	Aguamilpa.	Francis Vertical.	Balsas-Santiago.	Nayarit.	11-Nov-94
77	3	Aguamilpa.	Francis Vertical.	Balsas-Santiago.	Nayarit.	25-Dic-94
78	1	Tingambato.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	24-Sep-57
79	2	Tingambato.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	01-Nov-57
80	3	Tingambato.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	29-Dic-57
81	1	Ixtapantongo.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	29-Ago-44
82	2	Ixtapantongo.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	19-Dic-47
83	3	Ixtapantongo.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	20-Oct-54
84	1	Santa Barbara.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	19-Oct-50
85	2	Santa Barbara.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	17-Feb-51
86	3	Santa Barbara.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	16-Abr-51
87	1	La Venta.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Guerrero.	31-May-65
88	2	La Venta.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Guerrero.	30-Abr-65
89	3	La Venta.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Guerrero.	13-Mar-65
90	4	La Venta.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Guerrero.	26-Oct-65
91	5	La Venta.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Guerrero.	24-Oct-65
92	1	Hector Mtnz.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	México.	24-Ago-55
93	1	Agusón Millán.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	19-Feb-65
94	1	El Durazno.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	01-Oct-55
95	2	El Durazno.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	México.	10-Nov-55
96	1	Tepazolco.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	16-Abr-53
97	2	Tepazolco.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	16-Abr-53

Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Tipo de Turbina.	Región de Generación.	Estado.	Puesta en Marcha
98	1	Colotlipa.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Guerrero.	21-Nov-46
99	2	Colotlipa.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Guerrero.	21-Nov-46
100	3	Colotlipa.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Guerrero.	01-Ene-49
101	4	Colotlipa.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Guerrero.	23-May-57
102	1	Barranca Honda.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Guerrero.	01-Abr-76
103	2	Barranca Honda.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Guerrero.	01-Abr-76
104	1	Portezuelo I.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
105	2	Portezuelo I.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
106	3	Portezuelo I.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
107	4	Portezuelo I.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-06
108	1	Portezuelo II.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
109	2	Portezuelo II.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
110	1	Trinidad.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
111	2	Trinidad.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
112	3	Trinidad.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-08
113	4	Las Rosas.	Pelton Horizontal.	Ixtapantongo.	Queretaro.	01-Ene-49
114	1	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Dic-11
115	2	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-14
116	3	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	06-Dic-05
117	4	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	06-Dic-06
118	5	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	06-Dic-06
119	6	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-06
120	7	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-05
121	8	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-06
122	9	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-22
123	10	Necaxa.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-50
124	1	Lerma (Tepuxtepec).	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Michoacan.	02-Ene-44
125	2	Lerma (Tepuxtepec).	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Michoacan.	02-Nov-44
126	3	Lerma (Tepuxtepec).	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Michoacan.	02-Dic-44
127	1	Patla.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	21-Oct-50
128	2	Patla.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	21-Oct-50
129	3	Patla.	Francis Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	21-Oct-50
130	1	Tepexic.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-23

Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Tipo de Turbina.	Región de Generación.	Estado.	Puesta en Marcha
131	2	Tepexic.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-23
132	3	Tepexic.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-23
133	1	Alameda.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-20
134	2	Alameda.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Ene-20
135	3	Alameda.	Pelton Vertical.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Feb-23
136	1	Tezcapa.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Sep-28
137	2	Tezcapa.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Puebla.	01-Sep-28
138	1	Juando.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Hidalgo.	01-Oct-10
139	2	Juando.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Hidalgo.	01-Oct-10
140	1	San Simon.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	01-Jul-03
141	2	San Simon.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	01-Jul-03
142	1	Fernandez Leal.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	01-Ene-27
143	1	Villada.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	01-Ene-27
144	1	Cañada.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	Hidalgo.	01-Ene-28
145	1	Temascaltepec.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	18-Jun-59
146	2	Temascaltepec.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	08-Ago-59
147	3	Temascaltepec.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	29-Nov-59
148	4	Temascaltepec.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	16-Ene-60
149	1	Tlilan.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	01-Ene-28
150	1	Zepayautla.	Kaplan Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	01-Ene-20
151	1	Zictepec.	Francis Horizontal.	Ixtapantongo.	México.	01-Ene-20
152	1	Mazatepec.	Pelton Vertical.	Papaloapan.	Puebla.	06-Jun-62
153	2	Mazatepec.	Pelton Vertical.	Papaloapan.	Puebla.	18-Sep-62
154	3	Mazatepec.	Pelton Vertical.	Papaloapan.	Puebla.	13-Abr-63
155	4	Mazatepec.	Pelton Vertical.	Papaloapan.	Puebla.	18-Sep-64
156	1	Temazcal.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Oaxaca.	18-Jun-59
157	2	Temazcal.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Oaxaca.	08-Ago-59
158	3	Temazcal.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Oaxaca.	29-Nov-59
159	4	Temazcal.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Oaxaca.	16-Ene-06
160	1	Tuxpango.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-14
161	2	Tuxpango.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-14
162	3	Tuxpango.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-25
163	4	Tuxpango.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-31

Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Tipo de Turbina.	Región de Generación.	Estado.	Puesta en Marcha
164	1	Chilapan.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Sep-60
165	2	Chilapan.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Sep-60
166	3	Chilapan.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Veracruz.	27-Jul-65
167	4	Chilapan.	Francis Vertical.	Papaloapan.	Veracruz.	23-Sep-65
168	1	El Salto.	Francis Vertical.	Papaloapan.	S.L.P.	20-Oct-66
169	2	El Salto.	Francis Vertical.	Papaloapan.	S.L.P.	20-Oct-66
170	1	Minas.	Pelton Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	10-Mar-51
171	2	Minas.	Pelton Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	10-Mar-51
172	3	Minas.	Pelton Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	08-Jul-54
173	1	Encanto.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	19-Oct-51
174	2	Encanto.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	19-Oct-51
175	1	Iztaczoquitlan.	Pelton Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-01
176	2	Iztaczoquitlan.	Pelton Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-01
177	3	Iztaczoquitlan.	Pelton Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-02
178	4	Iztaczoquitlan.	Pelton Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Ene-08
179	1	Texolo.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Nov-51
180	2	Texolo.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	Veracruz.	01-Nov-51
181	1	Electroquímica.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	S.L.P.	01-Oct-52
182	1	Rio Micos.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	S.L.P.	01-May-45
183	2	Rio Micos.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	S.L.P.	01-Dic-46
184	3	Rio Micos.	Francis Horizontal.	Papaloapan.	S.L.P.	01-Dic-46
185	1	Malpaso.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	26-Ene-69
186	2	Malpaso.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	06-Feb-69
187	3	Malpaso.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	07-Abr-69
188	4	Malpaso.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	24-Jul-69
189	5	Malpaso.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	06-Feb-78
190	6	Malpaso.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	14-Oct-77
191	1	Angostura.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	16-Jul-76
192	2	Angostura.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	28-May-76
193	3	Angostura.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	23-Nov-75
194	4	Angostura.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	04-Mar-78
195	5	Angostura.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	15-Jun-78

Tipos de Turbinas Utilizados en las Centrales Hidroeléctricas de la República Mexicana.

Numero.	Unidad.	Nombre de la Planta.	Tipo de Turbina.	Región de Generación.	Estado.	Puesta en Marcha
196	1	El Retiro.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	26-Abr-67
197	2	El Retiro.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	25-Mar-68
198	3	El Retiro.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	13-May-67
199	1	Bombana.	Pelton Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	27-Mar-51
200	2	Bombana.	Pelton Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	27-Mar-51
201	3	Bombana.	Pelton Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	27-Mar-61
202	4	Bombana.	Pelton Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	18-May-61
203	1	Tamazulapan.	Pelton Horizontal.	Grijalva.	Oaxaca.	12-Dic-62
204	2	Tamazulapan.	Pelton Horizontal.	Grijalva.	Oaxaca.	12-Dic-62
205	1	Schpoina.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	07-May-53
206	2	Schpoina.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	07-May-53
207	3	Schpoina.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	01-Feb-64
208	1	Olimpo.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	01-May-12
209	2	Olimpo.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	01-Jun-31
210	3	Olimpo.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	12-Jun-59
211	4	Olimpo.	Francis Horizontal.	Grijalva.	Chiapas.	06-Ene-63
212	1	Chicoasen.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	29-May-85
213	2	Chicoasen.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	25-Feb-81
214	3	Chicoasen.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	02-Oct-81
215	4	Chicoasen.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	26-Jul-80
216	5	Chicoasen.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	22-Ago-80
217	1	Peñitas.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	01-Feb-85
218	2	Peñitas.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	01-Abr-85
219	3	Peñitas.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	01-May-85
220	4	Peñitas.	Francis Vertical.	Grijalva.	Chiapas.	01-Ago-85
221	1	Falcon.	Francis Vertical.	Noreste.	Tamaulipas.	15-Nov-54
222	2	Falcon.	Francis Vertical.	Noreste.	Tamaulipas.	15-Nov-54
223	3	Falcon.	Francis Vertical.	Noreste.	Tamaulipas.	08-Ene-55
224	1	Zimapan.	Pelton Vertical.	Panuco.	Hidalgo	18-Oct-94
225	2	Zimapan.	Pelton Vertical.	Panuco.	Hidalgo	18-Oct-94

5.3. ASPECTOS RELACIONADOS CON LA CREACIÓN, AMPLIACIÓN Y DESARROLLO DE PLANTAS HIDROELÉCTRICAS EN LA REPÚBLICA MEXICANA.

Tomando en cuenta la situación actual del sistema de generación eléctrica en el país, las diferentes ramas que lo componen en cuanto al tipo de energía primaria de transformación y su impacto en la vida cotidiana así como en el entorno en que se encuentra, a dado como respuesta una serie de medidas que van desde el Proyecto de Ley Orgánica propuesto por la Comisión Reguladora de Energía para poder regular no solo los cambios en materia eléctrica, sino todo lo concerniente a la modernización, el transporte, almacenamiento y distribución de la electricidad.

Y de acuerdo a la política de diversificación de fuentes de energía del Gobierno Federal se han pensado y puesto para aprobación una serie de inversiones previstas a ser concluidas en el año 2004 las cuales se resumen a continuación.

Se ha creado un plan de inversiones en nuevas plantas y centrales generadoras, que implicara 30 mil millones de pesos de ahora al año 2000 y 35 mil millones mas del año 2001 al 2004, así como 29 mil millones en programas de transmisión y 26 mil millones en líneas de distribución, además de otras cifras adicionales en mantenimiento y operación.

Por principio de cuentas se asentó, se pondrán en servicio obras por 4008 megavatios (el país tiene en la actualidad 320,009, que son las unidades I y II de Topolobampo, las I y II de Huites, las I, II y III de Samalayuca, las III y IV del Carbón II, las I y II de Chilatan, la central San Rafael, las I y II de Zimapan, las V y VI de Tuxpan, las I y II de Temazcal y las I y II de Tecate, luego de que entro an servicio la II de Laguna Verde.

Se concursaron en 1995, las unidades I y III de Cerro Prieto, la central Merida III, las plantas VII y VIII de Rosarito, la Atasta y el Cajón.

En 1996, Copainala, La Parota y Primavera, El Chino I y II, Chihuahua I y II y la Monterrey.

En 1997, la central Río Bravo, las unidades I y II de la Bajío, las I, II, III y IV de la Central Valle de México, dos unidades mas en Rosarito, central La Laguna, La Altamira; y para licitarse en 1998 y concluirse en 2004, las unidades I y II de Hermosillo, las I y II de Salamanca la central de Mexicali.

En total todas ellas aportaran al país 9,031 megavatios mas entre ellas se cuenta con tres Hidroeléctricas que son: Copainala, El Cajón y la Parota.

Las Geotermoeléctricas: La Primavera, El Chino y Cerro Prieto y las demás son Termoeléctricas de ciclo combinado gas-vapor.

Todas estas inversiones en infraestructura generan una enorme derrama económica que producirá la demanda de mano de obra, materiales y servicios para cada una de las mismas, en lo concerniente a las Hidroeléctricas como la extensión de su área de influencia es en mucho, mayor que las de los otros tipos de plantas de generación, deben tomarse en cuenta muchos factores para su ejecución.

La Comisión Federal de Electricidad enfrenta simultáneamente el reto de cubrir la demanda de electricidad del país adoptando los cambios necesarios que garanticen la energía eléctrica y a la vez prevenir y atenuar los impactos que ocasionaran las acciones ejecutadas para tal fin sobre los recursos naturales, el ambiente y la sociedad, de tal modo que el proyecto se convierta en una oportunidad de progreso, desarrollo social, preservación y mejoramiento de las condiciones ambientales en la zona de las obras y su entorno.

Cualquier proyecto Hidroeléctrico debe ser estudiado en las etapas de evaluación y factibilidad por el departamento determinado para tal efecto, tomando en cuenta estudios anteriores así como resultados de estudios recientes y estudios básicos de hidrología y geología.

Para llevar a cabo el estudio Hidrológico es necesario analizar datos climatológicos, elaborar registros de escurrimientos, azolves, evaporaciones, temperaturas y lluvias permitiendo con ello determinar la magnitud del aprovechamiento, así como los gastos de diseño de las obras de desvío y excedencias.

Una parte muy importante de los estudios es lo referente a los escurrimientos y al tipo de Planta que se trate ya que algunas de estas aparte de generar electricidad surten de agua a reglones de riego próximas a la planta, con lo cual se debe tener en consideración la cantidad de agua, los horarios de reparto, los diferentes tipos de cultivo de la región, etc. ya que todo esto reduce la cantidad de agua contenida en el embalse.

Resultaría muy amplio y complejo plantear toda la serie de estudios y problemas que enfrenta el crear una nueva planta Hidroeléctrica, baste decir que los beneficios ofrecidos por dicha estructura superan en mucho los problemas que se enfrentan al concebir desde la idea hasta la culminación de una Nueva Planta Hidroeléctrica lo que redunda en un beneficio para el país.

CAPITULO 6.

CONCLUSIONES.

Se ha presentado en el trabajo, diferentes tipos de conceptos y principios, los cuales son tan solo un pequeño grupo de recomendaciones, pasos, alternativas, condiciones y soluciones dentro del gran campo de estudio de las Turbomáquinas y en particular de las Turbinas.

Dichos conceptos en su gran mayoría son manejados dentro del curso de Hidráulica de Maquinas y Transitorios en el área de Hidráulica que se imparte dentro de la Facultad de Ingeniería, trato de presentarse la secuencia de los temas de acuerdo como se abordan en el desarrollo de la materia, por lo tanto la especificidad de los mismos se encuentra al alcance de los alumnos que se encuentren cursando ó hayan cursado la materia y requieran algún tipo de Información concerniente a Turbinas y esta se encuentre dentro del temario desarrollado.

Se trataron de exponer las características teórico-matemáticas de los estudios desarrollados sobre el funcionamiento de las Turbinas, desde el inicio del concepto hasta la aplicación actual en su gran extensión y aprovechamiento a nivel nacional en un sistema aprovechable y factible.

La importancia de dichos análisis reside en su aporte teórico-metodológico al desarrollo de una teoría basada en un principio básico y fundamental como la Rueda Hidráulica Simple, lo cual va creando una serie de conceptos e inquietudes en su tiempo, para lo cual surgen Investigadores que dan respuesta a dichas inquietudes y aportan a la teoría en desarrollo un punto de vista muy particular aplicando conceptos físico-matemáticos dando con ello un nivel científico a la hidráulica en desarrollo hasta llegar a la Hidráulica Actual.

El objetivo del escrito es el de presentar los elementos básicos para lograr un conocimiento mas preciso, sin querer llegar mínimamente a la totalidad del estudio concerniente al funcionamiento y aplicación de las Turbinas, incluyendo un análisis en lo referente a la utilización de las turbinas en la República Mexicana, si fuera necesario un estudio mas a fondo sobre algún tema en particular se presenta un cuadro de referencias así como la bibliografía en la cual esta basado el trabajo, además para poder recurrir a los trabajos realizados por los investigadores de Turbinas sin restar importancia ni dejar a un lado las opiniones y experiencias de profesores y titulares de la materia, las cuales se

consideran fuente valiosa de información, formación y aprendizaje.

Este estudio tampoco tiene por objeto analizar las características estructurales de una práctica profesional ni analizar en detalle las condiciones que imperan en el país para el desarrollo de nuevos complejos Hidroeléctricos, tan solo se presenta un resumen tomando como base de información pequeñas características expuestas en folletos y textos, información suficiente para lograr un pequeño aporte al estudio de las condiciones de las Plantas Hidroeléctricas en el país, así como una visión de lo existente en el mismo y los planes de desarrollo a corto y largo plazo que se prevén por los responsables del desarrollo de los mismos.

En conclusión se trató de presentar un estudio que simplifica el trabajo de varios autores en lo relativo a Turbinas, las experiencias y conocimientos adquiridos en la Facultad de Ingeniería, así como las opiniones y puntos de vista de maestros y titulares de las áreas implicadas en Turbinas y Plantas Hidroeléctricas, todo esto con la finalidad de poder crear una fuente de información accesible, que trata de abordar lo básico y un poco más, para servir de apoyo a estudiantes y profesores que tengan la necesidad de mayor información.

Cuadro de Referencias.

1).- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.

Mataix, Claudio.

Editorial Harla.

2).- Curso de Máquinas Hidráulicas.

Miguel Reyes Aguirre.

Representación y Servicios de Ingeniería.

Facultad de Ingeniería.

3).- Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo.

Ing. Humberto Gardea Villegas.

DICTyG.

Facultad de Ingeniería.

4).- Hydraulic Turbines.

Nechleba, M.

Editorial Artia, 1957.

5).- Energía Hidroeléctrica, Turbinas y Plantas Generadoras.

Ing. Manuel Viejo Zubicaray.

Editorial Limusa.

6).- Z.D. Vereins Deutscher Ingenieure.

Regeln Fur Leistungs.

Editorial Versuche, 1942.

7).- Principios Fundamentales de Turbomáquinas Hidráulicas.

Ing. Manuel Polo Encinas.

Editorial Limusa, 2ª. Edición.

BIBLIOGRAFIA.

1).- Aprovechamientos Hidroeléctricos y de Bombeo.

Ing. Humberto Gardea Villegas.

DICTyG.

Facultad de Ingeniería

2).- Apuntes de Selección de Turbinas Hidráulicas.

Ing. Hector Garcia Gutierrez.

Facultad de Ingeniería.

Departamento de Ingeniería Hidráulica.

3).- Apuntes de Turbomáquinas Hidráulicas y Elementos de Aprovechamientos Hidroeléctricos Vol. 1.

Ing. Roberto Rincon Gutierrez

DICTyG.

Departamento de Ingeniería Hidráulica.

4).- Curso de Máquinas Hidráulicas.

Miguel Reyes Aguirre.

Representación y Servicios de Ingeniería.

Facultad de Ingeniería.

5).- Energía Hidroeléctrica, Turbinas y Plantas Generadoras.

Ing. Manuel Viejo Zubicaray.

Editorial Limusa.

6).- Hydraulic Turbines.

Nechleba, M.

Editorial Artia, 1957.

7).- Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.

Mataix, Claudio.

Editorial Harla, 1982.

8).- Motores Hidraulicos.

Ing. Lud Quantz.

Editorial Gustavo Gili, 1976.

9).- Principios Fundamentales de Turbomáquinas Hidráulicas.

Ing. Manuel Polo Encinas.

Editorial Limusa, 2ª. Edición.

10).- Z.D. Vereins Deutscher Ingenieure.

Regeln Fur Leistungs.

Editorial Versuche, 1942.

11).- Turbines Hydrauliques Et Leur Regulation.

Lucien Vivier.

Editorial Albin Michel, 1966.

12).- Unidades Generadoras En Operación.

Sistema Eléctrico Nacional.

Comisión Federal de Electricidad, 1994.

13).- Principales Características de Centrales Generadoras.

Comisión Federal de Electricidad.