

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



ESTUDIO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA
DE TRIPLE EFECTO

TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO

RICARDO JOSE MORENO SOLANO
PROMOCIÓN 1983-I
LIMA-PERU

2011

Digitalizado por:

**Consortio Digital del
Conocimiento MebLatam,
Hemisferio y Dalse**

A mi Madre Consuelo de Feliz Memoria por haberme dado con predilección su Amor y su Cariño y a mi Padre Octavio, que con sus más de 101 años de edad me recuerda sus servicios de Padre y aliento invaluableles.

A mis hermanos: Pepe que me inculco esta carrera, Isabel y Octavio que me ayudaron a terminarla y a María y Martina por su apoyo hasta el final.

A mi esposa Natividad, a mis hijas Ana y Milagros por su apoyo y motivación para buscar siempre una superación.

TABLA DE CONTENIDOS

PRÓLOGO	1
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	3
1.1 ANTECEDENTES	4
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	5
1.2.1 Formulación del Problema	5
1.2.1.1 Recursos naturales en el país	5
1.2.1.2 Explotación del Recurso Hídrico	5
1.3 OBJETIVOS	6
1.3.1 Objetivos Descriptivos	6
1.3.2 Objetivo General	6
1.3.3 Objetivo Específico	6
1.4. HIPOTESIS	7
1.4.1 Hipótesis Descriptiva	7
1.4.2 Hipótesis General	7
1.4.3 Hipótesis Específica	8
CAPÍTULO 2: LAS TURBINAS HIDRÁULICA	9

2.1	GENERALIDADES	9
2.2	EVOLUCIÓN HISTÓRICA	9
2.3	TURBINAS PELTON	21
2.3.1	Invención	21
2.3.2	Principios	27
2.3.3	Ecuaciones	30
2.3.4	Rendimiento	33
2.3.5	Campo de operaciones	35
2.3.6	Construcción	36
2.4	TURBINA FRANCIS	42
2.4.1	Generalidades	42
2.4.2	Cinemática del Flujo	43
2.4.3	Selección de la Turbina	45
2.4.4	Geometría	46
2.4.5	Numero Específico de Revoluciones	49
2.5	TURBINA KAPLAN	51
2.5.1	Turbina tipo Bulbo	53
2.5.2	Turbina tipo Axial Tubular	54
2.5.3	Turbina tipo Axial de Generador Periférico	55
2.5.4	Turbinas Axiales en el Perú	55
2.5.4.1	Central de Curumuy y Poechos	55

2.5.4.2	Central Hidroeléctrica de "Las Juntas" en Jaén	56
2.5.5	Importancia de la Turbina Kaplan	58
2.5.6	Diferencia entre Turbina Helice y Kaplan	59
2.5.7	Teoría de Cálculo	59
2.5.8	Diámetro de la cabeza del Rodete	61
2.5.9	Regulación	63
2.5.10	Curvas de Rendimiento	64
2.5.11	Ecuación Fundamental	64
2.5.12	Mecanismo de Regulación	67
2.5.13	Momento Hidráulico	70
2.6	TURBINA CROSS FLOW	72
2.6.1	Generalidades	72
2.6.2	Rodete	73
2.6.3	Eje	73
2.6.4	Principio de funcionamiento de la turbina CROSSFLOW	74
2.6.5	Triángulos de velocidad	76
2.6.6	Cinemática del flujo	77
2.6.7	Altura de Euler	78
2.6.8	Eficiencia hidráulica	78
CAPITULO 3. LA TURBINA PROPUESTA		82

3.1	CONCEPCIÓN	82
3.2	CARACTERÍSTICAS DE ESTA TURBINA	85
3.2.1	Relacionadas al Funcionamiento	85
3.2.2	Ventajas	86
3.2.3	Partes de la Turbina	86
3.2.3.1	Inyector	86
3.2.3.2	Carcaza	86
3.2.3.3	Rotor	87
 CAPÍTULO 4: PRINCIPIOS QUE RIGEN EL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA PROPUESTA		88
4.1	CONSIDERACIONES	88
4.1.1	Generalidades	88
4.1.2	Principios	88
4.1.3	Supuestos	89
4.1.4	Esquematización de la trayectoria del flujo	90
4.1.5	Triangulo de Velocidad	91
4.2	COEFICIENTES EMPLEADOS EN EL ANÁLISIS	98
4.2.1	Coeficiente de fricción en el álabe	98
4.2.2	Coeficiente del Inyector	98

CAPÍTULO 5: OPTIMIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LA TURBINA PROPUESTA	99
5.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	99
5.2 TRIANGULOS DE VELOCIDAD	101
5.3 CINEMÁTICA DE FLUJO	103
5.3.1 La ecuación de Euler en la turbina propuesta.	103
5.4. POSIBLE EFICIENCIA HIDRAULICA	104
CAPÍTULO 6: AREA DE COBERTURA DE LA TURBINA PROPUESTA	105
6.1 GENERALIDADES	105
6.1.1 Cobertura de utilización	106
6.1.2 Cobertura hidráulica	106
CONCLUSIONES	107
BIBLIOGRAFIA	110

PRÓLOGO

La presente tesis es el resultado de una larga investigación, con el empleo del conocimiento científico para sustentar el funcionamiento óptimo de una nueva turbina hidráulica.

En el capítulo I se plantea el problema y se establece el marco de referencia dentro del cual se llevara adelante la investigación. En el capítulo II se efectúa la revisión de literatura relacionada al desarrollo histórico y tecnológico de las turbinas hidráulicas y se hace una presentación de la geometría y se formulan someramente los modelos teóricos que rigen el diseño de las turbinas clásicas: (Pelton, Francis, Kaplan y CrossFlow).

En el Capítulo III. Se devela la concepción de la turbina propuesta mostrando su geometría y las características hidráulicas como mecánica. En el capítulo IV. Se hace una esquematización de la trayectoria del flujo en la turbina propuesta, en el capítulo V. se formulan los triángulos de velocidad que nos van a servir para el cálculo con la optimización del comportamiento hidráulico para la obtención de la eficiencia.

Los fenómenos de ocurrencia en esta turbina han sido materia de investigación para poder generar científicamente el conocimiento que valide la utilización de toda máquina hidráulica cual es: La Eficiencia.

Los fenómenos hidráulicos que se presentan en esta turbina son de carácter predecible pero también es impredecible que sólo podrían deducirse con la investigación y la experimentación.

En el flujo hidráulico transversal que se da en la turbina se ha introducido el carácter aplicativo de las ecuaciones de Euler para la obtención de la eficiencia; tratando de asimilarlo a la que se aplica en la obtención de la eficiencia de la turbina Cross Flow.

Finalmente se trata de sugerir la geometría de la turbina para su utilización en condiciones que sustituyan por su facilidad de construcción a las turbinas clásicas que son del orden netamente caro.

El autor

Los fenómenos de ocurrencia en esta turbina han sido materia de investigación para poder generar científicamente el conocimiento que valide la utilización de toda máquina hidráulica cual es: La Eficiencia.

Los fenómenos hidráulicos que se presentan en esta turbina son de carácter predecible pero también es impredecible que sólo podrían deducirse con la investigación y la experimentación.

En el flujo hidráulico transversal que se da en la turbina se ha introducido el carácter aplicativo de las ecuaciones de Euler para la obtención de la eficiencia; tratando de asimilarlo a la que se aplica en la obtención de la eficiencia de la turbina Cross Flow.

Finalmente se trata de sugerir la geometría de la turbina para su utilización en condiciones que sustituyan por su facilidad de construcción a las turbinas clásicas que son del orden netamente caro.

El autor

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

El carácter primordial de este trabajo es establecer sus condiciones de funcionamiento es decir sus condiciones de caudal (Q) y altura (H) en un rango de eficiencias óptimas ya que su simplicidad de diseño y bajo costo de manufactura lo hace ideal para ser utilizada en pequeñas y grandes centrales hidroeléctricas.

Esta turbina se puede presentar como una de las mejores alternativas por su sencillez de construcción comparada con la Cross Flow, Pelton, Francis y Kaplan, para su utilización en centrales hidroeléctricas destinadas a la electrificación rural del Perú.

Esta turbina se presenta como una alternativa a disminuir los costos de inversión ya que no necesita para su construcción de una tecnología avanzada, mejorando así su rentabilidad.

El empleo de esta turbina hace pensar que el Perú en un tiempo no muy lejano tenga todas sus zonas electrificadas mejorando así nuestra realidad nacional.

1.1 ANTECEDENTES.

En nuestro país se encuentran bien difundidas las turbinas Pelton y Francis y en algunas zonas la turbina Kaplan, existiendo algunos fabricantes que basan su manufactura en el conocimiento práctico producto de una experiencia adquirida. A nivel nacional como a nivel sudamericano se han difundido trabajos de investigación que han fortalecido el uso de estas turbinas especialmente la utilización de la turbina de flujo Transversal o Turbina Michell – Banki de la cual se han presentado muchos trabajos como los del Ing. A.F. Coz Pancorbo [9], [11] del Ing. C.A. Hernández Bazzo [17], a nivel nacional y a nivel sudamericano, del Instituto Nacional de Energía [18], de J. Gilli, F. Massaro y M. Pagmola [15], de A.R. Marchegiani [23] y otros trabajos como de F. Merry Field y C.A. Mockmore [25], de N.H. Costa Pereira [5], de Costa Pereira y J.E.B. Texeira Borges [6], de K. Ishimatsu, K. Kage y T. Okubayashi [19].

Como vemos existe un enorme interés por difundir una nueva tecnología de una turbina hidráulica que se caracterice por su sencillez.

La presente turbina responde a este interés ya que es de una sencillez sorprendente, pero al mismo tiempo compleja por el flujo hidráulico que se

presenta, la cual nació cuando era estudiante como fruto de una simple observación de un dibujo.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

1.2.1 Formulación del Problema.

1.2.1.1 Recursos Naturales en el País.

El Perú posee a lo largo de su territorio abundantes recursos hidráulicos y topográficos que según visión alemana (1980) el potencial es de 58,000 MW técnico y económicamente aprovechables de los cuales no se usa ni siquiera un 5% ya que los programas de desarrollo del país se han centrado en su mayor parte en la explotación minera concedida a entidades extranjeras las cuales queman miles de galones de combustible fósil al día.

1.2.1.2 Explotación del Recurso Hidráulico.

De las centrales hidroeléctricas no concedidas a entidades extranjera. La central Hidroeléctrica del Mantaro con sus 4 grupos Pelton de 200MW cada uno, no abastece a electrificar ni siquiera a la cuarta parte del país, entonces es necesario plantear la ejecución de proyecto de envergadura que cambien el déficit de la explotación del recurso hídrico.

En lo que respecta a la explotación en micro y mini escalas, estas se presentan vulnerables, debido a su baja rentabilidad, desconocimiento

de tecnología adecuada, carencia de tecnología específica o tecnología adecuada a la realidad del país, ya que no puede prescindir de las turbinas más usadas como son la Pelton y la Francis cuya tecnología eficiente es importada.

En este contexto la turbina de triple efecto se presenta como una alternativa ventajosa ya que no necesita de una tecnología sofisticada para proyectos de gran envergadura ni para proyectos de micro y mini escalas.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 Objetivos Descriptivos.

Presentar describiendo la oferta tecnológica, como la más apropiada para la explotación del recurso hídrico en micro, mini y gran escala.

1.3.2 Objetivo General.

Proponer una turbina que pueda competir tanto en eficiencia como en facilidad de construcción con las turbinas tradicionales (Pelton, Francis, Cross, Flow, Kaplan).

1.3.3 Objetivos Específicos.

Formular y plantear los principios y relaciones que rigen el funcionamiento de las turbinas hidráulicas empleadas en el

aprovechamiento del recurso hidráulico – topográfico en micro, mini y gran escalas para la generación de energía eléctrica.

1.4 HIPOTESIS

1.4.1 Hipótesis Descriptiva.

El aprovechamiento del recurso hídrico en el Perú está fundamentado específicamente en la utilización de las turbinas clásicas (Francis, Pelton, Kaplan, CrossFlow) para la generación en micro, mini y gran escalas de energía, de estas turbinas la turbina Cross-Flow se presenta como la más apropiada por el nivel tecnológico bajo a medio en que nos encontramos, pero la turbina propuesta se presenta con una tecnología mucho más apropiada para nuestra realidad nacional ya que no necesita de una sofisticada operación para su construcción.

1.4.2 Hipótesis General.

Como se trata de una propuesta nueva de turbina, los principios, supuestos y relaciones que rigen el cálculo, diseño y predicen el funcionamiento de las turbinas hidráulicas, tienen que ser aplicables de tal modo que sean debidamente validadas y nos proporcionen una medida casi exacta de su eficiencia, por tanto una revisión de estos principios y supuestos trae consigo la generación de una tecnología disponible y que pueda ser utilizada en una forma rápida y fácil.

1.4.3 Hipótesis Específica.

Las ventajas tecnológicas de la propuesta tecnológica, la turbina de triple efecto, respecto de tecnologías similares se resumen en la obtención de mejores indicadores de operación, resultado de efectuar una aplicación adecuada de principios y supuestos que van a regir su diseño y van a predecir su comportamiento; también la ventaja tecnológica de la propuesta tecnológica se resume en el bajo costo de manufacturación por la simplicidad de su diseño.

CAPITULO 2

TURBINAS HIDRAÚLICAS

2.1 GENERALIDADES

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

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

2.2. EVOLUCIÓN HISTÓRICA

El aprovechamiento de la energía hidráulica siempre ha sido una fuente energética de fascinación para el hombre, en un inicio se empleaban

las ruedas hidráulicas de considerable tamaño y capacidad, y posteriormente las turbinas hidráulicas a partir del siglo XVII, todo esto impulsó el desarrollo de pequeñas industrias que empleaban la energía mecánica generada por estas máquinas hidráulicas, este auge industrial se localiza principalmente en ciertas regiones de Europa y Norte América, donde la industria crecía en gran medida.

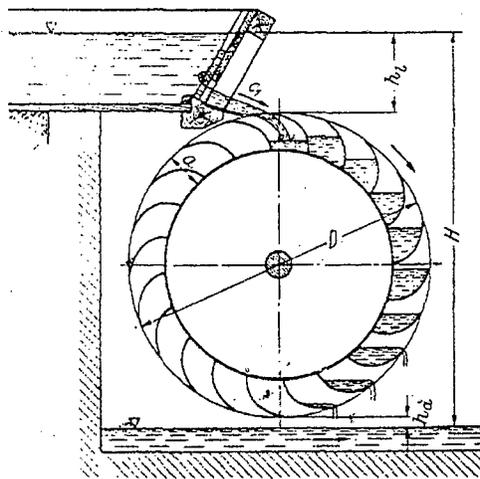


Fig. 49.

Fig. 2.1 Rueda hidráulica con alimentación superior

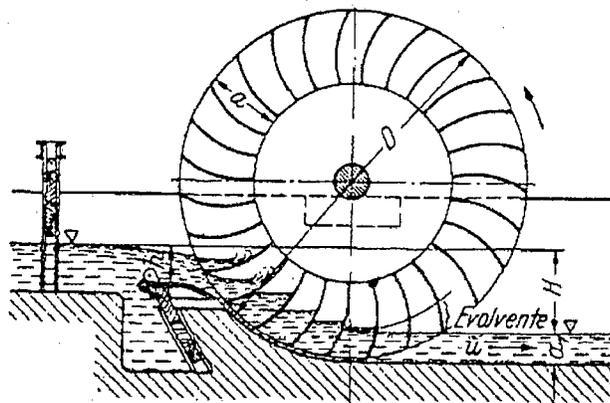


Fig. 2.2 Rueda hidráulica con alimentación inferior

Las ruedas hidráulicas en orden de aparición son la rueda hidráulica de paletas, la rueda hidráulica horizontal, la rueda hidráulica vertical, los molinos flotantes (537 d.C.), los molinos de marea (1130 d.C.) y finalmente las turbinas (1826 d.C.), todas ellas empleada para aprovechar el recurso hídrico, buscando facilitar el trabajo que se realizaba fundamentalmente en las labores relacionadas a la agricultura (molienda de granos, entre otros), estas ruedas obraban principalmente por efecto de la gravedad, por ello fueron fácilmente construidas por el hombre.

Algunos hechos relevantes relacionados al desarrollo y empleo de las ruedas hidráulicas son: la atribución de la construcción de la primera rueda hidráulica de 0.5CV y eje vertical, a los griegos, en el siglo I a C., empleada para obtener harina a través de la molienda de los granos de trigo, una alusión al invento se registra en un documento del año 80 a.C. realizado por Antipartes de Tesalónica, la rueda de eje horizontal y de impulso inferior fue descrito por el arquitecto e ingeniero romano Marco Vitrubio Polión (70 a.C. – 25a.C.) en el siglo I a.C., quien posiblemente recopiló información de tratadistas griegos; en el siglo IV d.C., el molino de Barbegal en Roma fue una de las más grandes construcciones hidráulicas, constituido por 8 ruedas hidráulicas de 2.2 m de diámetro y 0.7 m de ancho, conectadas a molinos de granos, alimentadas con agua transportado por un canal de 2 m. de ancho, 5.6 m. de alto y una pendiente aproximada de 30° cuya producción total diaria de harina se estimaba en 2.8 toneladas, para el año 1086 se registraron en el Reino Unido 5624 molinos de grano que trabajaban con

ruedas hidráulicas.

El primer estudio referente al estudio de las ruedas hidráulicas se atribuye al físico y matemático francés Parents (1666-1716), miembro de la real Academia de Ciencias, quien genialmente predijo una relación óptima entre la velocidad de la rueda y la velocidad de la corriente del agua, el primer intento de formular la base teórica para el diseño de ruedas hidráulicas en el siglo XVIII corresponde al Ing. Civil británico John Smeaton, que demostró que la rueda de empuje superior era más eficaz, sin embargo, el Ing. Militar francés Jean Victor Poncelet diseño una rueda de empuje inferior cuyas palas curvadas aumentaban el rendimiento casi un 70%, otros estudios teórico-matemáticos fueron realizados por Leonardo da Vinci (1452-1519) Galileo Galilei (1564-1642), René Descartes (1596-1650), entre otros.

Las desventajas principales que presentaban la ruedas hidráulicas en su diseño y funcionamiento eran: bajo rendimiento, velocidad de rotación muy lenta (4 a 10 RPM), aprovechamiento solo de la circunferencia de la rueda; estudios de las ruedas hidráulicas posteriores, dieron como resultado la construcción de ruedas de impulso y de reacción predecesoras de las turbinas, cuya ventaja principal fue la de aprovechar la energía cinética del agua y por tanto resultaron ser de menor tamaño.

Es estudio de las turbinas tienen su origen en el año 1754, cuando Leonhard Euler (1707-1783) publica su famosa memorias de Berlín sobre maquinaria

hidráulica, en la que expone su teoría sobre las máquinas de reacción y se presenta por primera vez la ecuación fundamental de las turbomáquinas, deducida al igualar la variación de la cantidad de movimiento del fluido en su paso por el rotor, con el par que se generaba, inclusive Euler propuso su propia máquina hidráulica que trabajaba empleando la impulsión de varios chorros de agua.

Hasta el año en que Euler desarrolló su teoría, el término turbina no se empleaba, fue el Ing. Teórico Francés Claude Burdin, profesor de la escuela de minas de Saint Etienne, en su célebre obra de la academia de Ciencias "Teoría de Turbinas hidráulicas o máquinas rotatorias a gran velocidad, quien acuñó por primera vez la palabra turbina para el vocabulario técnico, palabra que proviene del latín turbo-inem que significa rotación o giro, como parte de un análisis teórico o en que se daba una gran importancia a la velocidad de rotación.

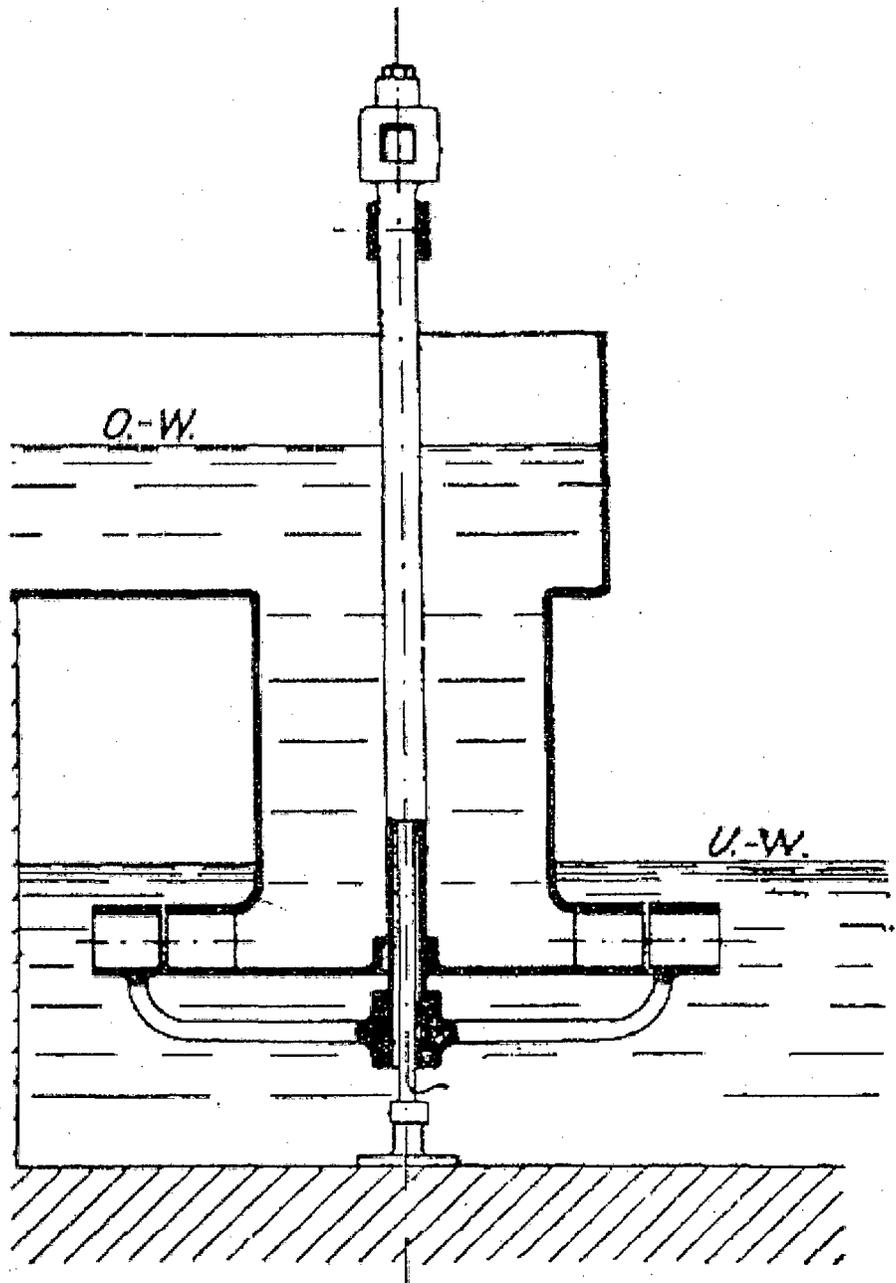


Fig. 2.1 Turbina Fourneyron:

O.W., nivel de aguas arriba;

U.W., nivel de aguas abajo

La primera turbina fue inventada en Francia en 1826, por el ingeniero Benoit Fourneyron (1802-1867) motivado por el concurso convocado por una sociedad científica que estimulaba el desarrollo de la industria nacional de Francia, y obteniendo el premio del "mejor diseño industrial de la rueda hidráulica, con su diseño denominado Turbina Fourneyron, adoptando la palabra turbina concebida por su profesor Burdin, su diseño consistía en dos ruedas hidráulicas concéntricas (la rueda interior era estacionaria y la rueda exterior era móvil), Benoit Fourneyron, predijo que su máquina alcanzaría una eficiencia del 80% pero cuando fue construida y puesta en marcha en 1827, debido a la disminución de la carga, el flujo centrifugo provocó inconvenientes no consiguiendo su objetivo; posteriormente la turbina fue mejorada y en 1835 fue instalada la primera turbina Fourneyron para uso industrial.

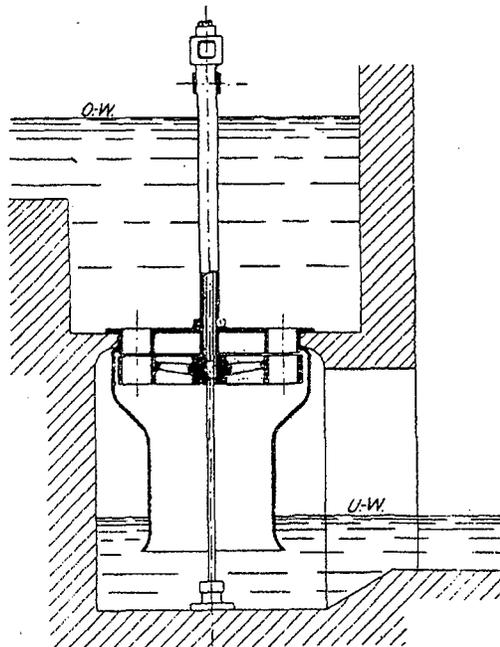


Fig. 2.4 Turbina Henschel – Jon. Val:

O. W. nivel de aguas arriba; U.-W., nivel de aguas abajo.

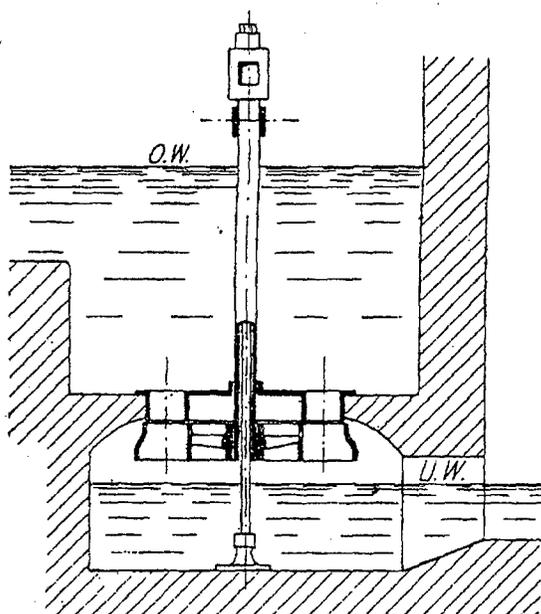


Fig. 2.5 Turbina Girard: O.W. nivel de aguas arriba; U.W., nivel de aguas abajo

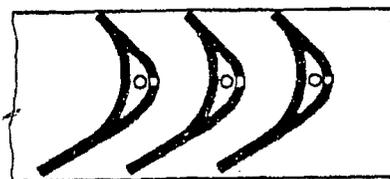


Fig. 2.6 Rodete de una turbina Girard límite

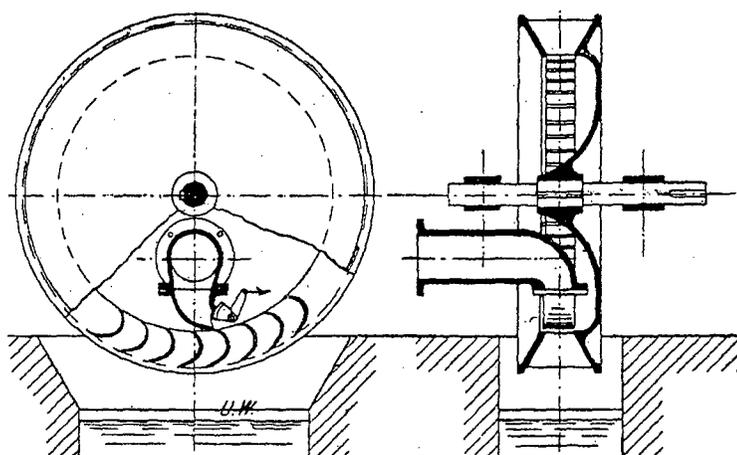


Fig. 2.7 Turbina Schwamkrug

Hasta 1837 se inventaron y desarrollaron la turbina de Heushell y la turbina de Jonval como competidoras de la turbina Fourneyron como turbinas de reacción, posterior a estas fechas también se desarrollaron otras máquinas

hidráulicas, como la turbina de Fontaine, la turbina Schwamkrug inventada en 1850 y clasificada como turbina de acción radial y centrífuga, la turbina Girard inventada en 1863 clasificada como turbina de acción e inyección total, que alcanzó gran difusión en Europa; todas estas máquinas lograron sobrevivir y es posible que aún se encuentren operando pero dejaron de ser construidas por las siguientes razones fundamentales:

- Rendimiento bajo, a cargas parciales, una eficiencia del 70 al 75% a plena carga y del 50 al 55% con el 50% de la carga.
- Velocidad de giro muy lenta y por ende.
- Potencia específica (potencia por unidad) muy baja.

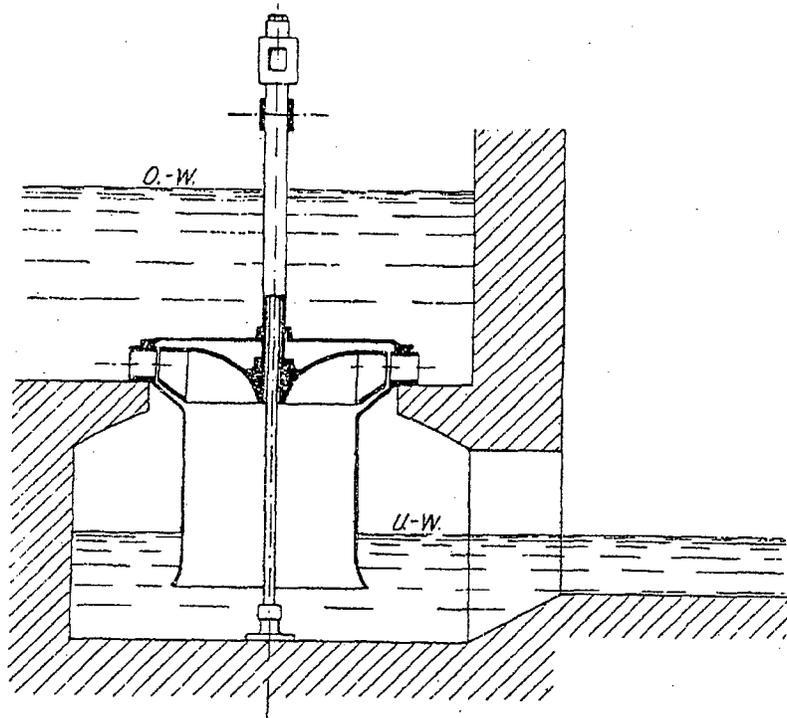


Fig. 2.8 Turbina Francis

La turbina Francis fue propuesta por el francés Jean Poncelet Delgado en 1820 patentada por el americano Samuel B Howal en 1838 y popularizado

por James B Francis en 1860, esta turbina emplazó a las ruedas hidráulicas empleadas hasta ese entonces y sobresalió por su performance, entre las turbinas existentes hasta ese año.

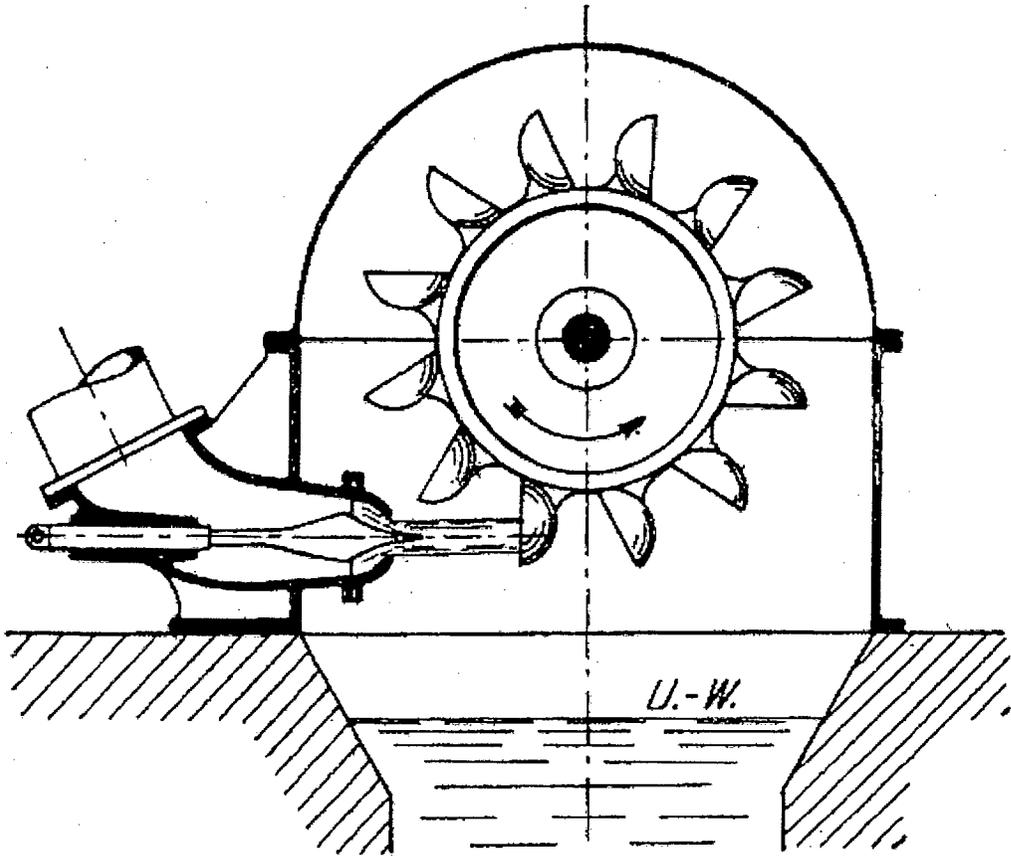


Fig. 2.9 Rueda tangencial Pelton

La turbina de Pelton fue concebida por el Ing. de minas en California, Lester Allen Pelton en 1870 después de observar la aceleración e inclusive hasta el estallido de una rueda hidráulica de álabes cóncavos, golpeados accidentalmente por un rocío de agua; la fabricación industrial empezó a partir de la década de 1880.

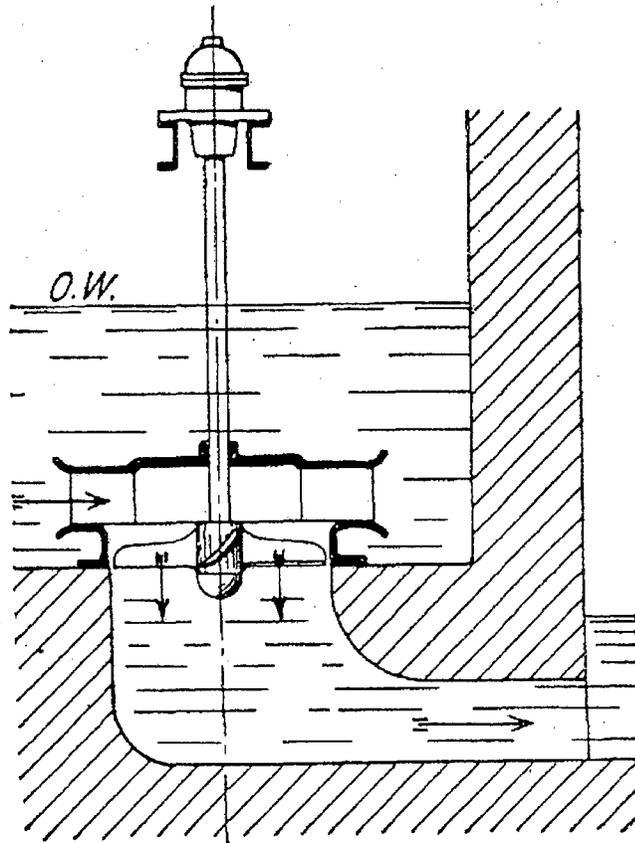


Fig. 2.10 Turbina Kaplan

La turbina Kaplan fue propuesta del austriaco Víctor Kaplan en 1910 en su afán de mejorar el rendimiento pobre de la turbina Francis, en el caso de saltos bajos, la primera turbina Kaplan fue instalada en una fábrica textil de Velm Osterreich en 1919, el desarrollo de la turbina Kaplan, detenido por el fenómeno de cavitación hasta 1926, cuando una sociedad Sueca resuelve el problema al diseñar un Servo-motor para los álabes modificando su posición en función de la carga.

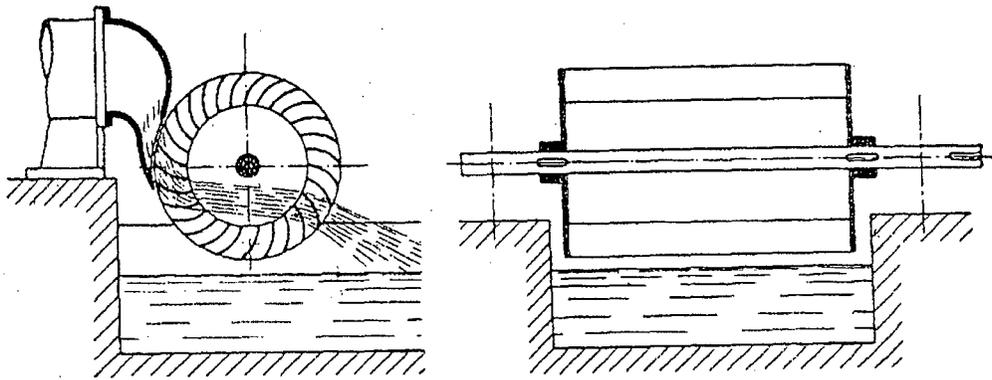


Fig. 2.11 Turbina Michell Banki original

La turbina Michell - Banki fue inventada por el Ing. George Michell en 1903 y estudiado por el Ing. Hungaro Donat Banki 1917-1919. El museo de Munich en Alemania exhibe una turbina concebida por Donat Banki (1859-1922) con $d=8''$, ancho = $4''$ y 40 álabes.

La turbina fue perfeccionada posteriormente tanto hidráulica como mecánicamente por la casa Ossberger (Baviera Alemania Occidental), incluye el tubo de succión para mejorar el aprovechamiento del recurso y patenta muchos diseños y la gran difusión que la turbina tiene hoy en día puede atribuirse a esta casa.

Actualmente puede atribuirse como una turbina límite, en parte como turbina de impulso y en parte como turbina de reacción, fue diseñada como una turbina de presión constante o turbina de acción.

El desarrollo de las turbinas se puede sintetizar en tres periodos:

- a) El primer período o período de gestación, el cual se extendió durante todo el siglo XVIII.
- b) El segundo período, abarca parte del siglo XIX y los primeros años del siglo XX tiempo en el que se inventaron la mayoría de las turbinas y es finalmente.
- c) El tercer periodo o periodo del desarrollo tecnológico de las turbinas.
El lento progreso de las ruedas hidráulicas y de las turbinas hidráulicas se explican en el hecho de que las máquinas hidráulicas debían ubicarse en las riveras de los ríos para aprovechar la energía como el vapor que podían instalarse en cualquier lugar, sin embargo la evolución de la ciencia eléctrica permitió el auge de las plantas hidroeléctricas y el perfeccionamiento de las turbinas hidráulicas.

2.3. TURBINAS PELTON

En las turbinas de acción se convierte previamente la energía de presión del fluido en energía cinética, creando un chorro libre en la atmósfera, desviando el chorro, apareciendo por ello un para sobre el que se utiliza para extraer la energía.

2.3.1 Invención

La turbina de chorro libre fue inventada alrededor de 1880 por Lester Pelton, quien después le dio su nombre. Por lo tanto, la materialización más común de este tipo de máquinas es la turbina Pelton, son máquinas robustas y simple, capaces de un buen

rendimiento.

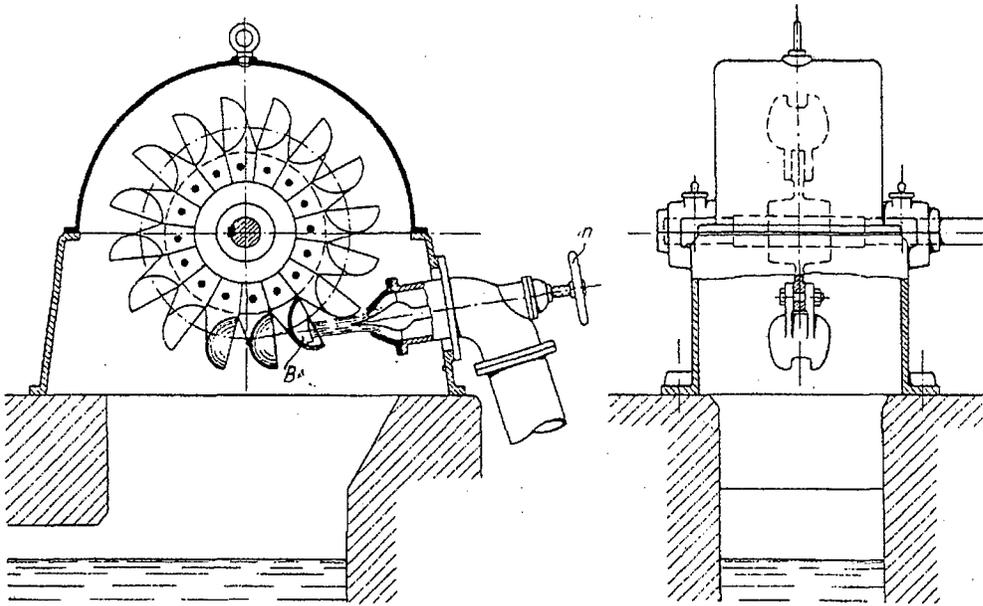


Fig. 2.12 Rueda tangencial (n regulación a mano. B paleta de sección)

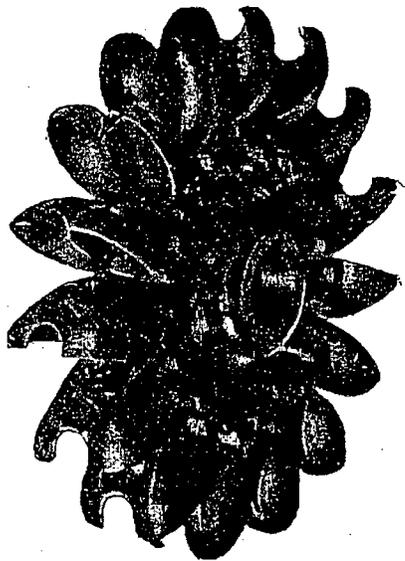


Fig. 2.13 Rodete de turbina tangencial, con paletas para chorro de sección circular; construcción de la casa Breuer (Hoechst a.M.)

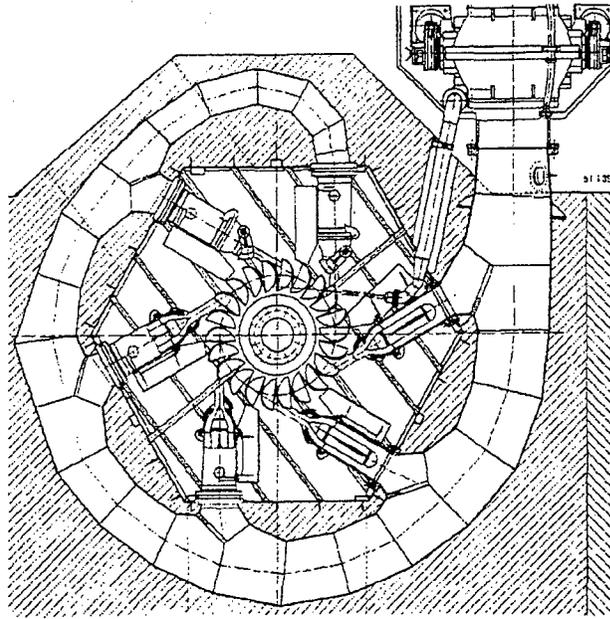


Figura 2.14 Rodete de turbina Pelton de 6 inyectores.

El chorro se crea por medio de una tobera estacionaria convergente cónica, denominada inyector, este inyector va dotado de un espiga central axilsimétrica capaz de moverse axialmente, la cual controla el área de paso. En la figura se puede apreciar, estando actuada da una de ellas por una palanca. Se utiliza para evitar la carga de la turbina.

El inyector hace incidir la corriente tangentemente al rotor, ocurriendo la deflexión del chorro sin concurrencia de una variación global de radio significativa y en media en un plano paralelo al eje del rotor y conteniendo al eje del inyector.

Con el objeto de aumentar la potencia de una misma turbina, con un

determinado salto hidráulico, se añaden más inyectores repartidos en la periferia, pudiendo llegar a 6 en turbinas de gran tamaño. Un número excesivo de inyectores ocasiona una pérdida de rendimiento por interferir mutuamente sus flujos, tanto al ser deflectados como al caer el agua.

El rotor está constituido por un disco que soporta unas cucharas con doble cavidad, periódicamente dispuestas en su periferia. La mejora más significativa hecha por Pelton fue introducir las cucharas dobles simétricas. Mediante un nervio central rígido están diseñadas para deflectar hacia ambos lados del disco el chorro con las máximas pérdidas posibles, y con la simetría resultante evitar fuerzas laterales sobre el disco, aunque ocurre también una deflexión en el plano del disco.

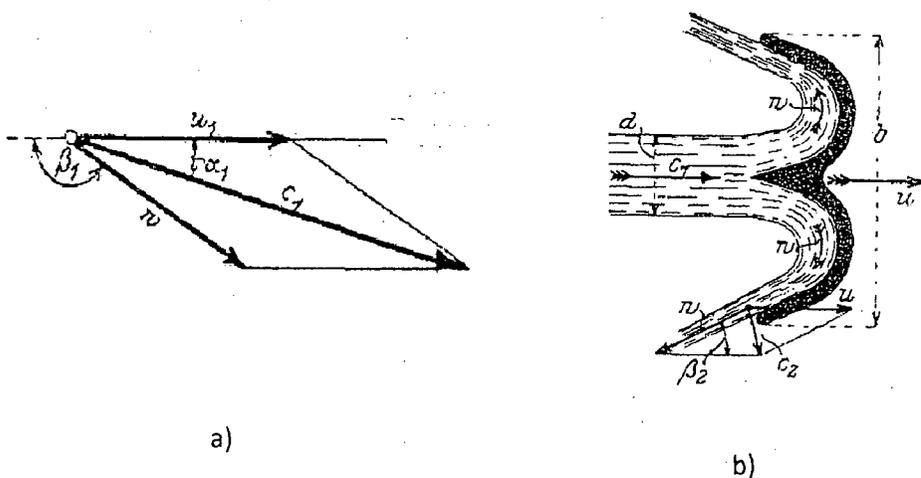


Figura 2.15 Descomposición de velocidades en las paletas de una rueda Pelton

Estas cucharas están rebajadas en su extremo más externo al objeto

de evitar interferir con la cuchara que recibe el chorro plenamente. Debido a la periódica entrada y salida en carga de las cucharas su resistencia a la fatiga es importante y el par ejercido sobre el eje oscila periódicamente una pequeña cantidad. El rotor puede ser de eje horizontal o vertical. Las horizontales no suelen disponer de más de 2 inyectores.

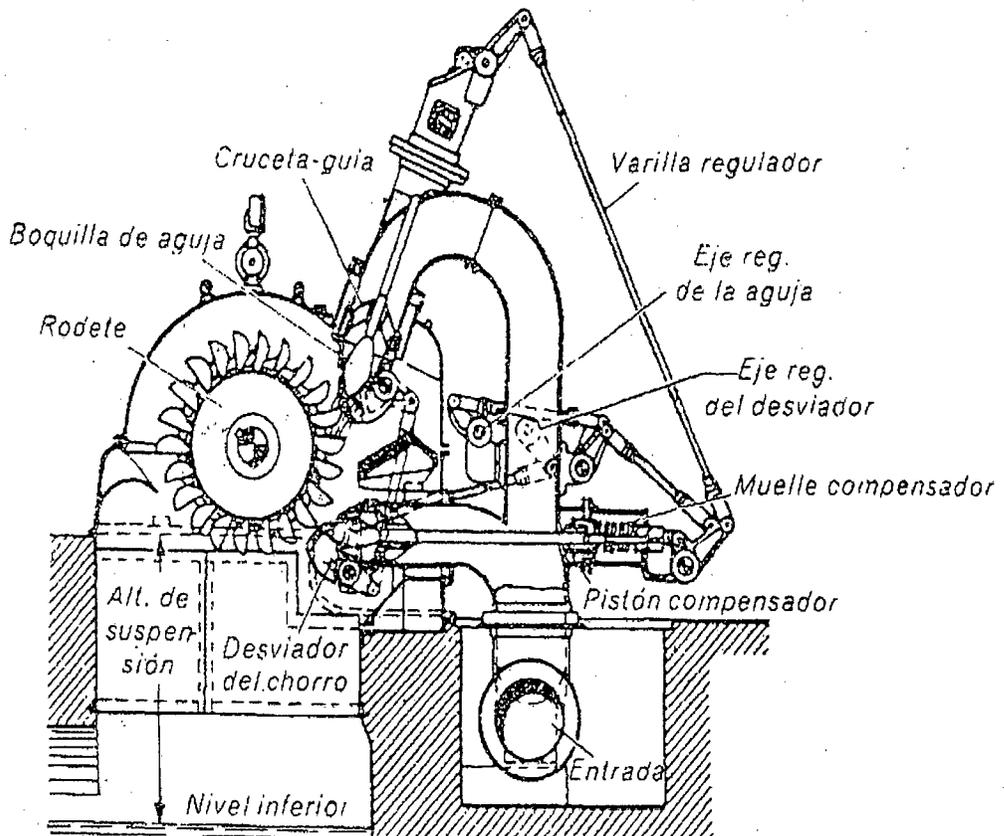


Fig. 2.16 Rueda tangencial con dos boquillas de J.M. Voith

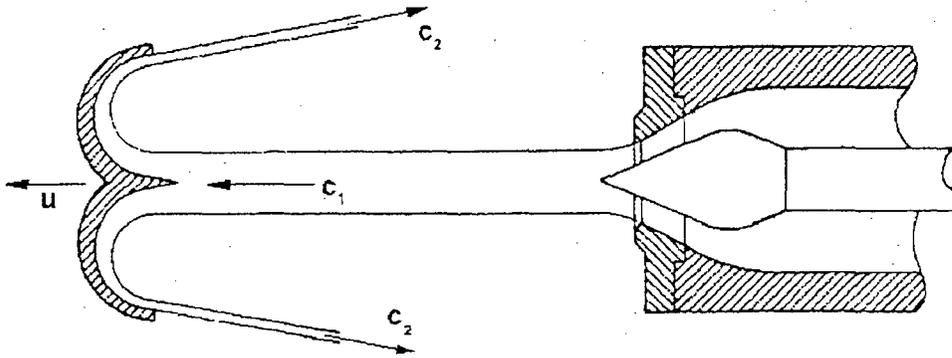


Figura 2.17 Impacto del chorro en la paleta

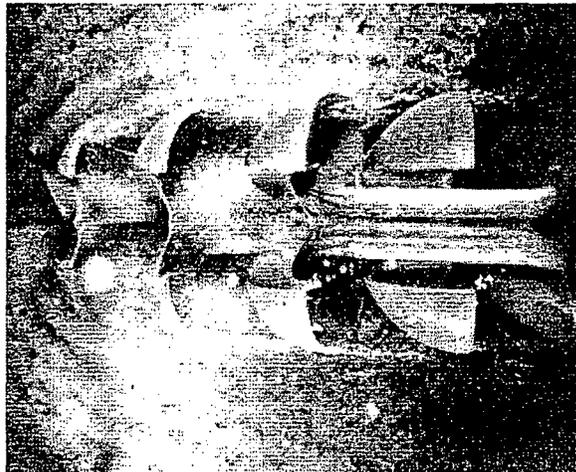


Figura 2.18 Impacto correcto en la paleta

en las grandes instalaciones hidroeléctricas este tipo de turbinas solo es considerada para alturas mayores a 150 metros. Para aplicaciones en micro hidroenergía puede ser usada para saltos muchos menores. Por ejemplo una turbina Pelton que gira a una alta velocidad de rotación puede ser usada para generar Kw con alturas inferiores a 20 metros. Para potencias más grandes la velocidad de rotación disminuye y el rotor se hace muy grande.

2.3.2. Principios

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

Debido al gradiente favorable de presión el flujo será laminar y muy aproximadamente ideal e incompresible, por lo que la fórmula de Bernoulli aplicada entre la tubería de llegada en la cual existe una altura neta H_n y la sección de salida a la atmósfera ($P = 0$) nos permite predecir la velocidad de salida C_o :

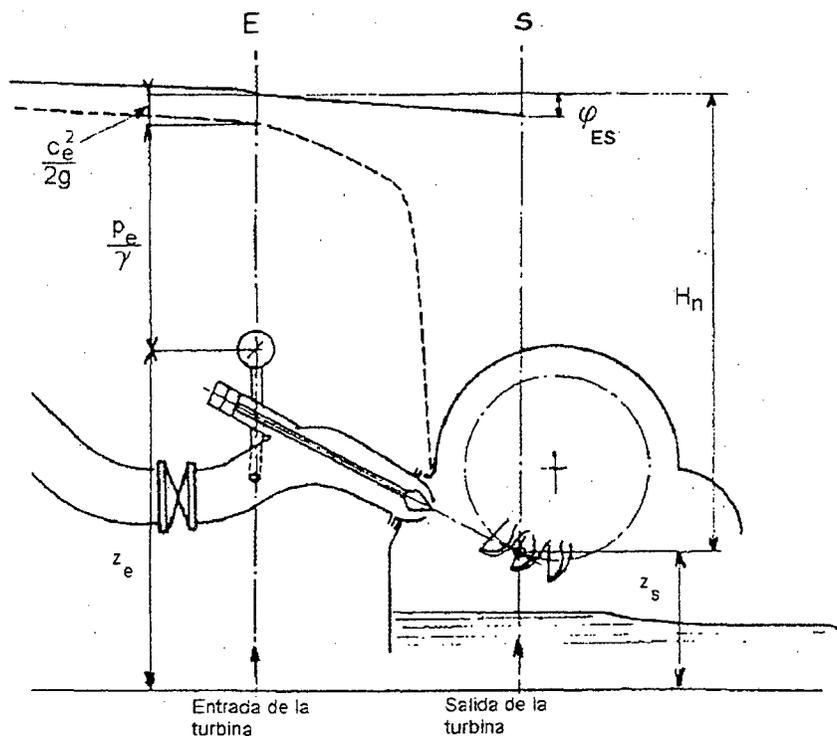


Fig. 2.8 Dirección tangencial del chorro

En la salida del inyector

$$H_i = \frac{C_0^2}{2g} + 0 \Rightarrow C_0 = \sqrt{2gH_i} \quad (2.1)$$

En la tubería antes del inyector

$$H_n = \frac{C_e^2}{2g} + \frac{Pe}{\gamma} \quad (2.2)$$

donde Pe , γ , g y C_e son respectivamente la presión estática manométrica, el peso específico, la aceleración de la gravedad y la velocidad media de la tubería, justo antes del inyector.

Debido a la ineludible disipación en las capas límite de las paredes del inyector la velocidad real media obtenida en el chorro C_0 resulta inferior, lo que suele tener en cuenta a través de un rendimiento de la tobera k_c (denominado a asimismo coeficiente de flujo o coeficiente del inyector):

$$C_0 = k_c \sqrt{2g \cdot H_n}$$

Este rendimiento es generalmente muy próximo a la unidad, pues el diseño se realiza para obtener un chorro sólido y con las menores pérdidas a cualquier grado de apertura, salvo con aperturas muy pequeñas, debido a la elevada relación perímetro a sección de paso resultante a la salida.

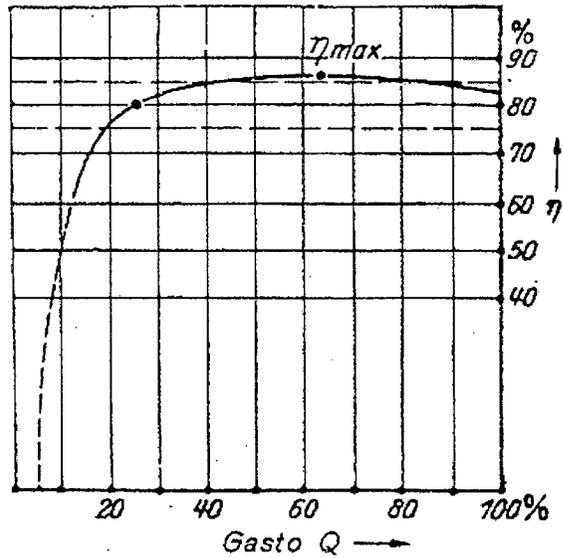


Fig. 2.20 Curva de eficiencia de la turbina Pelton

El agua pegará en las cucharas de la rueda Pelton y una fuerza F se ejercerá sobre ellos. Esta fuerza F producirá un momento en la rueda que multiplicado por la velocidad angular de la rueda se traducirá en la potencia mecánica en el eje de la turbina. El agua saldrá de los alabes con una velocidad C_2 . Para desalojar el agua perderemos la caída libre de la misma, entre el eje del chorro y el nivel aguas abajo.

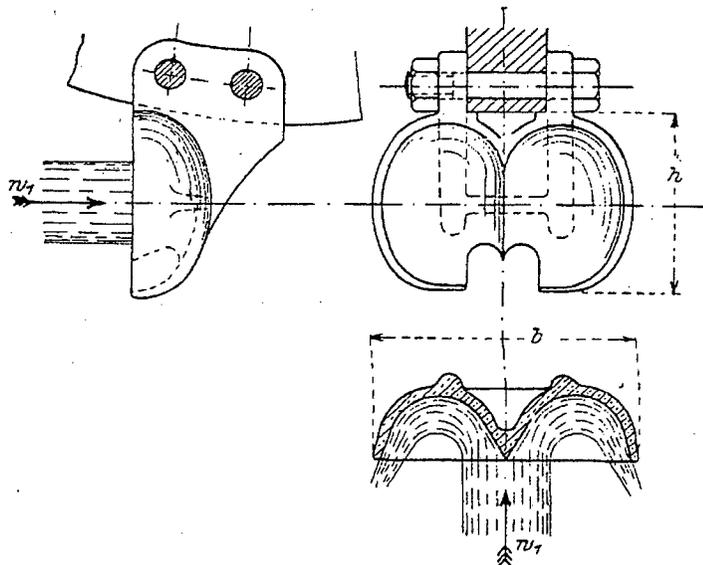


Fig. 2.21 Paletas de rueda Pelton para vena de sección circular

2.3.3. Ecuaciones

La fuerza ejercida en la cuchara dependerá de la velocidad de esta con respecto al agua y las direcciones de entrada y salida del agua.

$$F = \frac{\gamma Q}{g} (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (2.4)$$

$$\text{Si } C_1 = C_2, \alpha_2 = 180^\circ \quad (2.5)$$

$$F = \frac{\gamma Q C_1}{g} (1 - (-1)) = 2 \frac{\gamma Q C_1}{g} \text{ y si } Q = C \cdot A \quad (2.6)$$

$$F = 2 \frac{A C_1^2}{g} = k_c^2 (2 \frac{\gamma}{g} A \cdot 2g H_n) \quad (2.7)$$

Es decir, si el inyector no tuviese pérdidas y $k_c^2 = 1$, la fuerza ejercida sería igual a cuatro veces la fuerza estática ejercida en el área A.

La fuerza será máxima en ese caso cuando la cuchara esté en reposo, $U_2 = 0$ y $\alpha_2 = 180^\circ$, es decir la turbina no se mueve. La fuerza valdrá cero cuando la cuchara tenga la misma velocidad que el agua, $C_1 = u$. Habrá una relación c_1/u para la cual tengamos la máxima transmisión de potencia.

Si el agua se desvía a 180° tendremos:

$$F = 2\gamma \frac{Q}{g} (C_1 - u) \quad (2.8)$$

La potencia transmitida será:

$$P = 2\gamma \frac{Q}{g} (C_1 - u)u = 2\gamma \frac{Q}{g} (C_1 \cdot u - u^2) \quad (2.9)$$

Derivando la potencia con respecto a u para hallar un máximo se tiene:

$$\frac{dP}{du} = 2\gamma \frac{Q}{g} (C_1 - 2u) \quad y \quad (2.10)$$

$$\frac{d^2P}{du^2} = -4\gamma \frac{Q}{g}, \quad (2.11)$$

Por lo tanto la relación $u = \frac{C_1}{2}$ obtenida de la ecuación (9) nos dará un máximo.

Curvas de potencia, cupla, rendimiento o altura variable.

Si se trabaja como se hizo arriba sin hacer ninguna consideración sobre los ángulos y las velocidades, y utilizando el concepto de coeficientes de velocidad (k_{c0}, k_u) ya vistos en este curso, se llega a las siguientes expresiones del Momento y del Rendimiento.

$$M = \gamma Q \sqrt{\frac{H}{2g}} D (k_{c0} - k_u) (1 + \cos\beta_2) \quad (2.12)$$

$$n_h = \frac{k_{c0}^2 (1 + m \cos\beta_2)}{2} \quad (2.13)$$

Estas expresiones pueden llevarse a un gráfico en función de k_u con lo que obtiene lo siguiente:

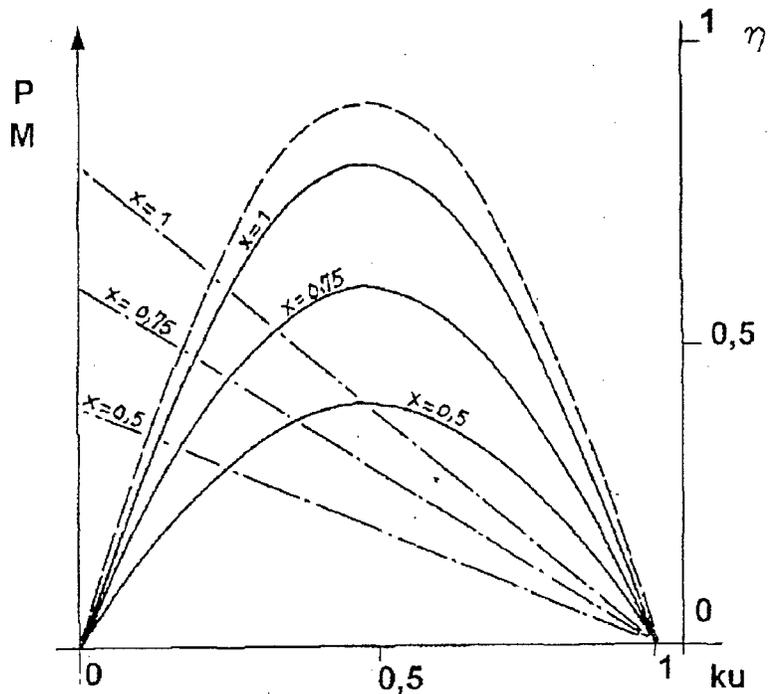


Fig 2.22 Curvas de potencia, cupla y rendimiento

En esta figura las líneas de trazo y puntos corresponden al momento, las líneas continuas corresponden a la potencia y la línea de trazos corresponde al rendimiento hidráulico. La x representa la apertura relativa del distribuidor.

De las expresiones anteriores pueden extraerse las siguientes consecuencias:

2.3.4. Rendimiento

El rendimiento hidráulico, con máquina actuando con grado de admisión y altura de suministro constante tiene una dependencia parabólica si los coeficientes son constantes.

Coincide el punto de máximo rendimiento (eficiencia) con el punto de máxima productividad, lo cual es conveniente económicamente. Los resultados de los ensayos muestran que la velocidad óptima, que corresponde al mejor rendimiento son obtenidos para $0.41 < k_u < 0.5$.

El rendimiento es nulo a máquina parada, así como una velocidad a la que anule el par útil, pues la energía extraída del chorro se invierte exclusivamente en las pérdidas mecánicas.

La altura hidráulica disponible en un salto es prácticamente fija pues aunque el nivel en el azud pueda cambiar, estas turbinas resultan aplicables a casos en que la altura hidráulica total es grande, por lo tanto generalmente bastante mayor que aquella. De ello resulta una velocidad de inyección prácticamente constante y como el régimen de giro de los alternadores es fijo, el diámetro de la turbina queda determinado, si se desea actuar en las proximidades del óptimo (salvo que se cambie el número de polos de la máquina eléctrica).

En estas condiciones la carga se regula con el grado de apertura, lo que ocasiona un cambio en m sin alterar substancialmente el parámetro de velocidad, actuando la máquina en condiciones de mayor rendimiento posible. Estas turbinas son valoradas especialmente por su cualidad de operar con elevados rendimientos a cargas parciales.

La necesidad de velocidad de giro moderado de los generadores hace que estas turbinas en pequeños tamaños se puedan adaptar tanto a grandes como a pequeños saltos, cambiando simplemente su diámetro, pues no aparecen problemas estructurales por la fuerza centrífuga, aunque este sea grande.

En grandes tamaños, la necesidad de velocidades moderadas de los alternadores hace que aparezca el problema de que el aumento correspondiente de tamaño de las cucharas puede ser tal que con un salto pequeño interfieran demasiado entre sí por resultar el diámetro exiguo.

La solución radica en agregar inyectores, aunque para saltos lo suficientemente pequeños resulta más adecuado pasar turbinas de reacción. Ello es debido a la capacidad limitada de potencia de las turbinas Pelton con saltos bajos en comparación con las otras, por su admisión parcial.

2.3.5. Campo de operación

Las turbinas Pelton tienen una capacidad de operar con grandes alturas, lo que resulta dificultoso con turbinas Kaplan o Francis por la aparición de la cavitación. Típicamente se usan en aplicaciones medias y grandes con saltos hidráulicos a partir de 90 m. En aplicaciones pequeñas y muy pequeñas se emplean en saltos menores.

Grado de reacción de las turbinas Pelton.

Según la teoría de las turbomáquinas, pueden relacionar la cupla en el eje de una turbina con el salto o altura rotórica (altura útil), arribando a la ecuación de Euler para turbomáquinas, de la cual una de sus formas es la siguiente:

$$g \cdot H_r = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (2.14)$$

El primer término de esta ecuación representa la variación de energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la máquina; el segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma; el tercer término, finalmente traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada

y la salida. Por lo tanto el primer término es energía cinética y las otras dos energías de presión, es decir:

$$g \cdot H_r = g \cdot (H_{din} + H_{est.}) \quad (2.15)$$

El cambio energético está formado por un término que podemos llamar dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión, que denominaremos estático. El grado de reacción es la relación entre la energía estática que transforma dentro del rotor y la energía total, o sea:

$$G_r = \frac{H_{est.}}{H_{tot.}} \quad (2.16)$$

En las turbinas de "acción" el grado de reacción es igual a cero, es decir que se puede demostrar que $p_1 = p_2$, o sea que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante. En definitiva en este caso, a la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica.

2.3.6. Construcción

Características constructivas y dimensionamiento.

Las dimensiones de la rueda, así como la de las cucharas y del inyector, dependen fuertemente del diámetro del chorro que sirve como parámetro de diseño. La velocidad de entrada c es, de acuerdo al principio del rotor de impulso, "muy aproximada a la velocidad de caída libre bajo el salto H "

$$c_1 = k_c \sqrt{2g \cdot H_n} \quad (2.17)$$

El diámetro del chorro resulta entonces:

$$d = \frac{4.Q}{\pi.c_1} \quad (2.18)$$

donde Q es el caudal por chorro. La velocidad u de rotación del círculo tangente al eje del chorro resulta algo menor que $\frac{1}{2} c_1$. Se toma:

$$u = 0.43a0.47\sqrt{2g.H_n} \quad (2.19)$$

El valor $u = 0,43$, corresponde a las ruedas de número específico más elevado.

Los límites extremos de la relación d/D , se sitúan respectivamente entre $1/80$ y $1/6$ y en los dos casos el funcionamiento es defectuoso. En el primero, el agua recorre un camino relativamente muy largo antes de entrar en el contacto con la cuchara y en el segundo el escurrimiento dentro de la cuchara es muy deficiente. Por relaciones de similitud se puede sacar que, aproximadamente:

$$n_s = 70. \left(\frac{d}{D}\right) \quad (2.20)$$

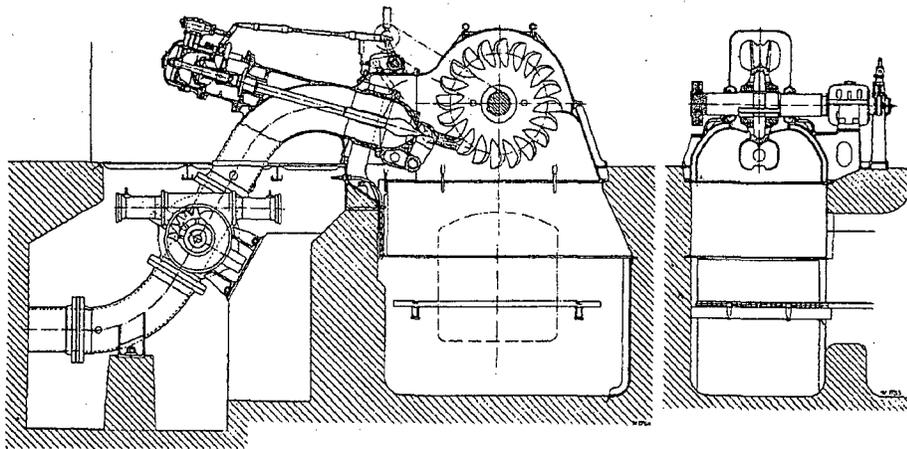
Para números específicos mayores de 10, se prefiere usar o bien 2 o más inyectores por rueda o bien dos ruedas acopladas en un solo árbol y a un mismo generador.

La primera disposición se presenta para montaje a eje horizontal o vertical. La segunda sólo se utiliza para montajes a eje horizontal.

En principio, el tipo de montaje de un a o dos ruedas a eje horizontal con una sola tobera por rueda, debería ser el más eficiente, porque el agua puede llegar a la rueda en forma prácticamente rectilínea y no existe el problema de la evacuación del agua de la parte superior de las cucharas, que representa en los montajes a eje vertical. Sin embargo son cada vez más comunes las Pelton de gran potencia con eje vertical y cuatro, cinco o seis inyectores. El cuidadoso estudio sobre modelos reducidos década caso particular, ha permitido obtener diseños de este tipo de elevado rendimiento.

Para que la aguja pueda ser accionada, si el servomotor es exterior, es preciso que el vástago de accionamiento penetre en la tobera a través de un codo, con la consiguiente complicación hidráulica. Por ello, si la máquina es suficientemente grande, se prefiere actualmente colocar el servomotor dentro del mismo de la tubería, con lo que se consigue una entrada rectilínea.

En cuanto a las cucharas, antiguamente se las montaba abulonadas individualmente a una rueda central. Se suponía así facilitar el reemplazo de la o las cucharas que se averiaban. Ocurre, sin embargo que las causas casi únicas de avería son las provenientes de la erosión, por la acción del material sólido que puede transportar el agua o por la cavitación, y por lo tanto la destrucción de las



TURBINAS DE CHORRO LIBRE

Fig. 2.24 Turbina de chorro libre de 7500 caballos ($H = 420$ m)

En el diseño del inyector deben procurarse dos objetivos:

- a) El chorro debe ser "sólido", uniforme y libre de espuma superficial con cualquier grado de abertura del inyector.
- b) El sistema de cambio de caudal debe poseer la sensibilidad necesaria para una buena regulación.

La forma y pulido adecuado de la tobera impiden la formación de remolinos y vórtices que originan la dispersión del chorro. Por ello se trata de mantener baja la velocidad de llegada. La convergencia suave de la tobera es favorable para evitar remolinos, pero en cambio por la mayor longitud aumenta la resistencia superficial.

Por otra parte una tobera suavemente convergente, permite a la aguja una carrera larga, conveniente para una buena regulación.

Dos objetivos deben también llenarse en el diseño de las cucharas:

- a) El paso entre cucharas debe ser tal que toda el agua que sale del inyector pueda ser interceptada y desviada.
- b) La forma de la cuchara debe ser tal que:
 - b1) el chorro entre la cuchara suavemente y sin choques, desde el instante en que el extremo de su cuchilla corta el chorro hasta aquel en que la última partícula es desviada;
 - b2) cada partícula de agua correrá sobre la superficie de la cuchara sin cambios bruscos de dirección;
 - b3) la deflexión relativa debe ser tan cercana a los 180° como sea posible, permitiendo solamente la velocidad lateral necesaria para llevar el fluido fuera de la rueda.;
 - b4) la velocidad de salida debe ser tan pequeña como sea posible, para obtener el máximo aprovechamiento de la energía disponible.

Las paletas difieren solo en detalles en cuanto a diseño de una fábrica a otra y las semejanzas son tales que las principales dimensiones pueden darse como promedios en relación al diámetro del chorro.

Teóricamente el ángulo de entrada debe ser cero; en la práctica el ángulo de la cuchilla varía entre 15° y 30°. El ángulo β del borde de salida, varía a su vez entre 4° y 7°

2.4. TURBINA FRANCIS

2.4.1 Generalidades

La turbina Francis es un motor hidráulico de reacción, que se emplea para caudales y alturas medias.

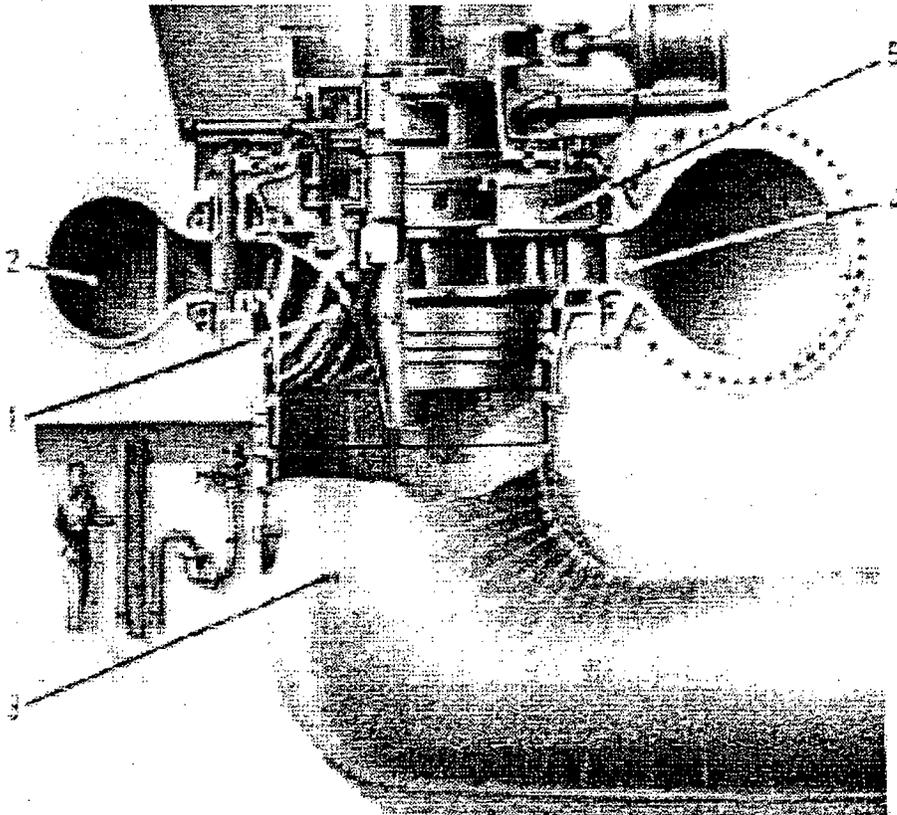


Figura 2.25 Turbina Francis de eje vertical

En la figura 2.10 está representada en semicorte axial una turbina NEYRPIC, de 100.000 CV de potencia, 333 r.p.m. para un salto de 179 m. Se puede apreciar el rodete o parte móvil de turbina constituido por un cierto número de paletas a álabes que oscila entre 16 y 21 y depende del tipo de construcción.

2.4.2. Cinemática del flujo

El agua procedente de la tubería forzada entra perpendicularmente al eje de la turbina y sale paralela a él. La parte por la que entra el agua en la turbina se denomina cámara de descarga, la que está indicada por 2 en la figura. El agua después de pasar por el rodete, impulsando a éste y haciéndolo girar, sale por un tubo denominado tubo de aspiración (3 en la figura).

Para regular el caudal de agua que entra en el rodete se utilizan unas paletas directrices situadas en forma circular, y cuyo conjunto se denomina distribuidor (4 en la figura). Cada una de las paletas directrices se mueve sobre un pivote, de tal forma que se llegan a tocarse en la posición de cerrado, en cuyo caso no entra agua en el rodete y tienen sus caras casi paralelas en la posición de abierto, en cuyo caso el caudal de agua recibido por el rodete es máximo. El conjunto de paletas directrices del distribuidor se accionan por medio de un anillo móvil (5 en la figura), al que están unidas todas las paletas directrices, y este anillo móvil a su vez está accionado por el regulador de velocidad de la turbina. Esto se puede apreciar en la figura siguiente una turbina Francis vista desde abajo; donde (1) es el rodete de la turbina, unido al eje (2) de la misma.

Las paletas del distribuidor están representadas por (3) y (4) expresa los pivotes sobre los que giran dichas paletas; en la figura, las paletas del distribuidor están casi totalmente abiertas.

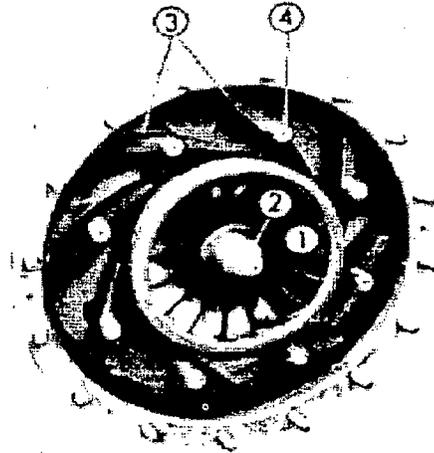


Figura 2.26 Paletas directrices

La turbina Francis representada anteriormente es de eje vertical; también se construyen turbinas Francis de eje horizontal, tal como la representada en las figuras 2.12 y 2.13, se trata de una turbina ESCHER WYSS de 72.300. kW y 750 r.p.m. para un salto de 522 m; en este caso la cámara de descarga rodea verticalmente el rodete, mientras que la cámara de aspiración sigue siendo vertical, como en el caso de la turbina Francis de eje vertical.

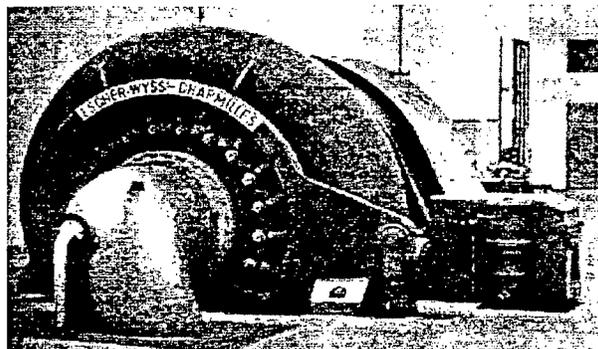


Fig. 2.27 Turbina Francis de eje horizontal

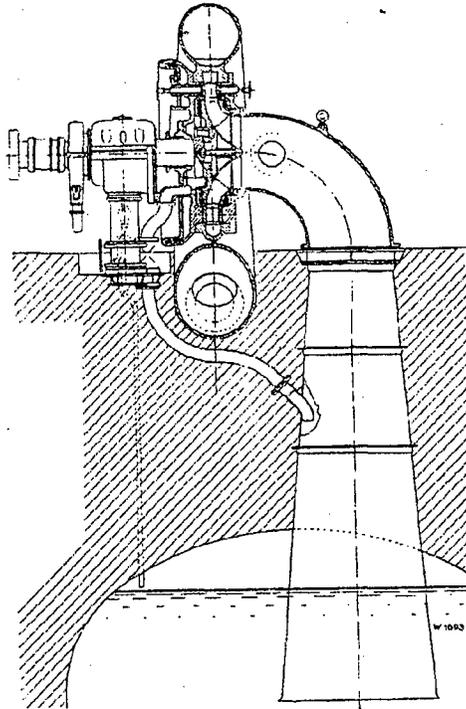


Fig. 2.28 Gran turbina en espiral de 7500 caballos, de Escher Wyss

Para ver la elección de una turbina Francis de eje horizontal o de eje vertical, se tienen en cuenta diversos criterios.

La turbina Francis de eje horizontal representa las siguientes ventajas:

- a. Separación completa de la turbina y el generador
- b. Disposición ventajosa de la sala de máquinas ya que la turbina y el generador están situados al mismo nivel.
- c. Fácil montaje.
- d. Facilidad de representaciones en la turbina y el generador.
- e. Costo reducido de la turbina y el generador.

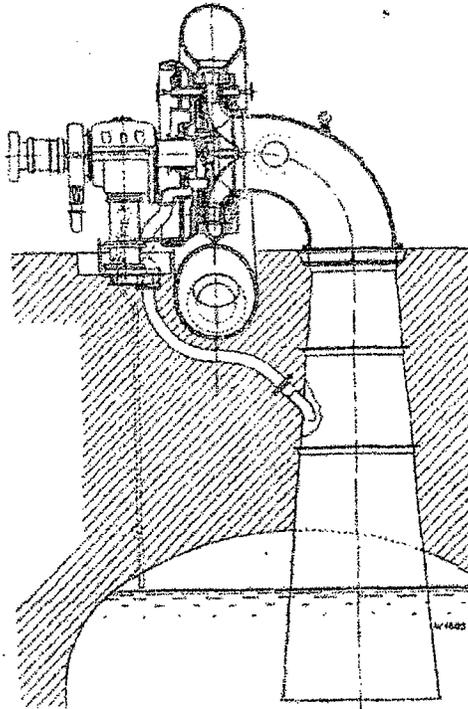


Fig. 2.28 Gran turbina en espiral de 7500 caballos, de Escher Wyss

2.4.3. Selección de la turbina

Para ver la elección de una turbina Francis de eje horizontal o de eje vertical, se tienen en cuenta diversos criterios.

La turbina Francis de eje horizontal representa las siguientes ventajas:

- a. Separación completa de la turbina y el generador
- b. Disposición ventajosa de la sala de máquinas ya que la turbina y el generador están situados al mismo nivel.
- c. Fácil montaje.
- d. Facilidad de representaciones en la turbina y el generador.
- e. Costo reducido de la turbina y el generador.

Respecto a la turbina de eje horizontal, la turbina Francis de eje vertical presenta los siguientes inconvenientes:

- a. La turbina y el generador ya no son completamente independientes puesto que ambas máquinas han de estar soportadas por un cojinete axial común.
- b. Al estar superpuestas la turbina y el generador, se precisa construir una sala de máquinas de por lo menos dos plantas.
- c. El montaje es más difícil.
- d. Los dispositivos de engrase (sobre todo del cojinete axial) son más complicados.
- e. El costo es superior en aproximadamente un 20% a igualdad las demás condiciones.

En resumen, que tal tendencia moderna es construir turbinas Francis de eje horizontal. Sin embargo como las primeras turbinas Francis eran de eje vertical, las casas constructoras tienen mayor experiencia en la construcción de turbinas de este tipo por lo que todavía se realizan muchas instalaciones con turbinas Francis con eje vertical. Sobre todo es interesante el empleo de estas turbinas cuando por razones de espacio disponible conviene reducir la superficie de la sala de máquinas, todo lo que sea posible.

2.4.4. Geometría

La forma de rodete y el perfil de los álabes dependen de las características de salto y caudal.

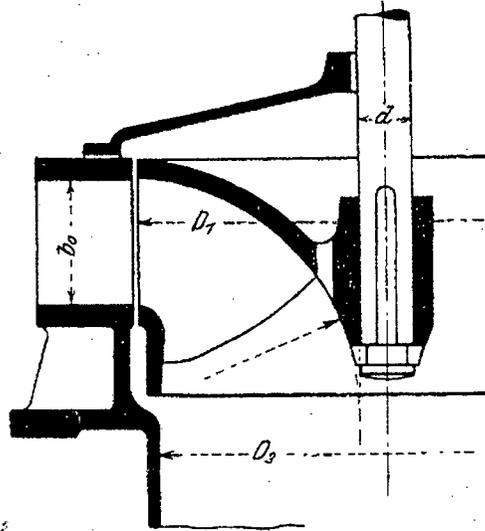


Fig. 2.29 Turbina Francis moderna, de velocidad normal, $n = 125$ a 200

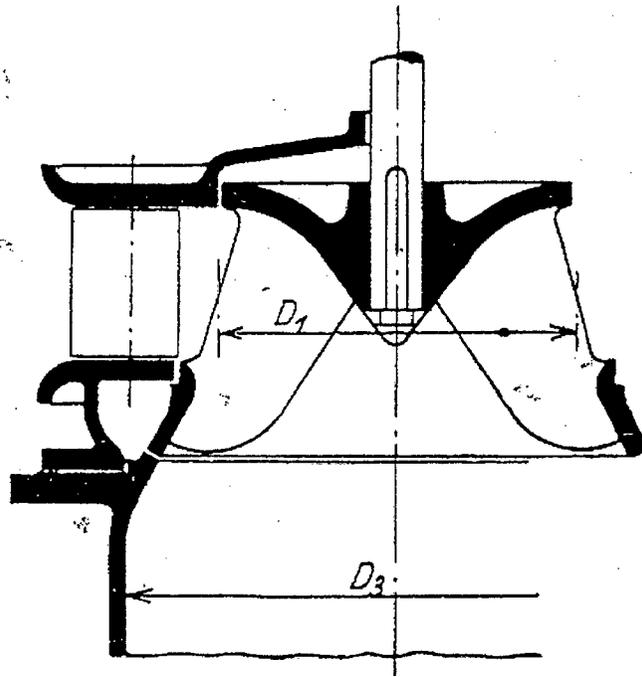


Fig. 2.30 Rodete rápido, $n = 200$ a 300

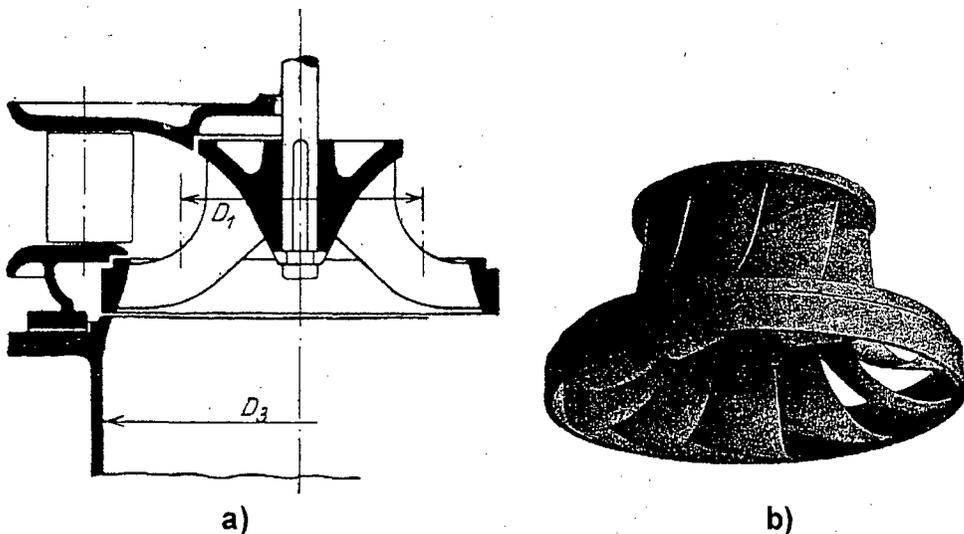


Fig. 2.31 Rodete extrarrápido n= 300 a 500

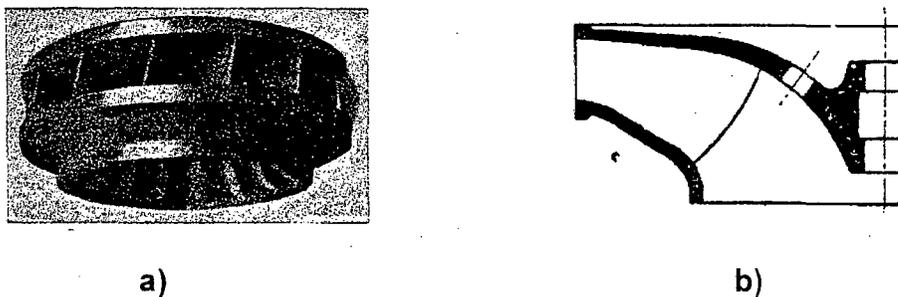


Fig. 2.32 Rodete de una turbina Francis "lenta" para gran salta n = 50 a 100

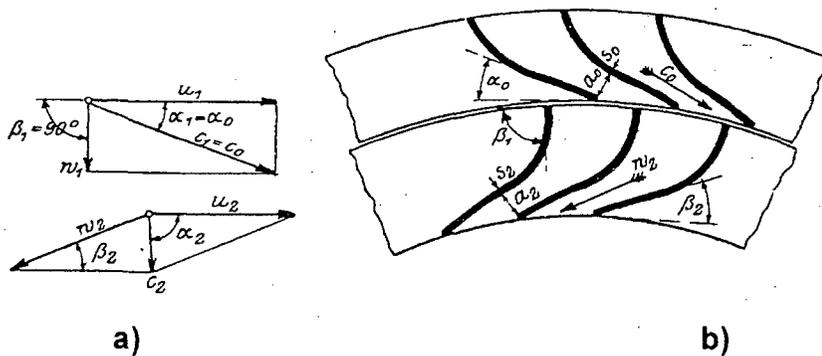


Fig. 2.33 Paralelogramo de velocidades a la entrada y a la salida del rodete de una turbina Francis de velocidad normal y corte horizontal de la corona directriz y del rodete de una turbina Francis de velocidad normal

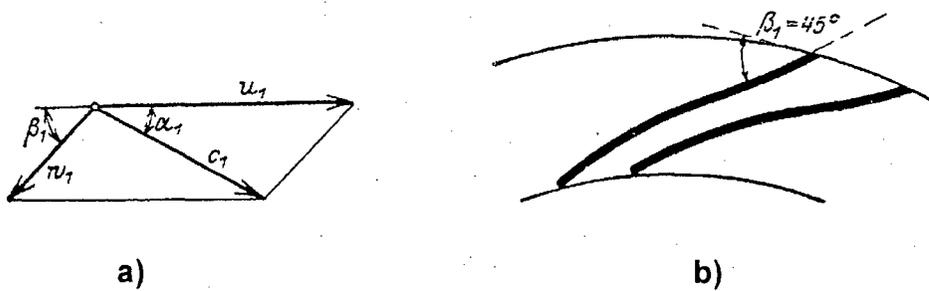


Fig. 2.34 Triángulo de velocidad del rodete y corte horizontal del rodete de una turbina Francis rápida

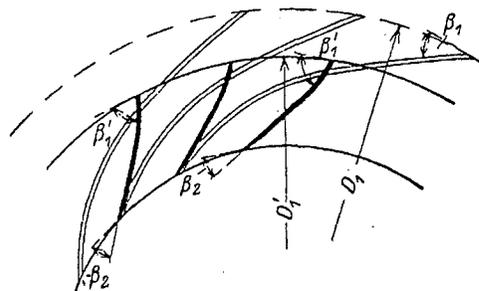


Fig. 2.35 Recorte del diámetro de entrada para turbina Francis rápida



Fig. 2.36 Triángulo de velocidad y corte horizontal del rodete de una turbina Francis "lenta"

2.4.5 Número específico de revoluciones

Un elemento imprescindible para proyectar instalaciones hidráulicas, es el número de revoluciones llamado específico, pues da indicaciones precisas que permiten determinar las turbinas más adecuadas para un salto de altura y caudal conocidos.

Además todos los tipos de turbinas se dividen según número específico de revoluciones y ello constituye la base para establecer series de rodets y catálogos con todas las características que interesan en la construcción de las turbinas.

La relación de número específico de revoluciones se expresa a través de la siguiente fórmula:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{h^{5/4}} \text{ r.p.m} \quad (2.21)$$

Donde:

n = velocidad de la turbina en rpm

p = Potencia de la turbina en CV

h = altura de saltos en metros.

En el caso particular de las turbinas Francis, se utilizan en las condiciones mas diversas para desniveles pequeños y medianos hasta h= 150 m y más para toda clase de caudales aún los mayores. Se construyen turbinas Francis con rodets de marcha lenta, normales, rápidos y extra rápidos, diferenciándose uno de otros por la forma de la rueda y de las paletas.

2.5 TURBINA KAPLAN

Turbina de flujo axial, de reacción y de admisión total, su principal característica es que cuenta con un rodete que contiene álabes regulables, su función es controlar la componente tangencial de la velocidad a la entrada del rodete, en consecuencia el fluido sale de los álabes directores (distribuidor) y entran en la rueda con un momentum angular adquirido. A medida que el fluido discurre a través del rodete, su momentum angular se reduce e imparte un momento de torsión a la rueda, que a su vez impulsa el eje para producir energía.

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

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

¿Cómo nació? :

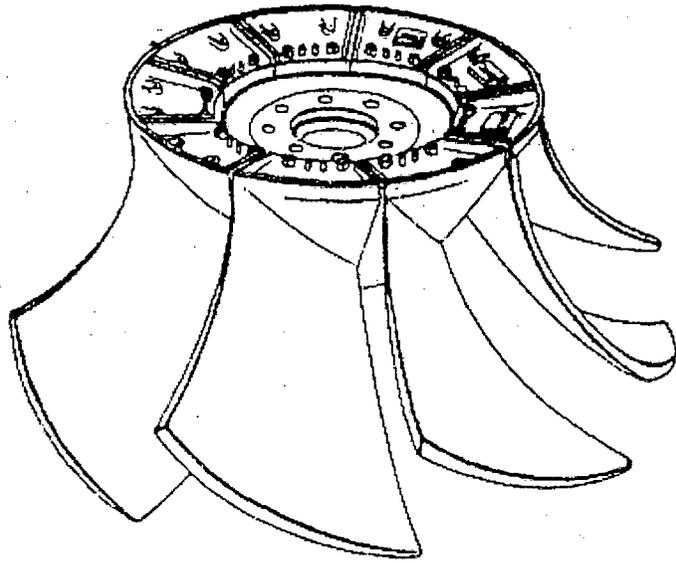


Fig. 2.37 Roseta de hélice oblicua

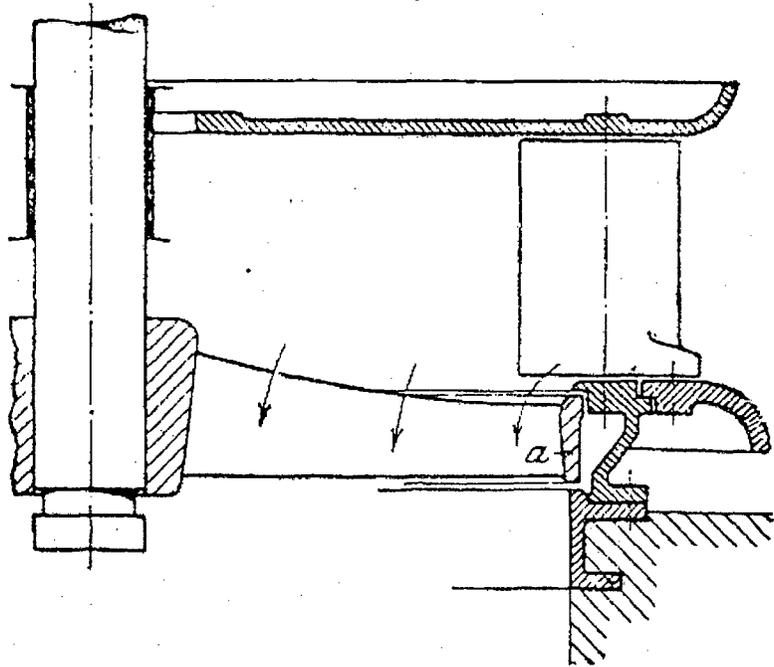


Fig. 2.38 Ingreso radial del flujo en una turbina Koplan

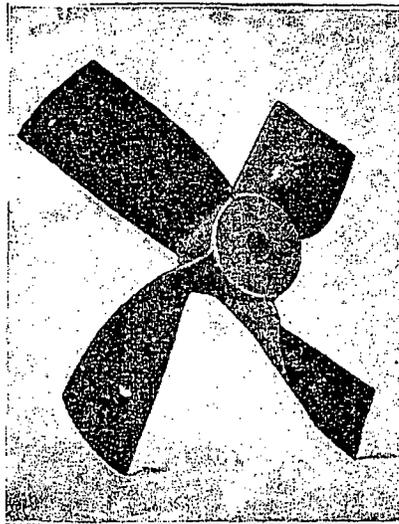


Fig. 2.39 Rotor de una hélice de barco

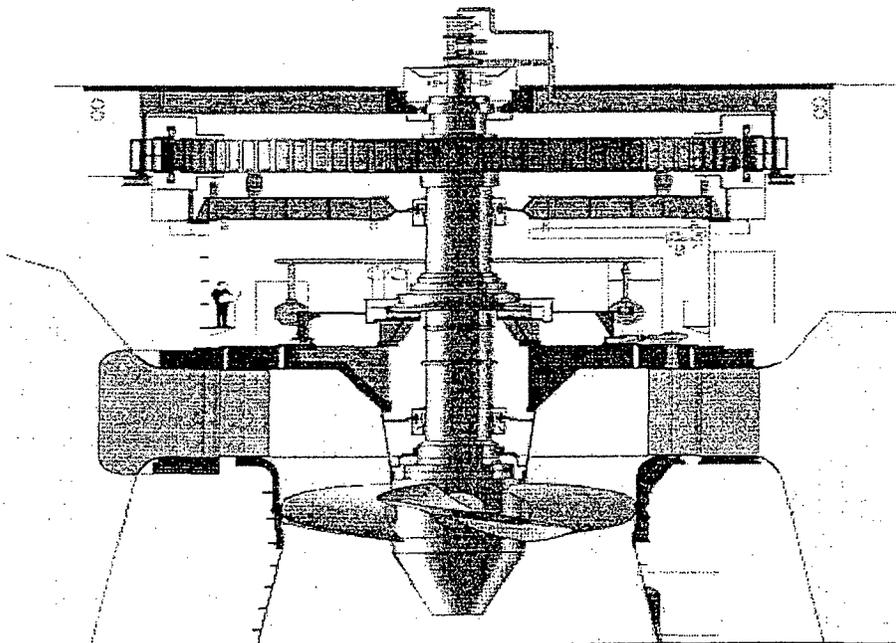


Fig. 2.40 Turbina Kaplan de cuatro álabes

2.5.1 Turbinas tipo Bulbo

Esta turbina posee un rodete Kaplan y un distribuidor Fink axial, pero la característica principal es que el generador se encuentra axial, pero la característica principal es que el generador se encuentra

dentro del tubo, lo que constituye un ahorro de espacio del grupo ya que la extensión del eje resulta ser menor por lo que se obtiene un grupo más compacto, menor vibración del eje, además de ser más barato.

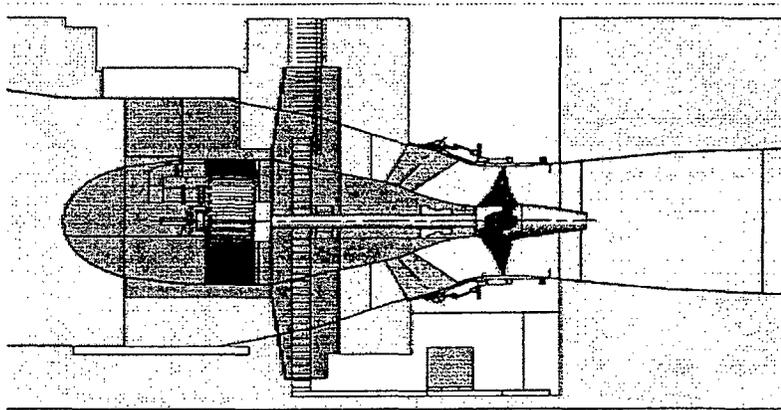


Figura 2.41 Turbina axial tipo bulbo

2.5.2 Turbinas tipo axial tubular

Turbina que tiene un rodete tipo Kaplan y un distribuidor tipo Fink adaptado al flujo axial, en vez de la cámara espiral posee una carcasa cilíndrica o también de forma tronco cónica de sección convergente.

Su característica principal es la extensión del eje de la turbina hasta la sala de máquinas para que accione el generador. Esta turbina llamada también tipo "S" es aplicada a bajas caídas y además puede tener álabes fijos o regulables. En el caso de que el rodete posea álabes fijos se le denomina a veces turbinas de hélice.

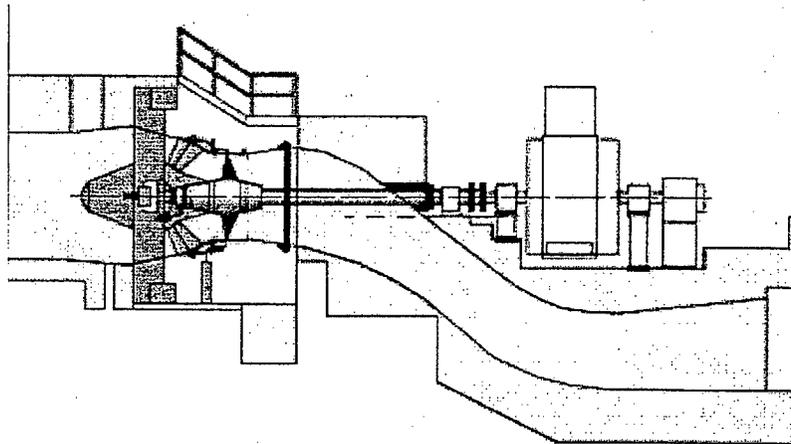


Fig. 2.42 turbina axial tipo tubular

2.5.3 Turbina tipo axial de generador periférico

Con esta turbina se logra una reducción axial del grupo porque el generador va instalado en la periferia del rodete, eliminándose el eje de transmisión, además de la reducción en costos de obras civiles. Las turbinas Kaplan y tubular de álabes regulables pueden ser aplicadas en centrales donde se varíe el caudal, al tener álabes regulables podrán mantener la eficiencia. Por el contrario las turbinas de hélice que trabajen con álabes fijos al variarles la carga de caudal tendrán como resultado la disminución de la eficiencia a cargas parciales.

2.5.4 Turbinas axiales en el Perú

2.5.4.1 Central de Curumuy y Poechos

El sindicato Energético S.A. (Sinersa) es una empresa peruana que posee dos centrales hidroeléctricas: Curumuy de 12.5

MW, puesta en operación desde 1998 y ubicada a 20 Km de la ciudad de Piura; y Poechos a 1 de 15.4 MW, operativa desde el 2004 y ubicada al pie de la represa de Poechos en el departamento de Sullana a 60 km de la ciudad de Piura. Ambas centrales poseen turbinas tipo Kaplan.

Tabla 2.1 Características de la central hidroeléctrica de Poechos 1.

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

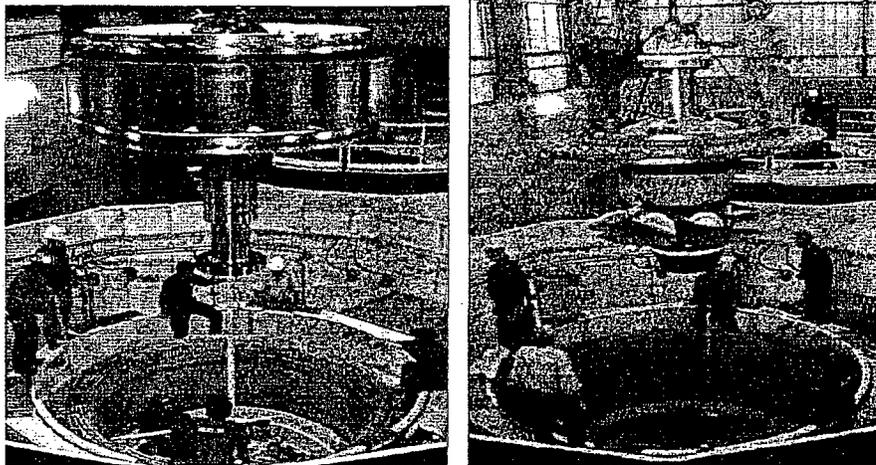
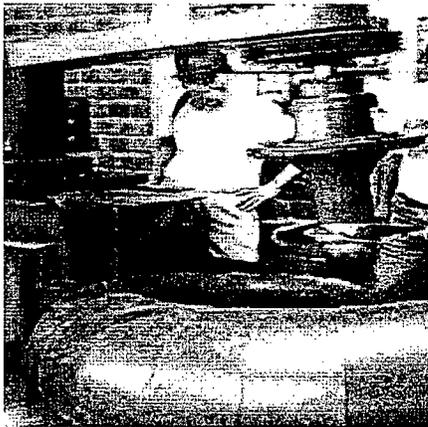


Fig. 2.43 Montaje de una turbina Kaplan

2.5.4.2 Central Hidroeléctrica de las Juntas de en Jaén

“ITDG, soluciones prácticas” ha desarrollado y probado un modelo de turbina del tipo Kaplan de álabes fijos, rodete semi Kaplan, para capacidades entre los 10kW y 50 kW de potencia con la finalidad

de aprovechar el potencial micro-hidro-energético. Dicho prototipo fue construido e instalado en el centro poblado "Las Juntas" de la provincia de Jaén (Cajamarca, Perú) y genera 27kW. Basado en este modelo, construyeron un segundo prototipo que será instalado para uso privado en la zona de Magdalena (Cajamarca).



a)



b)

Fig. 2.44 Turbinas Kaplan de pequeña potencia

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

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

$$N_q = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.22)$$

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

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.23)$$

Donde:

N: Velocidad de rotación de la turbina, rpm

Q: Caudal, m^3/s .

H: Salto neto, m.

P: Potencial al eje, HP o kW.

2.5.5 Importancia de la Turbina Kaplan

La importancia de las turbinas Hélice y Kaplan en pequeños saltos con grandes caudales, las hacen idóneas tanto en posición horizontal como en vertical; por su similitud con las turbinas Bulbo, empleadas tanto en centrales maremotrices como en lagunas minicentrales hidráulicas, presentamos este somero estudio que permite comprender su funcionamiento y campos de aplicación.

La tendencia a la construcción de turbinas cada vez más rápidas, para velocidades específicas n_s mayores de 450, conduce a las turbinas hélice y Kaplan, ya que en las turbinas Francis con n_s del orden de 400, el agua no se puede guiar y conducir con precisión.

2.5.6 Diferencia entre turbina, Hélice y Kaplan

El rodete esta compuesto por unas pocas palas, que la confieren forma de hélice de barco; cuando estas sean fijas se llama turbina hélice, mientras que si son orientables se denominan se denominan turbinas Kaplan; en ambos casos las turbinas funcionan con un único sentido de giro de rotación; son pues turbinas irreversibles.

Si además de tener las palas orientables, las turbinas funcionan en los dos sentidos de rotación (turbinas reversibles) y asimismo pueden actuar como bombas hélice accionadas por el propio generador, se les denomina turbinas Bulbo.

2.5.7 Teoría de cálculo

En lo que sigue vamos a exponer una teoría relativa al cálculo de turbinas Kaplan, que se puede aplicar directamente a las turbinas hélice y Bulbo.

Para una turbina hélice del tipo que sea, si se supone una velocidad de entrada \bar{c}_1 uniforme para toda la altura del perfil, las distintas curvaturas de las palas deducen de las distintas velocidades periféricas \bar{u} que tiene la rueda en los diversos puntos, Fig. 2.26 de forma que siempre se cumpla que:

$$r u = Cte$$

Si la entrada del agua (1) se efectúa sin choque, la superficie del álabe debe estar en una dirección tangente a la velocidad relativa de entrada del agua \bar{w}_1 , por lo que el álabe tiene que ser, por lo que respecta a su altura, en la parte central e inicial, bastante vertical.

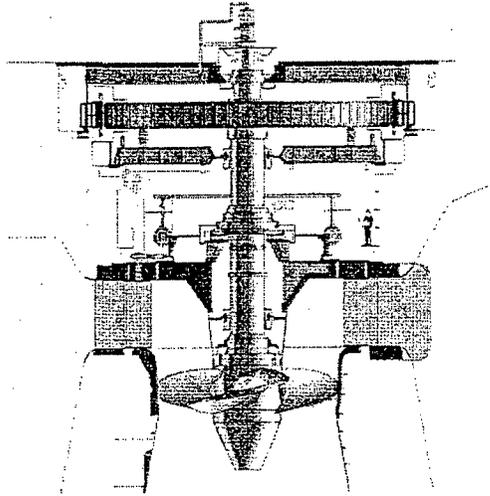


Fig. 2.45 Posición del álabe

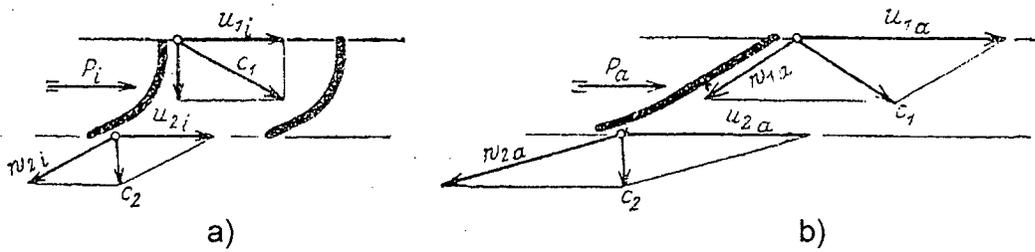


Fig. 2.46 Triángulo de velocidad cercano de cubo y en el extremo del álabe

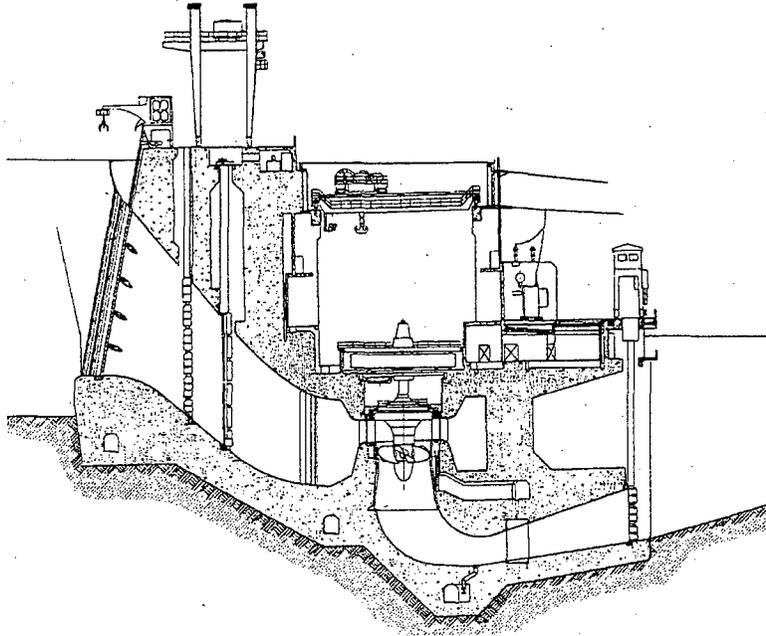


Figura 2.47. Sección transversal de una central hidráulica con turbina Kaplan

En la parte final del álabe a la salida este presenta más aplanado y la velocidad \bar{c}_2 debe ser prácticamente axial, siendo la velocidad $w_{2y} \ll w_{1y}$, dato que comprobaremos más adelante.

2.5.8 Diámetro de la cabeza del Rodete

En las turbinas Kaplan el cubo de la hélice o cabeza del rodete, llega a tener un diámetro de hasta 0,4 del diámetro del tubo de aspiración d_3 con lo que se mejora mucho la circulación del agua, alcanzándose valores de n_s por encima de 850 y terminando en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En una instalación de turbina Kaplan de eje vertical las paredes del distribuidor móviles tienen la misma forma que en las Francis y se sitúan algo por encima del rodete.

Tabla 2.2 Número de palas Z en función del número específico de revoluciones n_s

n_s	400-500	500-600	600-750	750-900	>900
Z	7 a 8	6	5	4	3
H_n (metros)	60	50	40	20	5
Relación de cubo	0,6	0,55	0-5	0,4	0,3

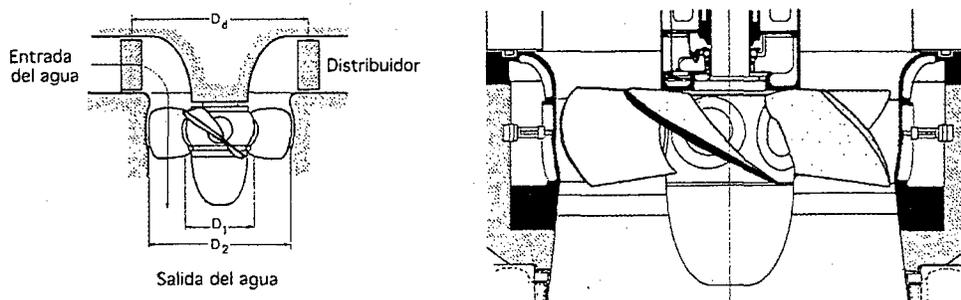


Figura 2.48. Rotor de una turbina Kaplan de cuatro álabes

En el interior del cubo se encuentra el mecanismo de giro de las palas del rodete, lo que obliga a que el número de las mismas sea pequeño, que puede aumentar al crecer el salto y las dimensiones del rodete. Se indica el número de palas Z en función del número específico de revoluciones n_s que condiciona el salto neto H_n y la relación entre los diámetros del cubo y exterior del rodete n , observándose que un aumento del número de palas supone una disminución del n_s .

A medida que aumenta H_n aumentan los esfuerzos que tienen que soportar los álabes por lo que el cubo ha de tener mayor diámetro, tanto para poder alojar los cojinetes de los pivotes de los álabes, como para poder alojar el mayor número de álabes. Para alturas netas superiores a los 10 metros, la turbina Kaplan empieza a ser más voluminosa que la turbina Francis, aunque mantiene la ventaja de tener los álabes orientables.

2.5.9 Regulación

A las turbinas hélice se las regula mediante álabes móviles en la corona directriz (distribuidor) en forma análoga como se hace en las turbinas Francis. A la entrada del rodete se origina una pérdida por choque y a la salida resulta \bar{c}_2 mayor en magnitud, pero de dirección más inclinada, ambas circunstancias contribuyen a la disminución del rendimiento de forma que éste desciende tanto más rápidamente cuanto mayor sea la velocidad de la turbina. Una característica negativa de las turbinas hélice es el bajo rendimiento de las mismas a cargas distintas de la nominal o diseño.

En las turbinas Kaplan, las paletas directrices del distribuidor también son móviles lo cual permite mejorar la regulación, pues al cambiar la inclinación de los álabes del rodete se consigue mantener bastante elevado el rendimiento para un extenso margen del grado de apertura del distribuidor.

2.5.10 Curvas de rendimiento.

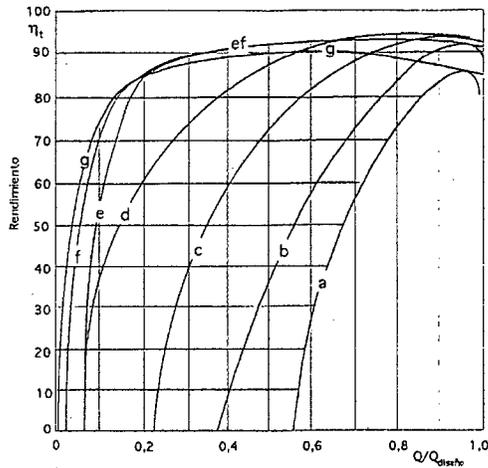


Figura 2.49

- (a) Turbina hélice: $n_s = 1050$ (curva en gancho); (b) Turbina hélice: $n_s = 650$; (c) Turbina Francis: $n_s = 500$; (d) Turbina Francis: $n_s = 250$; (e) Turbina Kaplan: $n_s = 230$; (f) Turbina Kaplan: $n_s = 500$; (g) Turbina Pelton $n_s = 10$ a 30 (curva plana)

Rendimiento total de los diferentes tipos de turbinas en función del grado de la carga.

La regulación mas favorable se consigue cuando al girar las palas se conserva el mismo valor de \bar{c}_{1n} y a la salida de las mismas se mantiene \bar{c}_2 perpendicular a \bar{u}_2 .

2.5.11 Ecuación fundamental

En el caso ideal se tiene que cumplir la ecuación fundamental de las turbinas:

$$\eta_{hid} g H_n = c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2 \quad (2.24)$$

que para $(\alpha_2 = 90^\circ) \Rightarrow (u_1 c_{1n} = \eta_{hid} g H_n)$, para cualquier grado de admisión alcanzándose elevados rendimientos en toda la zona de regulación, lo que se puede conseguir actuando al mismo tiempo

sobre las palas del distribuidor y de la rueda. La forma de conseguir este aumento de rendimiento variando la posición de los álabes como sigue:

La velocidad relativa de entrada \bar{w}_1 tiene que ser tangente al álabe por lo que este tiene que quedar en la dirección de ella, a fin de que la entrada de agua tenga lugar sin coque; a la salida \bar{c}_2 tiene que alcanzar un valor razonable procurando sea perpendicular \bar{u}_2 o formar un ángulo próximo a los 90° .

Al cambiar la posición de los álabes, disminuyendo por ejemplo la admisión, las velocidades se modifican \bar{c}_1 será ahora menor que con admisión plena, por que el espacio libre existente encima del rodete resulta entonces excesivamente grande para un caudal menor, lo que origina una disminución de la velocidad; a la entrada las paletas del rodete se pueden poner, aproximadamente en la dirección \bar{w}_1 suavizándose así las pérdidas por choque. A la salida se tiene la ventaja de que al ser β_2 más pequeño, la velocidad \bar{c}_1 es también más pequeña, que es lo que precisamente lo que interesa para aprovechar al máximo la energía puesta a disposición de la máquina, como dato curioso para caudales pequeños menores que los de diseño, el tubo de aspiración quedará siempre lleno en forma análoga a cuando se trabaja con el caudal de proyecto, pero saliendo a una velocidad c_2 menor.

La doble regulación de una turbina Kaplan hace que ésta sea más cara que una Francis de igual potencia, por lo que se utilizan en aquellas instalaciones en que desee conseguir rapidez de giro y máxima facilidad de regulación.

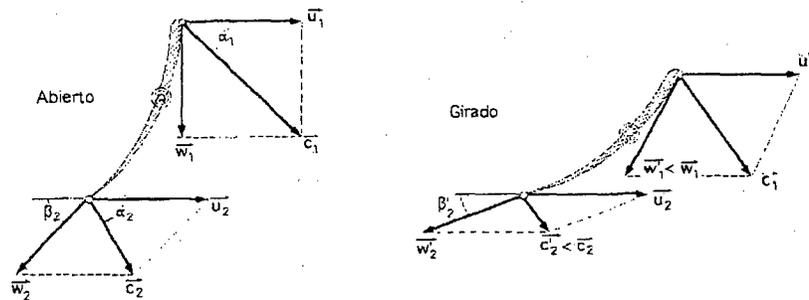


Fig. 2.50 Modificación de los triángulos de velocidades al variar el ángulo de ataque.

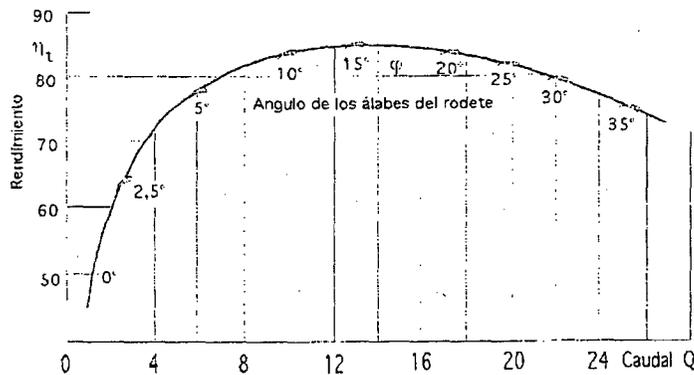


Fig. 2.51 Curva de rendimiento de una turbina Kaplan

Si esta última condición no es muy precisa, es decir si la turbina ha de funcionar casi siempre con poca variación de carga, es preferible utilizar una turbina hélice, que por su sencillez es muy superior a la Francis.

La curva de rendimiento de una turbina Kaplan es una curva plana y su rendimiento a cargas intermedias es superior no sólo al de las

turbinas hélice sino al de todas las turbinas Francis, siendo su curva de rendimiento comprobable con las curvas planas características de las turbinas Pelton.

Esta curva de rendimiento plan, como se muestra en la figura 2.30 es la envolvente de las curvas que se obtendrían con un número infinito de rodets de turbina hélice de n_s crecientes. Esta curva no solo se obtiene utilizando una combinación óptima del ángulo del rodete y de la apertura del distribuidor.

2.5.12 Mecanismo de Regulación

Se presenta un esquema del mecanismo de regulación de las palas móviles del rodete, dispuesto en el interior del cubo. Cada pala se prolonga mediante un eje, que penetra en el cubo perpendicular al eje de giro de la rueda. Cada eje de la pala pivota en dos palieres P_1 y P_2 entre los que se encuentra calada una palanca L que es la que regula la orientación de la pala, y que a su vez va sujeta al eje de la rueda. La fuerza centrífuga de la pala se transmite a la palanca L mediante bieletas y en turbinas muy importantes por un sistema de anillo incrustado en el eje y apoyado sobre L.

Las bieletas X colocadas en la extremidad de la palanca L van sujetas al árbol mediante un soporte E; todo ello está dirigido por un vástago que pasa por el interior del árbol A, de forma que cualquier

desplazamiento axial de este vástago provoca una rotación simultánea de todas las palas. Todo el mecanismo de regulación está bañado en aceite a una cierta presión, (en las Bulbo del orden de 2 a 3 atm), proporcionando la lubricación necesaria a todos los cojinetes y conexiones y no permitiendo la entrada del agua en el interior del cubo.

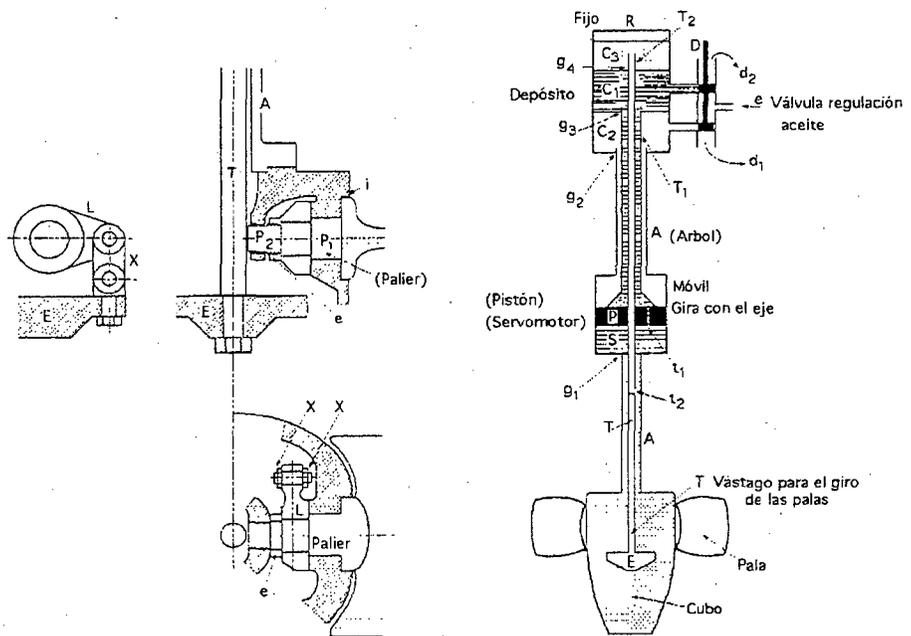


Fig. 2.52 Mecanismo de regulación de las palas de una turbina Kaplan

El vástago T se ocasiona por un servomotor S que gira solidario con el árbol; por encima de éste va situado un depósito fijo R, en el que las cámaras c_1 y c_2 están comunicadas con una válvula de regulación de aceite D de una entrada y dos salidas. En el interior del árbol A existen dos tubos concéntricos T_1 que pone en comunicación la cámara c_1 con la parte inferior del servomotor a través del agujero t_1

practicando en el pistón P que actúa directamente sobre el vástago T de regulación.

Como se trata de piezas giratorias, hay que procurar en g_2, g_3 y g_4 evitar pérdidas o fugas de aceite entre las diversas cámaras que están a presiones diferentes; así mismo como el conjunto formado por el pistón P el vástago T y los tubos T_1 y T_2 situados en el interior del árbol A tienen que ir también engrasados, hay que disponer una junta de estancamiento en g_1 de forma que se evite la comunicación desde la parte interior del cubo de la rueda hacia la parte inferior del pistón P del servomotor, que está a presión variable.

Según sea la posición del distribuidor de aceite D se puede colocar una de las caras del pistón P en comunicación con la llegada de aceite a la presión de la tubería de entrada e, mientras que el otro lado del pistón P está a la presión de descarga.

El interior del tubo T_2 pone en comunicación la parte superior del depósito R (cámara C_3) con el interior del cubo de la rueda, por medio de un agujero t_2 practicando en la cruceta de mando T de orientación de las palas. Esta cámara C_3 , que está a la presión atmosférica contiene aceite a un cierto nivel y juega el papel de depósito de expansión del aceite contenido en el cubo, siendo este volumen de aceite función de la posición de las palas.

Esta cámara se debe situar en un nivel tal que la presión estática que asegura la presencia de aceite en el cubo sea suficiente para evitar la entrada del agua en el interior del cubo. El servomotor S puede estar colocado en una posición cualquiera del árbol como en la parte superior o por encima del alternador o bien entre el alternador y la turbina, o por debajo del mecanismo de orientación de las palas cuando el espacio lo permita.

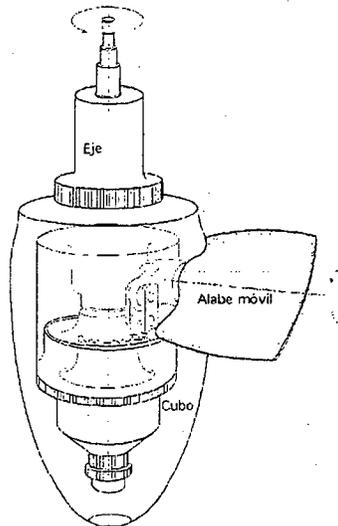


Fig. 2.53 Disposición del cubo y la pala (Kaplan)

2.5.13 Momento hidráulico

La reacción del agua sobre las palas de la rueda provoca en cada una de ellas un esfuerzo dR que a su vez se puede descomponer en otro dos, dF_x y dF_y , la posición de dR , es decir, su brazo de palanca a , con relación al eje de la articulación elegido O , no se puede determinar más que a partir de un estudio teórico o

experimentalmente del movimiento del agua, capaz de crear presiones en todos los puntos de álabes.

El momento hidráulico $dC=adR$ varía con la posición de las palas y es imposible situar el eje de la articulación en un punto en que para cualquier posición del álabes este momento sea nulo, lo cual implica el que en una posición determinada de la pala, esta tenga tendencia hacia la apertura o hacia el cierre; en la mayoría de los casos el eje está situado de forma que tienda a reducirse el par de maniobra todo lo que sea posible. En algunos casos, el eje del álabes se sitúa de forma que exista una tendencia al cierre, lo que constituye una medida de seguridad contra el embalamiento, ante la eventualidad de un fallo en el mecanismo de regulación. El servomotor se tiene que calcular para vencer el par hidráulico maximal de la pala, teniendo también en cuenta los efectos de rozamiento de los diversos mecanismos que conforman el sistema de regulación.

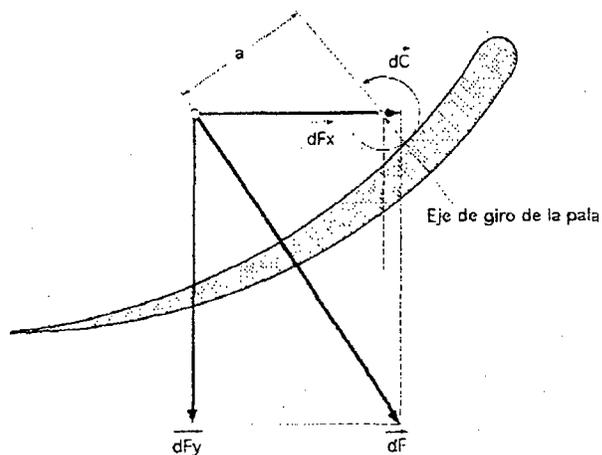


Fig. 2.54 Reacción del agua sobre las palas

2.6 TURBINA CROSS FLOW

2.6.1 Generalidades

La turbina CrossFlow es una turbina radial de reacción y con admisión de flujo parcial. El agua entra a través de la tubería de carga, dividiéndose el flujo en dos cámaras espirales para su posterior entrada al rodete, lo que sirve para regular el caudal de entrada y conseguir un rendimiento óptimo para caudales variables.

El flujo incide tangencialmente en sobre los álabes del rodete, cambiando su dirección radial al paso del mismo y cayendo posteriormente al tubo de aspiración por gravedad. Este tipo de turbinas son de eje horizontal y según su velocidad específica se clasifican como turbinas de rotación lenta.

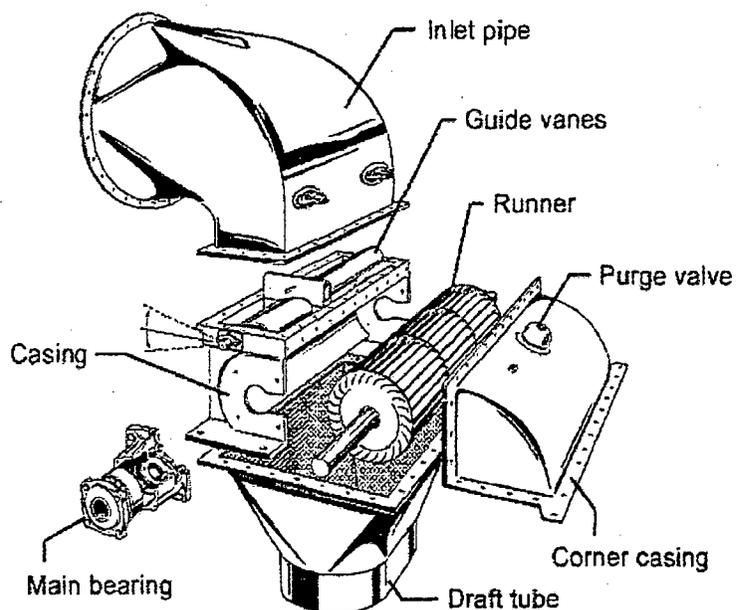


Fig. 2.55 Turbina Cross Flow casa Ossberger

2.6.2 El rodete

Se trata de la pieza más significativa de ésta turbina. Está equipado una serie de álabes de acero lijado y perfectamente pulido. Están ancladas a unos discos finales que a su vez están soldados al propio rodete mediante un proceso especial. Dependiendo de su tamaño, el rodete puede tener hasta 37 álabes. El perfil curvado de estos álabes, hace que se produzca una fuerza axial limitada, de forma que se puede prescindir de un eje axial reforzado, con su complicada fijación y el engrase necesario.

En rodetes anchos los álabes son reforzados con varios discos. Antes del montaje final se equilibran los rodetes cuidadosamente y se realizan un control defectoscópico.

2.6.3 El eje

Las turbinas CROSSFLOW están equipadas con un eje horizontal anclado bilateralmente a dos cojinetes de empuje que absorbe todos los esfuerzos axiales derivados de la turbina, para posteriormente transmitirlos a la cimentación.

Estos cojinetes son basculantes y tienen un sistema de equilibrado que brindan unas ventajas importantes.

Destaca sobre todo una resistencia a la rotación del eje mínima y un mantenimiento fácil. Los cojinetes están formados por patines lijados

manualmente para conseguir una superficie totalmente lisa que facilite el funcionamiento del equipo. Estos patines están inmersos en una fina capa de aceite a presión que sirve para engrasar el mecanismo y que además es la que transmite los esfuerzos desde la parte móvil (eje) a la fija (cojinete). Entre los patines hay una serie de juntas por la que circula agua como sistemas de refrigeración, ya que se llegan a alcanzar elevadas temperaturas debido a los efectos de fricción.

La construcción de la carcasa del cojinete evita la entrada del agua y su contacto con la sustancia de engrase, lo que es imprescindible para el buen funcionamiento del mismo. Esta es una característica patentada y esencial en la construcción de la carcasa del cojinete de nuestra turbina CROSSFLOW. Al mismo tiempo el rodete está centrado en el eje, y por tanto entre ambos cojinetes. Además está integrado en la carcasa de la turbina, lo que permite la extracción del rodete sin necesidad de desmontar la turbina entera. Dicha carcasa, está provista de unos elementos impermeabilizantes, siendo completamente estanca y estando libre de mantenimiento. En cuanto a los cojinetes, solo necesitan un cambio anual de las sustancias de engrase para su correcto funcionamiento.

2.6.4 Principios de funcionamiento de la turbina Crossflow

El proceso de transformación de la energía hidráulica comienza en el inyector directriz que conduce el fluido al rodete

acelerándolo como una tobera convergente, el fluido abandona el inyector directriz con una velocidad proporcional a la raíz cuadrada de la altura neta.

A continuación el flujo ingresa al rodete de la turbina, en esta sección comienza el primer efecto, donde el flujo es acelerado por el efecto del espesor de los árboles.

A la salida se establece que el ángulo del triángulo de velocidades entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial es 90° , condición que implícitamente sugiere un comportamiento óptimo de la turbina.

En seguida el flujo ingresa por segunda vez al rotor y comienza el segundo efecto, sufre luego por tercera vez el efecto del espesor de los álabes.

El fluido antes de abandonar el rodete en el segundo efecto, sufre por cuarta vez el efecto del espesor de los álabes, la desaceleración del flujo por incremento del área transversal.

Con respecto a las condiciones en las que el flujo abandona el rodete se presentan dos posiciones: (1) el ángulo absoluto del triángulo de velocidades es menor 90° y (2) para una situación ideal este debe ser 90° , pero esto es imposible por la disminución de la velocidad relativa por efecto cinemática de la capa límite existiendo entonces sólo la posición (1)

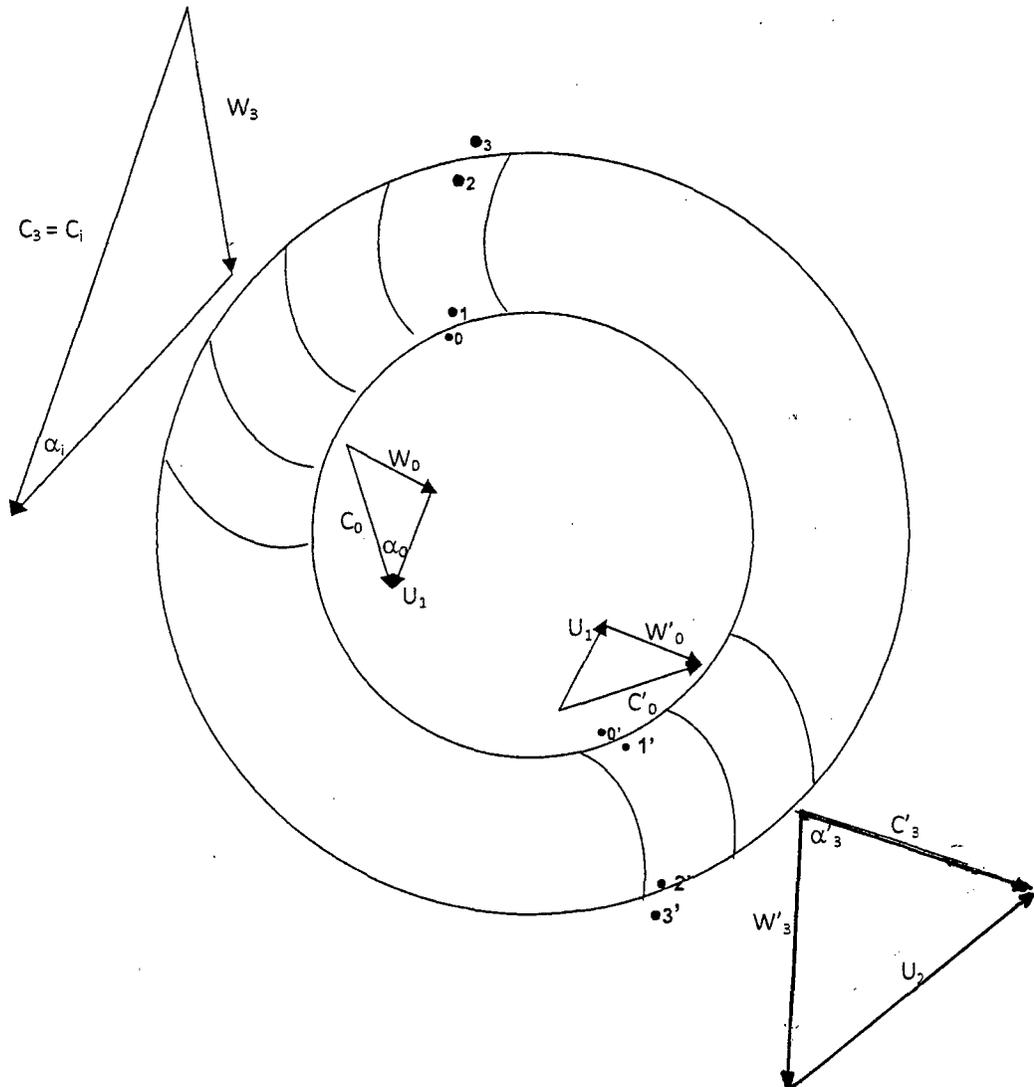


Fig. 2.56 Los cuatro triángulos de velocidad en la turbina Michell Banki

2.6.5 Triángulos de velocidad

Basados en la concepción del funcionamiento de la turbina, se establecen los triángulos de velocidad que se presentan en la figura.2.9.

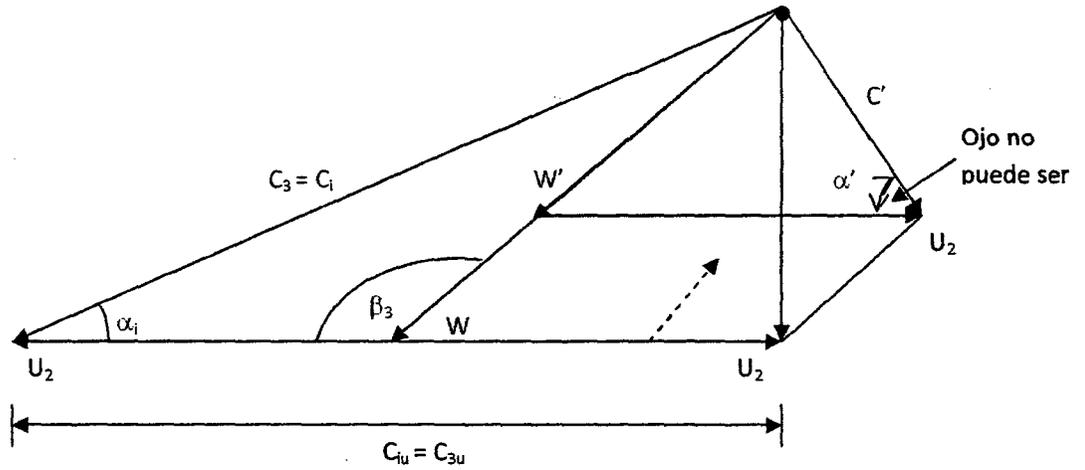


Fig. 2.57 Triangulo de velocidad de entrada y salida

2.6.6 Cinemática del flujo.

Se establecen las siguientes condiciones cinemáticas del flujo.

Ingreso a la turbina

$$C_3 = \varnothing_v \sqrt{2gH_u} \quad (3.1)$$

$$C_{iu} = C_{3u} = 2 U_2 \quad (3.2)$$

$$C_{iu} = C_i \cos \alpha_i \quad (3.3)$$

Salida de la turbina.

$$K_w = \frac{W'_3}{W_3} \quad (3.4)$$

$$\text{Tg} \beta_3 = 2 \text{tg} \alpha_i \quad (3.5)$$

$$C'_3 \cos \alpha'_3 \neq 0 \quad (3.6)$$

2.6.7 Altura de Euler

Aplicando Euler tenemos:

Primer efecto.

$$H_R^* = \frac{U_2 C_{3u} - U_1 C_{ou}}{g} \quad (3.7)$$

Segundo efecto.

$$H_R^{**} = \frac{U_1 C'_{ou} - U_2 C'_{3u}}{g} \quad (3.8)$$

Sumando tendríamos

$$H_R = \frac{U_2 (C_{3u} - C'_{3u})}{g} \quad (3.9)$$

Para que H_R sea mayor, es necesario que C_{3u} sea mayor y C'_{3u} tienda cero y para elevar H_R considerar:

$$\alpha_i = 16^\circ \quad (3.10)$$

2.6.8 Eficiencia Hidráulica.

Se define la eficiencia hidráulica η_h como la relación entre la energía de Euler y la altura útil.

$$\eta_h = \frac{H_R}{H_u} \quad (3.11)$$

Haciendo los reemplazos correspondientes se tiene para la eficiencia hidráulica.

$$H_R = \frac{U_2(C_{3cu} - C'_{3u})}{g}$$

$$H_u = \frac{C_3^2}{\phi_v^2 2g} = \frac{C_i^2}{2g\phi_v^2}$$

De la figura

$$\boxed{C_{3u} = 2U_2} \dots\dots\dots\alpha$$

$$C'_{3u} = U_2 - W'_3 \cos \beta_3$$

Pero también:

$$\cos \beta_3 = \frac{U_2}{W_3}$$

Reemplazando tenemos

$$C'_{3u} = U_2 - W'_3 \left(\frac{U_2}{W_3} \right)$$

$$C'_{3u} = U_2 - \frac{W'_3}{W_3} U_2$$

$$\boxed{C'_{3u} = U_2 - Kw U_2} \dots\dots\dots\beta$$

Reemplazando α y β en 3.9 tenemos:

$$H_R = \frac{U_2(2U_2 - U_2 + KwU_2)}{g}$$

$$H_R = \frac{U_2^2(1 + Kw)}{g}$$

Reemplazando H_u y H_R en 3.11 tenemos:

$$\eta_h = \frac{H_R}{H_u} = \frac{\frac{U_2^2(1 + Kw)}{g}}{\frac{C_i^2}{2g\phi^2}}$$

$$\eta_h = 2\phi^2 \left(\frac{U_2^2}{C_i^2} \right) (1 + Kw)$$

Pero lo podemos escribir así también:

$$\eta_h = 2\phi^2 \left(\frac{U_2}{C_i} \right) (1 + Kw) \frac{U_2}{C_i}$$

Donde:

$$U_2 = C_{iu} - U_2$$

$$U_2 = C_i \cos \alpha_i - U_2$$

Dividiendo por C_i tenemos:

$$\frac{U_2}{C_i} = \cos \alpha_i - \frac{U_2}{C_i}$$

Reemplazando llegamos a la relación 3.12.

$$\eta_h = 2 \phi^2 \left(\frac{U_2}{C_i} \right) (1 + Kw) \left(\cos \alpha_i - \frac{U_2}{C_i} \right) \quad (3.12)$$

Derivando η_h con respecto a u_2/C_i e igualando a 0 se llega a la relación óptima.

$$\frac{U_2}{C_i} = \frac{\cos \alpha_i}{2} \quad (3.13)$$

Que reemplazando en (3.12) se obtiene.

$$\eta_{h\max} = \frac{1}{2} \phi_v^2 (1+K_w) \cos^2 \alpha_i \quad (3.14)$$

Y la eficiencia ideal que se podría alcanzar sería haciendo:

$$\phi_v = 1$$

$$K_w = 1$$

$$\alpha_i = 16^\circ$$

$$\eta_{h\text{idealm}\acute{a}\text{x}} = \cos^2 \alpha_i \quad (3.15)$$

$$\eta_{h\text{idealm}\acute{a}\text{x}} = \cos^2 16^\circ$$

$$\eta_{h\text{idealm}\acute{a}\text{x}} = 0.92 \quad (3.16)$$

CAPITULO 3

LA TURBINA PROPUESTA

3.1 CONCEPCIÓN.

Se concibe siguiendo la siguiente construcción:

Primero: Se construye una circunferencia y luego se inscribe un triángulo equilátero y de cada vértice se trazan tangentes a la circunferencia inscrita en el triángulo equilátero formándose los siguientes segmentos PN, QS y RM.

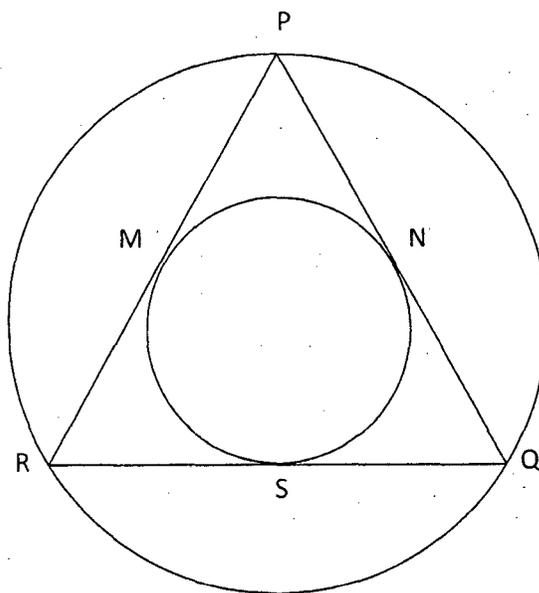


Fig. 3.1 Construcción inicial del motor

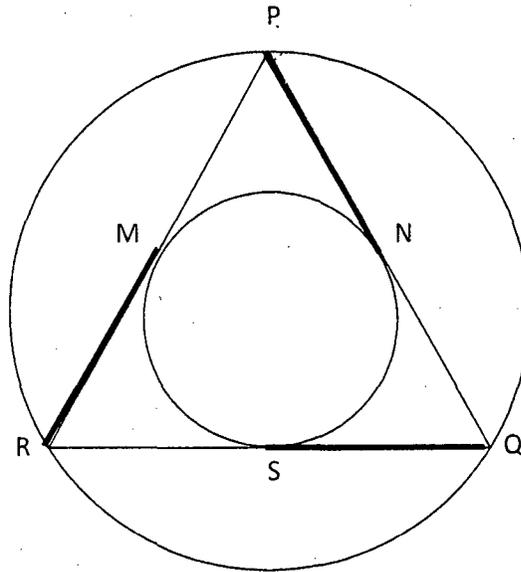


Fig.3.2 Trazo de las vértices del triángulo a los puntos de tangencia

Segundo: Se trazan arcos desde El final de los segmentos hasta la perpendicular de cada uno de los lados del triángulo equilátero formándose los siguientes arcos: NT, SU y MV.

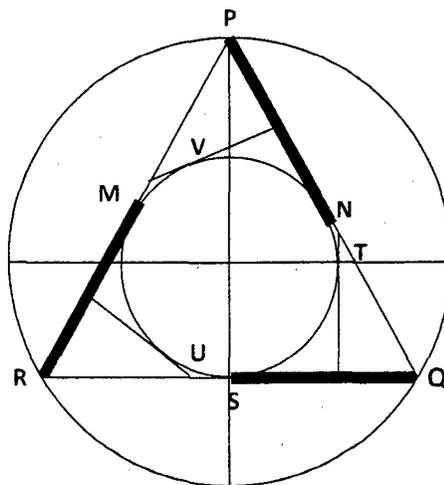


Figura N° 3.3 Trazo de perpendiculares a los lados del triángulo tangentes al círculo inscrito

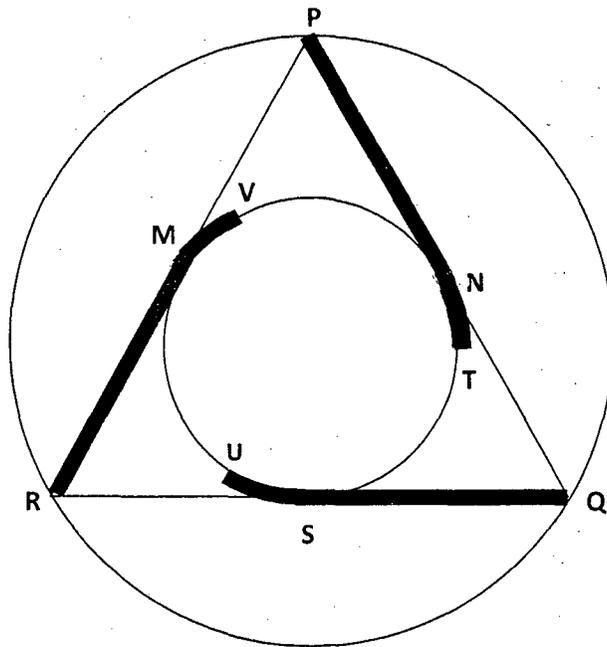


Fig. N° 3.4 Formación de los arcos finales de los álabes

Tercero: Se trazan tangentes paralelas tanto a la circunferencia circunscrita como inscrita para formar el inyector.

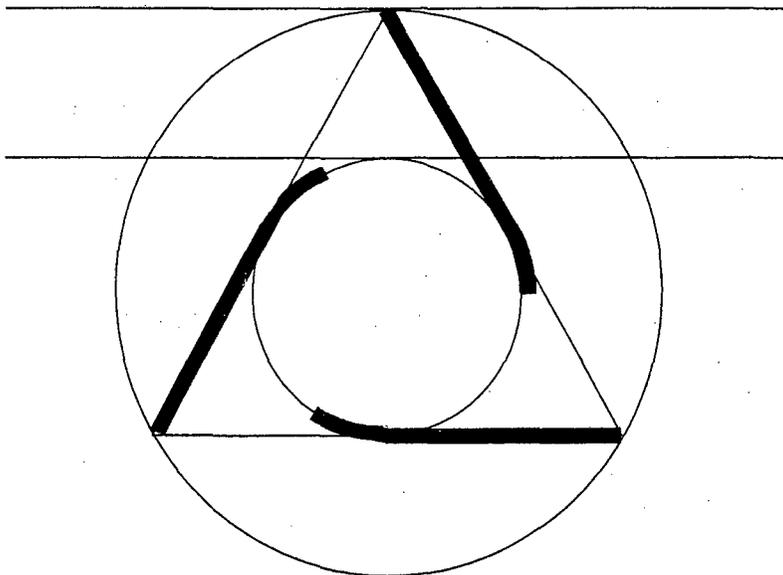


Fig. 3.5 Trazo de tangentes paralelas a los dos círculos inscrito y circunscrito

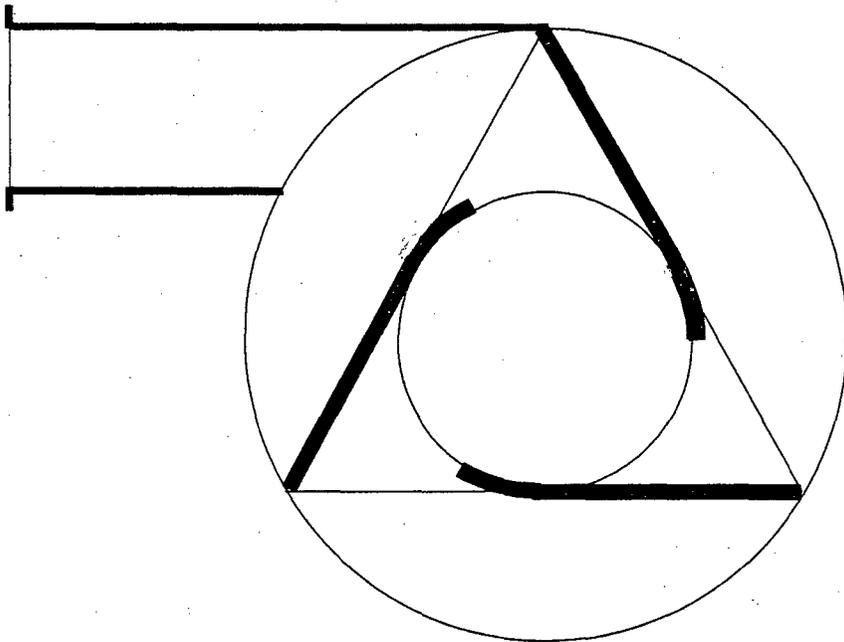


Fig. 3.6 Formación de inyector

3.2 CARACTERÍSTICAS DE ESTA TURBINA

3.2.1 Relacionadas al funcionamiento

La admisión del flujo de agua es parcial.

El chorro de agua que incide en el rotor de la turbina posee sección rectangular y atraviesa el rotor tres veces, a cada paso del fluido por el rodete se denomina efecto, por cuanto la turbina es de triple efecto.

El flujo en la turbina es centrípeto – centrífugo, centrípeto en el primer efecto y centrífugo en el segundo y tercer efecto.

No existe deflexión axial en su paso por la turbina al igual que la turbina Michell es decir los vectores de velocidad son siempre perpendiculares al eje de la turbina.

Dado que los canales del rotor están llenos de agua cuya presión es ligeramente superior a la atmosférica se considera como turbina límite de las turbinas de acción y reacción.

3.2.2 Ventajas.

Es materia de investigación si para cargas parciales por ejemplo 10% de factor de carga se obtienen rendimientos aceptables. Por su simplicidad constructiva. Su costo de fabricación es bajo.

3.2.3 Partes de la Turbina.

3.2.3.1 El Inyector.

Inyector, es un ducto cuya finalidad es conducir al flujo de la tubería de presión al rodete, transformando la energía potencial del fluido en energía cinética, de modo que el rodete pueda aprovechar esta energía cinética.

3.2.3.2 Carcaza.

Elemento cuya finalidad fundamental es evitar el aspergeo del fluido en su trayectoria a través del rodete, otra finalidad puede ser, la de soportar la estructura de la turbina o parte de ella y transmitir los efectos o parte de ellos, a los apoyos o soportes de la turbina.

3.2.3.3 Rotor.

Elemento principal de la turbina, está formado por 3 álabes cuya finalidad es transformar la energía cinética del fluido en energía mecánica de la manera más eficiente, aprovechando en forma óptima toda la energía cinética del fluido obtenido de la energía potencial del salto.

CAPÍTULO 4

PRINCIPIOS QUE RIGEN EL FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA PROPUESTA

4.1 CONSIDERACIONES.

4.1.1 Generalidades.

Como se trata de una turbina nueva el trabajo efectuado debe centrarse en: la formulación de un modelo teórico que garantice el funcionamiento óptimo de la turbina. Esta formulación debe tener su fundamento en la formulación y concepción de los triángulos de velocidad de la turbina en sus tres efectos.

4.1.2 Principios.

El diseño de una turbina hidráulica se basa en un modelo teórico que determine el diseño y pueda predecir el comportamiento de la turbina para las distintas condiciones de operación.

Todo modelo teórico está formado por ecuaciones que tienen su fundamento: en la concepción del funcionamiento, supuestos relacionados y los principios de turbomáquinas.

Al procedimiento empleado para obtener las ecuaciones se llama: formulación del modelo teórico.

La formulación de un modelo teórico considera la maximización del aprovechamiento del recurso hídrico, por consiguiente las ecuaciones que conforman el modelo teórico son resultados de un proceso de optimización, lo que implica que el modelo teórico sea un modelo teórico optimizado.

4.1.3 Supuestos.

En el flujo ideal no existen pérdidas por fricción en el rodete, no existe choque, el resbalamiento es despreciable, el efecto de viscosidad es pequeño.

El flujo al interior del rodete sigue estrictamente la trayectoria relativa dada por la forma de los álabes, el tiempo que transcurre entre el primer y segundo efecto se asume pequeño, por lo que el efecto de la gravedad sobre la velocidad absoluta se considera despreciable, que implica una trayectoria lineal.

4.1.4 Esquematación de la trayectoria del flujo.

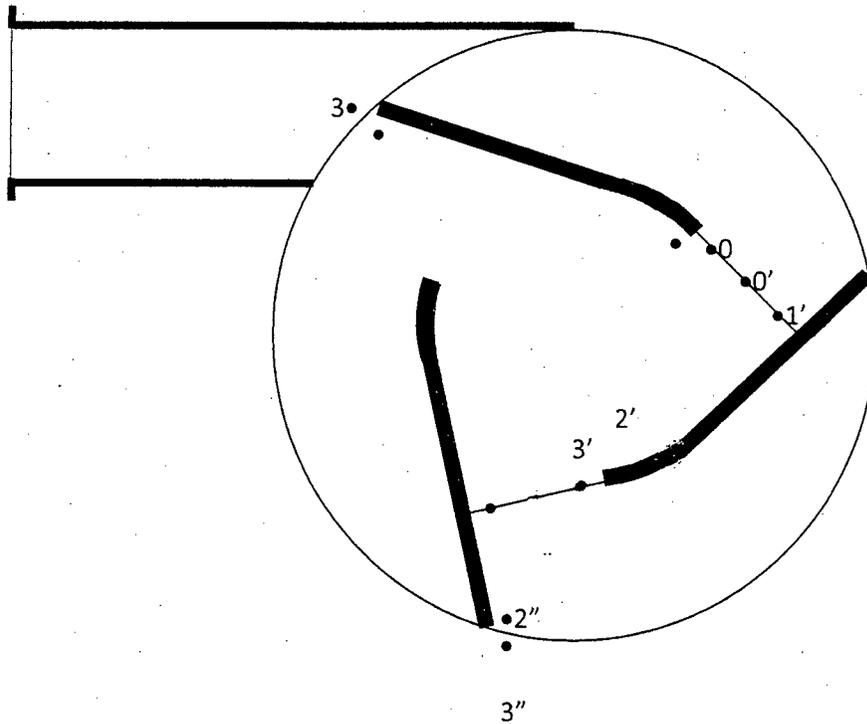


Fig. 4.1 Esquema de la Trayectoria del flujo.

El esquema mostrado responde a la siguiente nomenclatura (Ver figura 4.1):

- Punto 3 del fluido final del inyector antes de ingresar al álabe.
- Punto 2 del fluido en el inicio del álabe en el (Primer efecto).
- Punto 1 del fluido en el final del álabe del Primer efecto.
- Punto 0 del fluido al abandonar el álabe después del primer efecto.

- Punto 0' del fluido antes de ingresar al alabe en el inicio del segundo efecto.
- Punto 1' del fluido en el álabe en el inicio del segundo efecto.
- Punto 2' del fluido en el alabe al final del segundo efecto.
- Punto 3' del fluido al abandonar el álabe después del segundo efecto.
- Punto 0" del fluido antes de ingresar al álabe en el inicio del tercer efecto.
- Punto 1" del fluido en el alabe en el inicio del tercer efecto.
- Punto 2" del fluido en el álabe al final del tercer efecto.
- Punto 3" del fluido al abandonar el alabe después del tercer efecto.

4.1.5 Triángulos de Velocidad.

Una vez propuesto la esquematización de la trayectoria del flujo se establecen los triángulos de velocidad.

i. Punto 3 antes del ingreso al álabe.

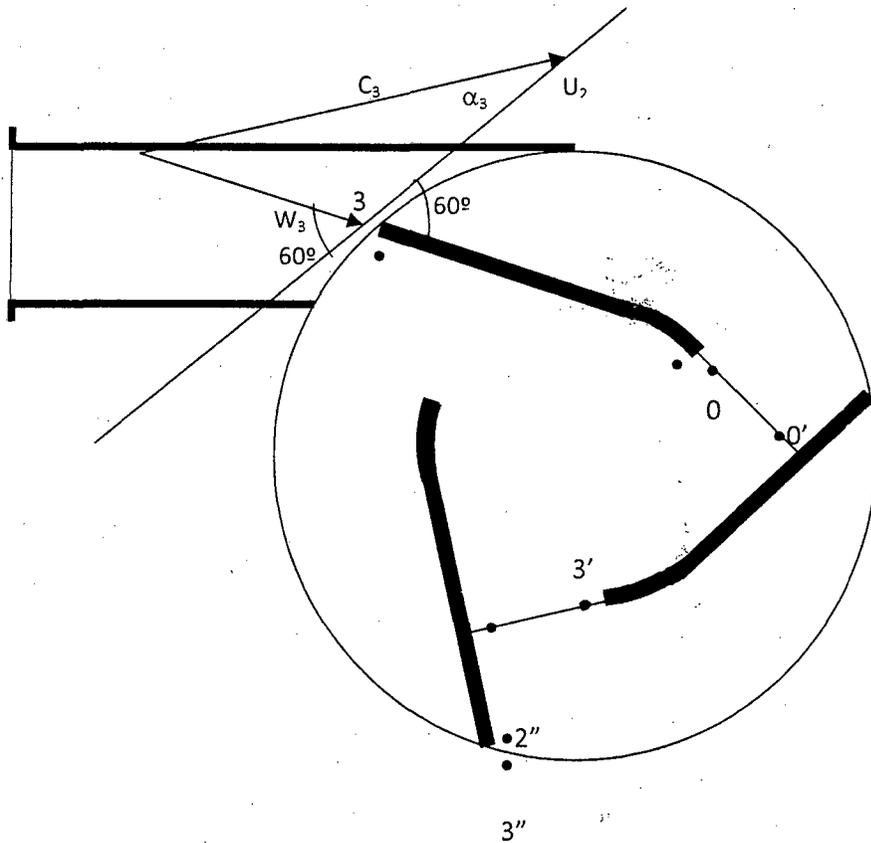


Fig. 4.2 Triangulo de velocidad al ingreso

U_2 : Velocidad tangencial periferie

W_3 : Velocidad relativa para el ingreso

C_3 : Velocidad absoluta

- ii. Punto 0 del fluido al abandonar, el álabe después del primer efecto.

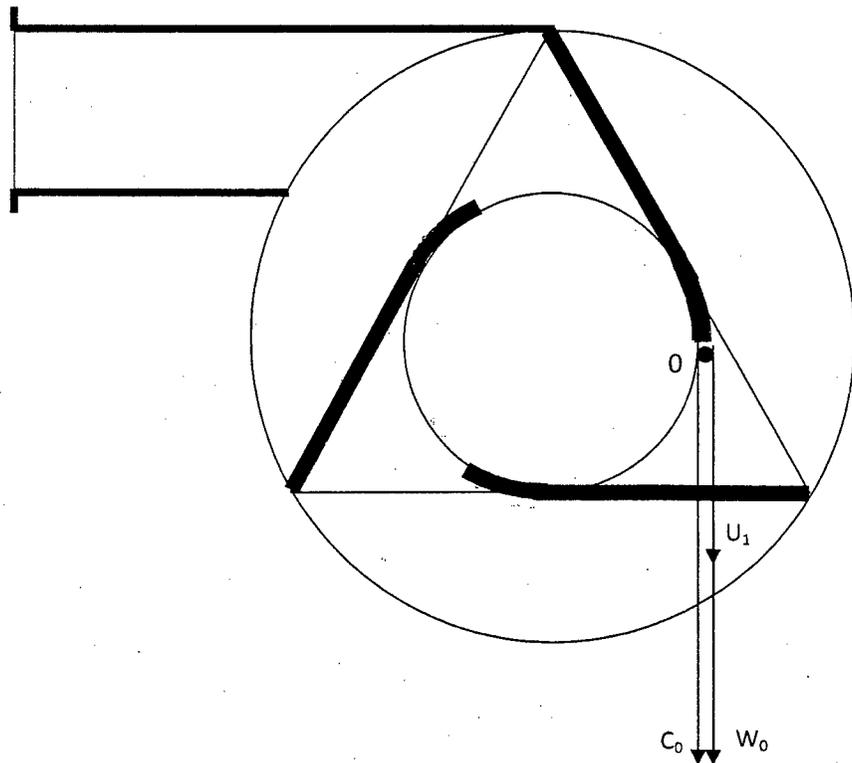


Fig. 4.3 Triángulo de velocidad al final del primer álabe

U_1 : Velocidad tangencial interior (del círculo inscrito)

W_0 : Velocidad relativa a la salida del alabe.

C_0 : Velocidad absoluta.

- iii. Punto $0'$ del fluido antes de ingresar al álabe en el inicio del segundo efecto.

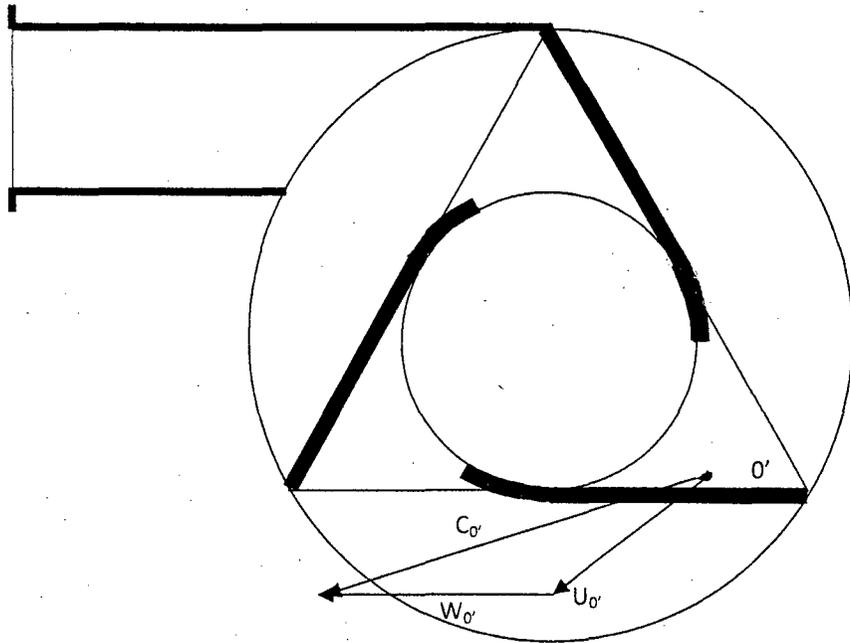


Fig. 4.4 Triángulo de velocidad al inicio del segundo efecto

$U_{0'}$: Velocidad tangencial en $0'$

$W_{0'}$: Velocidad relativa en el álabe al inicio del segundo efecto.

$C_{0'}$: Velocidad absoluta

- iv. Punto 3' del fluido al abandonar el alabe después del segundo efecto.

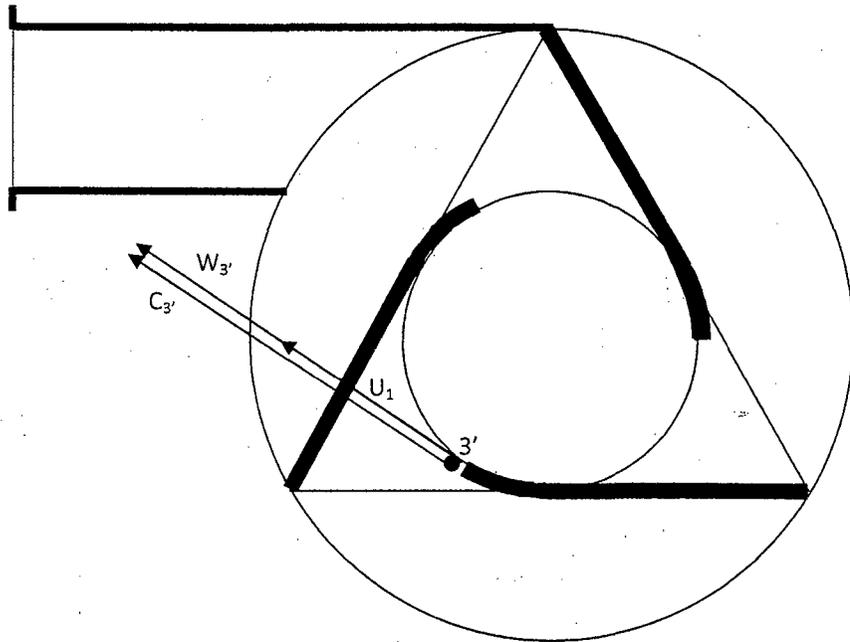


Fig. 4.5 Triángulo de velocidad al final de segundo efecto

U_1 : Velocidad tangencial interior

$w_{3'}$: Velocidad relativa

$C_{3'}$: Velocidad relativa.

- v. Punto $0''$ del fluido antes de ingresar al álabe en el inicio del tercer efecto.

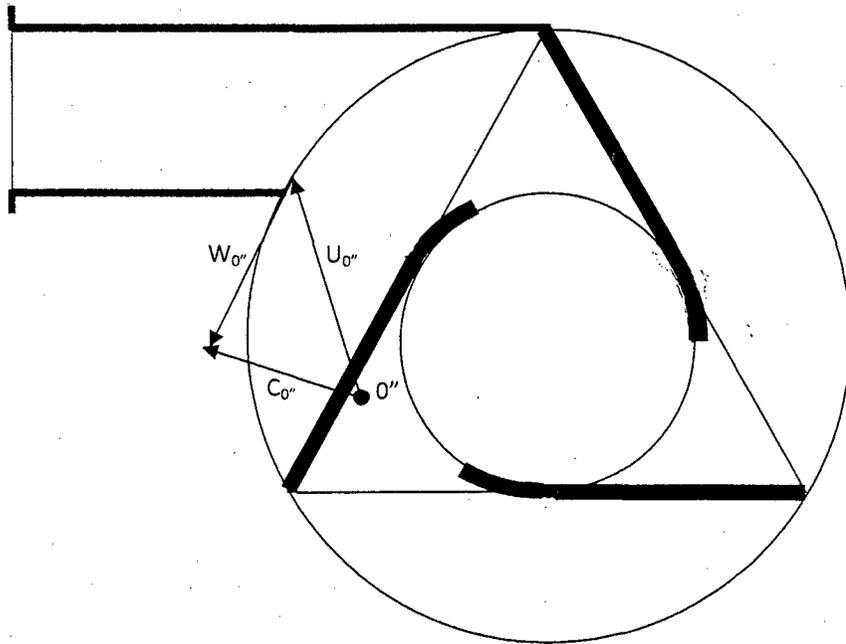


Fig. 4.6 Triángulo de velocidad al inicio del tercer efecto

$U_{0''}$: Velocidad tangencial en $0''$

$W_{0''}$: Velocidad relativa

$C_{0''}$: Velocidad absoluta

- vi. Punto 3'' del fluido al abandonar el álabe después del tercer efecto.

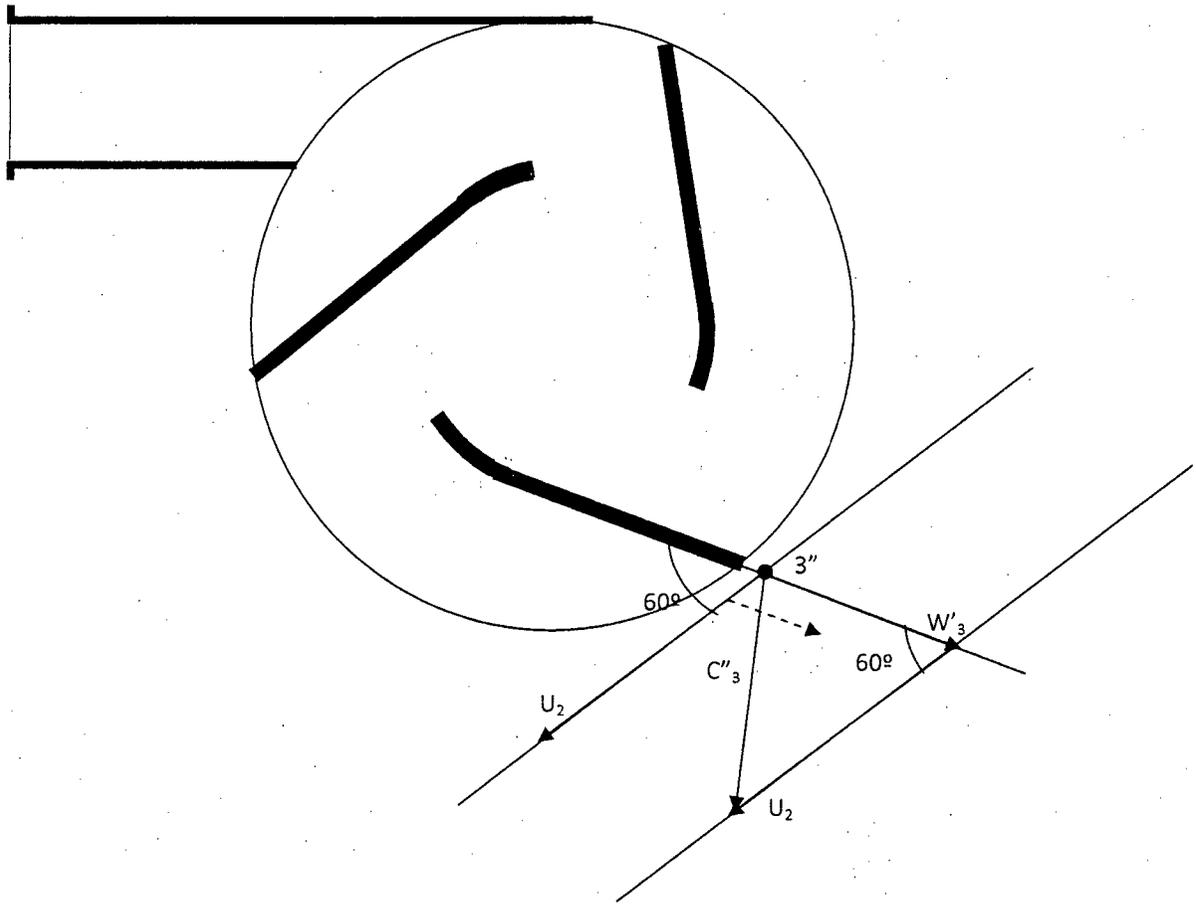


Fig. 4.7 Triangulo de velocidad al final del tercer efecto

U_2 : Velocidad tangencial en la periferie

$W_{3''}$: Velocidad relativa

$C_{3''}$: Velocidad absoluta

4.2 COEFICIENTES EMPLEADOS.

4.2.1 Coefficiente de fricción en el álabe.

Es la relación entre la velocidad relativa por efecto cinemático de la capa límite en el álabe y la velocidad relativa ideal.

$$K_w = \frac{W_3^r}{W_3} \quad (4.1)$$

4.2.2 Coefficiente del inyector

El coeficiente del inyector (ϕ_v) es la relación entre velocidad real absoluta obtenida y la velocidad ideal absoluta teórica calculada que se podría obtener aprovechando el salto neto suministrado al inyector.

$$C_i = C_3 = \phi_v \sqrt{2gH_u} \quad (4.2)$$

$$\phi_v = \frac{C_{i\text{real}}}{C_{i\text{teórico}}} = \sqrt{\frac{H_u - \Delta H}{H_u}} \quad (4.3)$$

$$C_i = \phi_v \sqrt{2gH_u} \quad (4.4)$$

CAPÍTULO 5

OPTIMIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LA TURBINA PROPUESTA

5.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Al igual que la turbina CROSS FLOW, el proceso de transformación de la energía hidráulica comienza en el inyector directriz que conduce el fluido al rotor, acelerando el flujo como una tobera convergente, el fluido abandona el inyector directriz con una velocidad también proporcional a la raíz cuadrada de la altura útil.

A continuación el flujo ingresa al rodete de la turbina, en esta sección comienza el primer efecto en contacto con uno de los tres álabes no existe, el aceleramiento del flujo por considerar el efecto del espesor de los álabes casi despreciable.

A la salida, todos los vectores de velocidad se superponen (velocidad absoluta, tangencial y relativa).

En seguida el flujo ingresa por segunda vez al otro álabe y comienza el segundo efecto, acá no existe en absoluto el efecto de espesor de los álabes, ay un choque frontal del fluido con el álabe y recorre algo más de la mitad del álabe hasta su final en el punto 2' del álabe.

Luego el flujo ingresa por tercera vez al tercer álabe y comienza el tercer efecto, existiendo un choque frontal como en el caso anterior, pero aquí existe la posibilidad de que el fluido siga girando alrededor del eje para luego abandonar al rodete en su tercer efecto, existiendo aquí también dos posiciones: (1) el ángulo absoluto del triángulo de velocidades es menor a 90° ya que no puede ser 90° como condición óptima, por la disminución de la velocidad relativa por efecto cinemático de la capa límite.

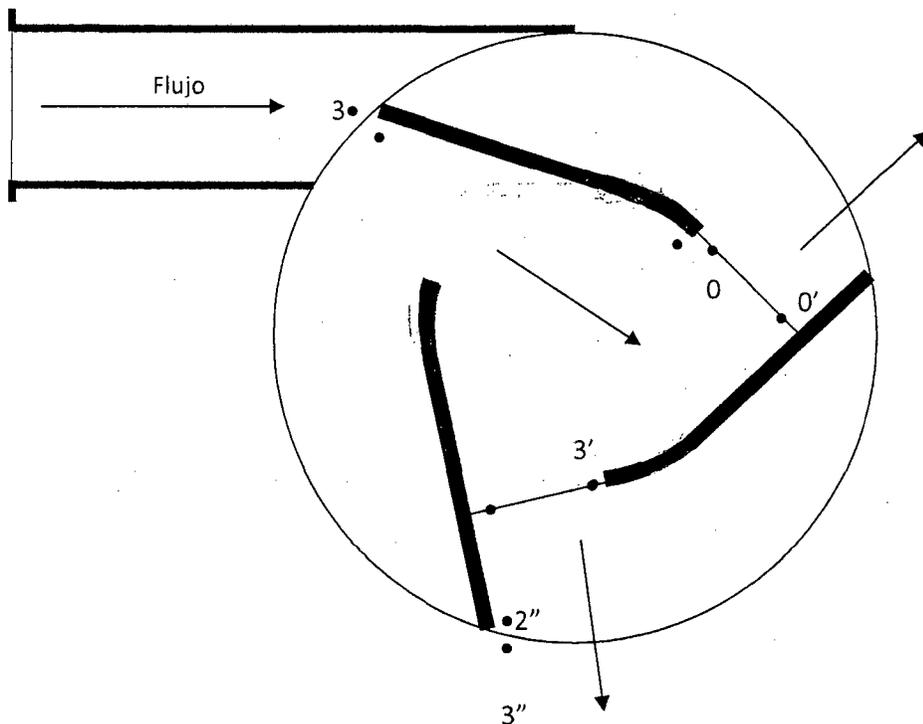


Fig. 5.1 Ubicación de los puntos para la localización de los triángulos de velocidad

5.2 TRIANGULOS DE VELOCIDAD

Teniendo como fundamento el principio de funcionamiento de la turbina propuesta, establecemos dos triángulos de velocidad, el de ingreso y el de salida, poniéndonos en el caso más desfavorable.

Entrada

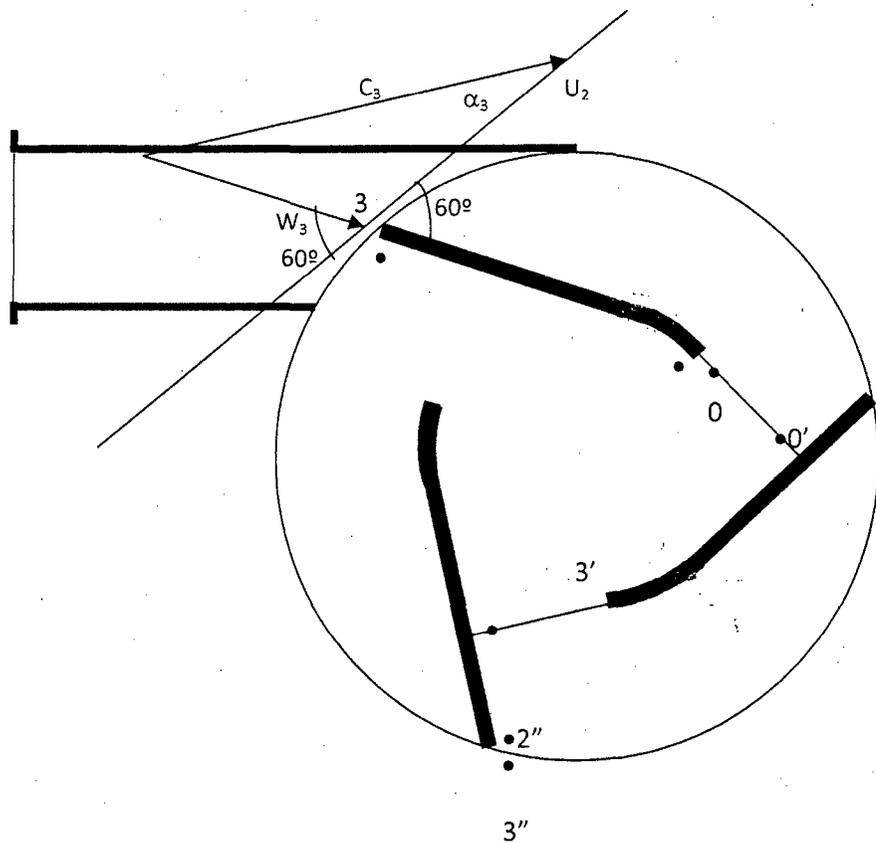


Fig. 5.2 Localización del triángulo de velocidad a la entrada del álabe

Salida

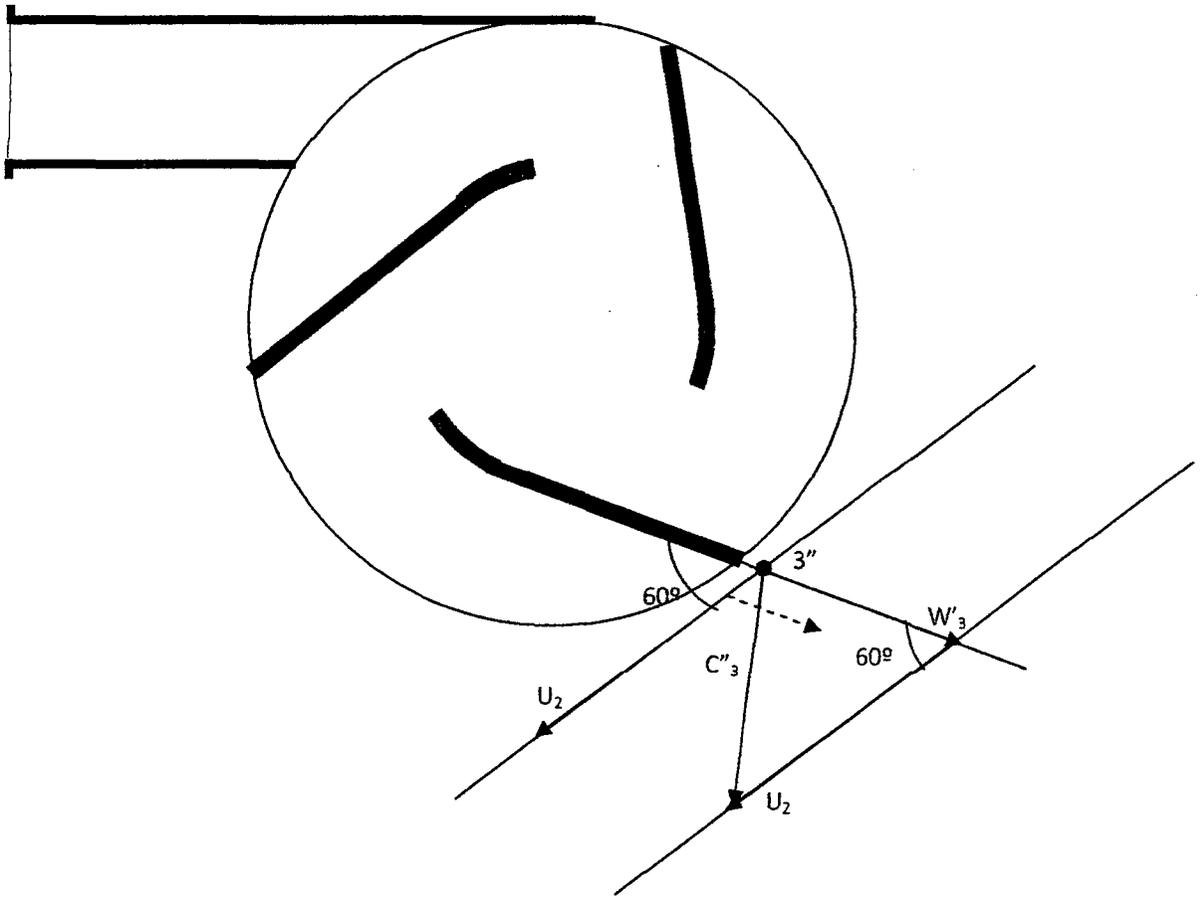


Fig. 5.3 Triángulo de velocidad a la salida del rotor

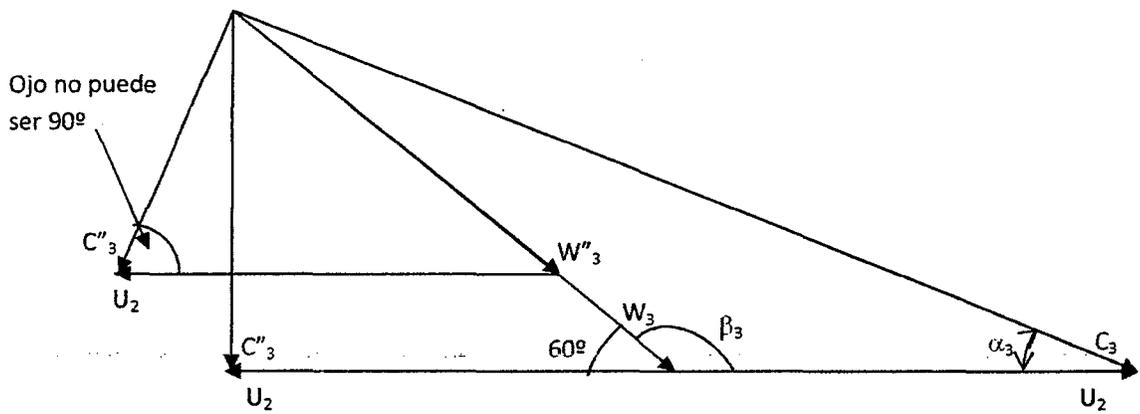


Fig. 5.4 Triángulo de velocidad a la entrada y salida del rotor

5.3 CINEMÁTICA DEL FLUJO.

Establecemos las siguientes condiciones cinemáticas del flujo.

Ingreso a la turbina

$$C_{3u} = 2u_2 \quad (4.1)$$

$$U_2 = \frac{C_3 \cos \alpha_3}{2} \quad (4.2)$$

$$H_u = \frac{1}{\phi_v^2} \frac{C_3^2}{2g} \quad (4.3)$$

Salida de la turbina

$$K_w = \frac{W_3''}{W_3} \quad (4.4)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\operatorname{tg} 60^\circ}{2} \quad (4.5)$$

$$\alpha_3 = 40.89^\circ \quad (4.6)$$

$$C_3'' \cos \alpha_3'' \neq 0 \quad (4.7)$$

5.3.1 La ecuación de euler en la turbina propuesta.

Al igual que en la turbina Micell-Banki la altura de Euler final se aplica sólo a los triángulos de velocidad de entrada y de salida, entonces tomando la relación 3.9 llegamos a:

$$H_R = \frac{U_2 (C_{3u} - C_{3u}')}{g}$$

Como en el caso de la turbina Michell para que H_R sea mayor es necesario que C_{3u} sea máximo y C_{3w} tienda a 0 y el ángulo absoluto sea 90° pero esto es imposible por la disminución de la velocidad relativa por efecto cinemático de la capa límite.

5.4 . POSIBLE EFICIENCIA HIDRÁULICA

Se podría decir que la relación 3.14

$$\eta_{hmax} = \frac{1}{2} \phi_v^2 (1 + Kw) \cos^2 \alpha_i$$

Es una generalización de las turbinas de acción por tanto en condiciones ideales tenemos:

$$\phi_v = 1$$

$$Kw = 1$$

$$\eta_{hidealmax} = \cos^2 \alpha_i$$

$$\alpha_i = \alpha_3$$

$$\eta_{hidealmax} = \cos^2 \alpha_3$$

$$\alpha_3 = 40.89 \text{ Relación 4.5}$$

$$\eta_{hidealmax} = \cos^2 40.89$$

$$\eta_{hidealmax} = 0.53$$

CAPITULO 6

AREA DE COBERTURA DE LA TURBINA

PROPUESTA

6.1 GENERALIDADES

Esta turbina podría estar clasificada como una turbina limite, en parte como turbina de impulso y en parte como turbina de reacción, dado que posee ambas características ya que parte de la carcasa podría formar parte del inyector interior pero siempre va a ver un espacio entre el final del inyector y el rodete, pero este espacio es pequeño que provoca que la presión del fluido en los canales del rodete sea mayor que su entorno, y se obtengan valores ligeramente mayores a la presión del interior de la carcasa por tanto la suposición de la presión constante en el fluido en su paso por el rodete puede considerarse válida pero para el tercer efecto más no para el primer y segundo efecto, la situación descrita explica la clasificación que se le da a esta turbina de estar situada entre Pelton de varios inyectores y Francis lenta semejante a la turbina Cross – Flow que años atrás fue extremadamente popular en Europa donde cubría saltos desde los 9 m.

hasta los 180 m con caudales de hasta 10m³/s y potencias de hasta 1900 kw.

6.1.1 Cobertura de utilización

El estado tecnológico de las turbinas en nuestro país se caracteriza por su alto contenido de tecnología importada y en algunos casos se presentan con diseños inadecuados sin innovación, sin estudios que ataquen el funcionamiento más importante, sin tendencias modernas para su optimización, sin experimentación. En este caso la presente propuesta se presenta como la tecnología más apropiada para la explotación del recurso por su simplicidad de construcción.

6.1.2. Cobertura hidráulica

Por presentarse el ángulo β de entrada mayor a 90° (120°) la velocidad tangencial se hace reducida y el rodete se asimila al rodete de una turbina Francis lenta en donde esta turbina es en realidad una turbina de chorro, ubicando por tanto a la turbina propuesta entre Francis lenta y Pelton de varios inyectores.

CONCLUSIONES

- 1) Se han desarrollado dentro del rotor de la turbina seis triángulos de velocidad, partiendo de principios y relaciones que rigen el comportamiento de las turbinas hidráulicas en contraste con la teoría de triángulo de velocidad de las turbinas clásicas.
- 2) Se ha obtenido un modelo teórico para la evaluación de la eficiencia partiendo del hecho de que el ángulo de entrada ya está predeterminado (120°), y el diámetro interior también por el sistema de circulación del agua, los que traen como consecuencia una configuración geométrica muy diferente a las demás turbinas.
- 3) El diámetro interior determina una longitud del área del caudal que podría compensarse con la longitud del rotor. El ataque del agua al rotor se da en dos fases secuenciales periódicas que no se presentan en ninguna otra turbina proponiendo entonces las limitaciones de la ecuación de Euler en donde la aplicación se efectúa en álabes que tienen la misma configuración hidráulica y con dos triángulos de velocidad de entrada y salida.
- 4) La configuración geométrica de los álabes de la turbina está supeditada al diámetro exterior del rodete una vez determinado este,

queda automáticamente determinado el diámetro interior, por la relación que hay entre la circunferencia circunscrita al triángulo equilátero y la circunferencia inscrita en este.

- 5) La eficiencia obtenida se ha hecho en base a la aplicación de la ecuación de Euler en la posición c (figura al final de las conclusiones), contemplándose que en las posiciones a y b el alabe actúa a manera de prolongación del inyector y la evaluación de la eficiencia sería en base al triángulo plano en O cuyo valor es el siguiente.

La ecuación de Euler en o sería.

$$H_{RO} = \frac{U_1 (C_{0a})}{g}$$

$$H_u = \frac{1}{\phi^2} \frac{C_i^2}{2g}$$

Además.

$$C_{0a} = U_1 + W_0$$

$$K_w = \frac{W_0}{W_3}$$

$$W_3 = 2 U_2$$

$$U_1 = \frac{U_3}{2}$$

Entonces la eficiencia será.

$$\eta_{ho} = \frac{H_{RO}}{H_o}$$

Reemplazando llegamos

$$\eta_{ho} = \frac{5}{8} \phi^2 \cos^2 \alpha_3$$

$$\phi = 1$$

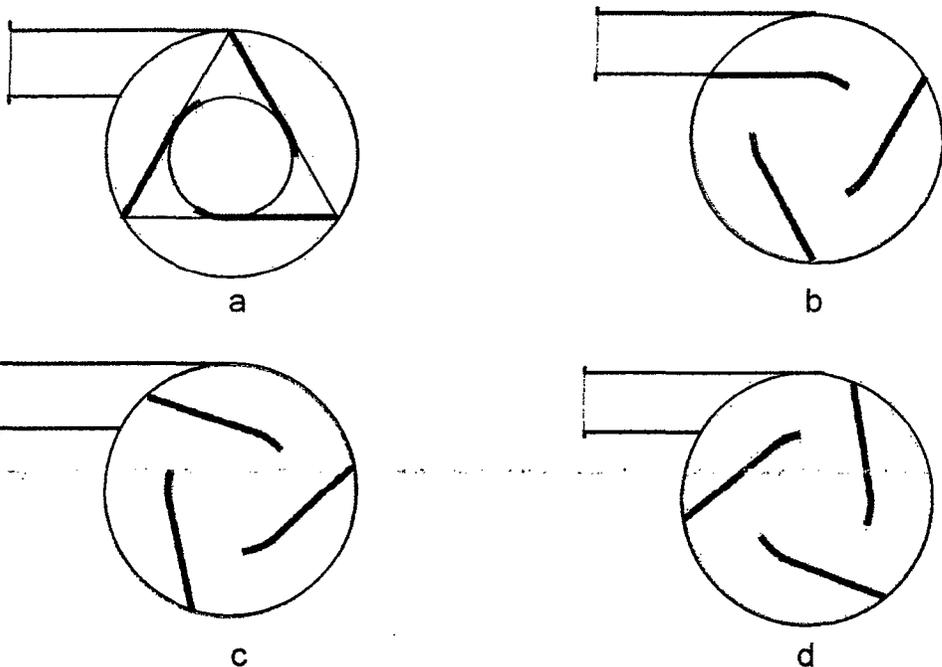
$$\alpha_3 = 40.89$$

Reemplazando tenemos:

$$\eta_{ho} = \frac{5}{8} \phi^2 \cos^2 40.89$$

$\eta_{ho} = 0.357$

- 6) Nos encontramos con 2 valores de eficiencia (0.531, 0.357) que no suelen darse en los álabes de las otras turbinas y bien tomamos los dos impactos como uno o el impacto de la posición c para la obtención de la eficiencia; si tomamos el primero estamos hablando entonces de una eficiencia hidráulica ideal máxima de 88.8% esto es sumando los dos.
- 7) Como la velocidad absoluta en el flujo es radial centrípeta, puede suceder que los triángulos de velocidad (planos) que se dan en los extremos de los álabes en el diámetro interior, de la parte central se repitan es decir pueda sucederse un vórtice que podría mejorar su rendimiento.
- 8) Como en ninguna de las otras turbinas el inyector esta fácilmente unido al rotor y no requiere de una técnica especial para su construcción y acople.



Figuras de la conclusión N° 5

BIBLIOGRAFIA

- [1] Apuntes del Curso de Turbomaquinaria, II, Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, Lima - Perú.
- [2] COSTA PEREIRA, N.H., TEXEIRA BORGES, J.E.B. "Análise Computacional Bidimensional de Tuberías CROSS – FLOW". Secao de Termodinâmica Aplicada, Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico, 1994 Lisboa – Portugal.
- [3] COSTA PEREIRA, N.H., TEXEIRA BORGES, J.E.B. "Study of the Nozzle Flow in a Cross – Flow Turbine". Mechanical Engineering Department, Instituto Superior Técnico, Technical University of Lisboa, 1995, Lisboa – Portugal.
- [4] COTACALLAPA VERA, Rommel Benjamin, "Replanteamiento de las Relaciones que rigen el Diseño y Predicen el comportamiento de La Turbina Hidráulica de Flujo Cruzado". (VII CONEIMERA), Universidad Nacional San Antonio Abad, Setiembre del 2000 Cusco – Perú.
- [5] COZ PANCORBO, Andrés Federico, "Turbinas de Flujo Transversal" IV CONIMERA, 1975, Lima – Peru.
- [6] GERHART, Pjilip M.; CROSS, Richard J. y MOCHSTEIN, Jhon J.; "Fundamentos de Mecánica de Fluidos", 2da. Edición. Addison – Wesley Iberoamericano, 1995, Estados Unidos.
- [7] HERNANDEZ BAZO, Carlos A.; "Diseño construcción y Ensayo de Turbinas de Flujo Transversa para Microcentrales Eléctricas" Tesis de

Competencia Profesional, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Nacional de Ingeniería 1980, Lima – Perú.

- [8] INE – Instituto Nacional de Energía, “Estandarización de Turbinas tipo Michell Banki”. 1986, Quito – Ecuador.
- [9] ISHIMATSU, Katsuya., KAGE, Kazuyuki, OKUBAYASHI, Toyoyasu; “Simulation for the Flow Draund Coss – Flow Turbine With and plates”. Oita University, JSCFP, 2000, Tokio – Japón.
- [10] MARCHEGANI, Ariel R.; “Pequeñas Centrales Hidráulicas” Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (LA.M.HJ.), Departamento de Mecánica Aplicada, Universidad Nacional de Comahue, Patagônia, Buenos Aires, República de Argentina.
- [11] MOCHMORE., C.A. y MERRYFIELD, Fred., “The Banki Water Turbine” Buletin Series Nº 25; Engineering Experiment Station, Oregon State College, 1949.
- [12] NOZAKI, Tsugo., “Datos para la Elaboración de Proyectos de Pequeñas y Medianas Centrales Hidroeléctricas” 1985, Lima – Perú.
- [13] PATANKAR, Suhas V., “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow” Hemisphere Publishing Corporation, 1980 United States Of America.
- [14] PFLEIDERER, Carl., “Bombas Centrífugas y Turbocompresores” Traducción de la 1ra. Edición Alemana Editorial Labor S.A. 1960, Madrid – España.
- [15] POTTER Merle C. y WIGGERT, David C. “Mecánica de Fluidos”. 3ra. Edición International Thompson Editores, 2002 – México D.F. – México.
- [16] SHMES, Irving H., “Mecánica de Fluidos”, 3ra. Edición Mc Graw – Hill Interamericano, S.A., 1975 Santa Fé de Bogotá – Colombia.

- [17] SHANNON, Ran "Water Wwew Engineering". IPC-VI Designing for a Sustainable Future.
- [18] SHPIER, S.H., "Hidrodinámica"., 2000, Brasil.
- [19] SINMFLU, Grupo de Simulación Numérica en Mecánica de Fluidos y Transferencia de calor Apuntes del primer Curso Internacional en "Simulación Numérica de Flujo de Fluidos y Transferencia de calor con volúmenes Feritos" Universidad Nacional de Ingeniería, 2001, Lima – Perú.
- [20] TAKAHASHI, Naoya., CHOFUGOAKA, Chofu YANAMOTO, Kigoshi, JINDIJI HIGASHIMASHI, Chofu., "Direct Numerical Simulation of Boundary Laves Transition"., University of Electro-Communications y National Aerospace Laboratory, 2009; Tokio – Japón.
- [21] UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO, Facultad de Ingeniería Agrícola, Apuntes del 1er. Curso a Nivel de Post Grado en "Metodología de la Investigación Científico aplicado a la Ingeniería", 2001, Puno – Perú.
- [22] WHITAKER, Stephen., "Introduction To Fluid Mechanics" Prentice Hdel Inc., Robert E. Krieger Publishing Company In., 1981, Malabar – Florida.
- [23] TURBINAS KAPLAN y BULBO [http: //libros.redsauce.net/](http://libros.redsauce.net/)
- [24] CINK HYDRO Energy K.S. Turbinas hidráulicas Sistema Ossberger PONTIFICIA
- [25] TESIS DE LA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU