

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**"ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA BOMBA
CENTRIFUGA CON DIFUSOR DE ALABES
DE POSICION VARIABLE, OPERANDO COMO
TURBINA"**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

HERNAN JOSUE PINTO ESPINOZA

PROMOCION 1978 - 11

LIMA - PERU

1991

INDICE

CAPITULO I

	PROLOGO	1
1»	INTRODUCCION	4
U ,	ENERGIAS NO CONVENCIONALES	4
1.1.1.	Potencial energético nacional	10
1.1. 1.1.	Petról eo	10
1.1. 1.2.	Gas natural	10
1.1.1.3.	Carbón	11
1.1.1.4.	Hidroenergía	11
1.1.1.5.	Pequeñas centrales hidroeléctricas	11
1.1.1.6.	Geotérmica	12
1.1.1.7.	Energía solar	13
1.1.1.8.	Energía eólica	13
1.1.1.9.	Recursos forestales	14
1.1.1.10.	Residuos agrícolas	14
1.1.1.11.	Residuos animales	15
1.1.2.	Aplicaciones tecnológicas de las ener - gías no convencionales en el Perú	15
1.1.2.1.	Energía solar	15
1.1.2.2.	Secado solar	17
1.1.2.3.	Energía del bi ogas	23
1.1.2.4.	Energía geotérmica	36
1.1.2.4.1.	La energía geotérmica en elmundo	37
1.1.2.4.2.	Manifestaciones geotermales en el Perú	37
1.1.2.5.	Energía eólica	42
1.2.	PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS (P,C,H)	47
1.2.1.	Defi ni ci ón	47
1.2.2.	Ventajas y factores limitantes de las P, C.H.....	47

1.2.3.	Clasificación de las P.C.H.....	49
1.2.3.1.	Clasificación según potencia y salto	49
1.2.3.2.	Clasificación según potencia	50
1.2.3.3.	Clasificación según la forma de utiliza [^] ción	51
1.2.3.4.	Clasificación según su vínculo con el sistema eléctrico	51
1.2.3.5.	Clasificación según su concepción tecno- lógica	52
1.2.4.	Pequeñas Centrales Hidráulicas en el Pe- rú	52
1.3.	TURBINAS HIDRAULICAS UTILIZADAS EN P.C.H.	54
1.3.1.	Turbinas de acción	54
1.3.1.1.	Turbinas Pelton	56
1.3.1.2.	Turbinas Mche 11-Banki	60
1.3.1.3.	Turbinas Turgo	63
1.3.2.	Turbinas de reacción	65
1.3.2.1.	Turbinas Francis	66
1.3.2.2.	Turbinas con control simple en la entra- da	69
1.3.2.3.	Turbinas de cáfnara abierta	69
1.3.2.4.	Turbinas de eje horizontal con tambor	74
1.3.2.5.	Turbinas Kaplan	74
1.3.2.6.	Turbina tubular horizontal'.....	76
1.4.	ESTANDARIZACION DE TURBINAS PARA P.C.H.	78
1.4.1.	Antecedentes sobre la estandarización - de turbinas hidráulicas	79
1.4.2.	Objetivos de la estandarización	84
1.4.3.	Establecimiento de una serie de turbi- ñas de reacción normalizada	87
1.4.4.	Establecimiento de diámetros normaliza- dos	92
1.4.5.	Gampo de aplicación de las turbinas en serie	95

1.5.	BOMBAS CENTRIFUGAS USADAS COMO TURBINAS	102
1.5.1.	Perspectivas de aplicación	102
1.5.2.	Aspectos generales de funcionamiento	104
1.5.2.1.	Curvas características	106
1.5.3.	Consideraciones técnicas	108
1.5.3.1.	Regulación de la velocidad de rotación	108
1.5.3.2.	Prevención de la cavitación	111
1.5.3.3.	Velocidad de embalamiento	112
1.5.3.4.	Cambios en el diseño	114
1.5.4.	Rango de aplicación	115
1.5.5.	Características técnicas de una turbina convencional y una bomba usada como turbina	117
1.5.6.	Aspectos económicos	118

CAPITULO II

2.	TRANSFERENCIA DE ENERGIA EN BOMBAS CENTRIFUGAS OPERANDO COMO TURBINAS	122
	»	
2.1.	ECUACION DE BERGERON	122
2.2.1.	Curvas características de las turbinas hidráulicas	125
2.2.2.	ESTUDIO DE LAS DIFERENTES FORMAS DE OPERACION DE UNA BOMBA	130
2.2.1.	Estudio de las bombas-turbinas	130
2.2.1.1.	Generalidades del diseño de la bomba-turbina	130
2.2.1.2.	Vibraciones de la bomba-turbina	132
2.2.1.3.	Consideraciones fundamentales de la transferencia de energía	137
2.2.2.	Estudio del funcionamiento anormal de una bomba como turbina, debido al corte repentino de energía	140

2.2.2.1.	Cálculo de la altura de la bomba, operando en forma anormal como turbina	141
2.2.2.2.	Consideraciones generales del funcionamiento anormal de una bomba	142
2.2.3.	Estudio de una bomba seleccionada para operar como turbina	148

CAPITULO III

3.	CRITERIOS DE SELECCION DE BOMBAS PARA OPERAR COMO TURBINAS	151
3.1.	ESTUDIO DE LOS PARAMETROS DE SELECCION	151
3.1.1.	Factores de corrección	152
3.1.2.	Selección de la bomba	153
3.1.3.	Método tentativo de selección	154
3.2.	ANALISIS DE LA CAVITACION: N.P.S.H, y N.P.E.H.....	156
3.2.1.	Análisis del fenómeno de cavitación en bombas usadas como turbinas	157
3.2.2.	Aspectos generales que se deben tener en cuenta durante los ensayos de cavitación en modelos de bombas y bombas-turbinas	150
3.2.3.	El fenómeno de cavitación en turbinas usadas en P.C.H.....	172
3.2.3.1.	Condiciones de operación de las turbinas libres de cavitación	174

CAPITULO IV

	BANCO DE ENSAYOS Y PLAN DE ENSAYOS EXPERIMENTALES	177
4.1.	DESCRIPCION DEL BANCO DE ENSAYOS	177
4.1.1.	Bomba-turbina	177
4.1.2.	Regulador hidráulico	179

4.1.3.	Tablero de control	180
4.1.4.	Instrumentación	180
4.1.4.1.	Tacómetro	181
4.1.4.2.	Manómetro	181
4.1.4.3.	Tobera	182
4.1.4.4.	Dinamómetro	182
4.2.	ENSAYOS PRELIMINARES	185
4.2.1.	Calibración de instrumentos	185
4.2.1.1.	Calibración del tacómetro	186
4.2.1.2.	Calibración del manómetro	188
4.2.1.3.	Calibración de la tobera	190
4.2.1.4.	Calibración de los dinamómetros	197
4.3.	ENSAYO DE LA BOMBA COMO TURBINA (Ensayo principal).....	200
4.3.1.	Modalidad del ensayo y procedimiento	201
4.3.1.1.	Ensayo sin regulador y singenerador	201
4.3.1.1.1.	Arranque de la turbina	202
4.4.	PROCEDIMIENTO DE ENSAYO	203
4.5..	HOJA DE DATOS EXPERIMENTALES	205

CAPITULO V

5.	EVALUACION DE RESULTADOS	221
5.1.	FORMULAS EMPLEADAS	221
5.1.1.	Cálculo de la potencia al freno	221
5.1.2.	Cálculo del caudal	222
5.1.3.	Cálculo de la altura útil	222
5.1.4.	Cálculo de la potencia hidráulica	224
5.1.5.	Cálculo de la eficiencia de la turbina	224
5.1.6.	Cálculo de la cifra del caudal	224
5.1.7.	Cálculo de la cifra de presión	225

5.2.	RESULTADOS	225
5.2.1.	Curvas de ensayo a velocidad de rotación constante y abertura de los alabes del difusor constante	225
5.2.2.	Curvas de ensayo a velocidad de rotación constante y abertura variable de los álabes del difusor	256

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFIA

PLANOS

APENDICE

PROLOGO

El uso de turbinas hidráulicas convencionales, es una forma muy difundida de transformar la energía del agua en energía mecánica o eléctrica, para lo cual contamos en el país con una gran cantidad de recursos hídricos que se pueden utilizar en pequeñas centrales hidráulicas (P.C.H.) •

También podemos utilizar en lugar de una turbina convencional, una bomba centrífuga o de cualquier otro tipo que se encuentra fácilmente en el mercado, la que operando - en sentido inverso de rotación y de flujo, funciona como una turbina.

La bomba ensayada en el laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulicas de la UNI, materia del presente trabajo, tiene la particularidad que puede operar para diferentes posiciones de los álabes directrices, con lo que permite ampliar el campo de operación de la bomba.

En el capítulo I se presenta una descripción de los principales recursos energéticos que existen, y en particular a los recursos energéticos del país.

También se describe en este capítulo lo referente al tipo de turbinas convencionales usadas en P.C.H., sus características y aplicaciones de cada turbina, lo mismo

que aspectos generales del uso de bombas como turbinas, también se trata, la estandarización de turbinas.

En el capítulo II se habla sobre la transferencia de energía en bombas centrífugas operando como turbinas, en sus diferentes formas :

- a) la bomba-turbina; b) funcionamiento de una bomba como turbina, por corte repentino de energía; c) la selección de una bomba para operar como turbina.

En el capítulo III se ve los criterios que se deben tener en cuenta para seleccionar una bomba que va a operar como turbina, se hace también un estudio del fenómeno de cavitación en bombas que pueden operar como turbinas .

En el capítulo IV se describe el banco de ensayos utilizado para las pruebas, también se explican los ensayos previos que se hicieron antes de realizar el ensayo principal , estos ensayos previos son fundamentalmente, ensayos de calibración de instrumentos.

El ensayo principal comprende fundamentalmente, el procedimiento de ensayo seguido para la toma de datos.

Además se explica la forma como se van a evaluar los resultados., por medio de una serie de fórmulas utilizadas para cada caso.

Este capítulo contiene también la tabulación de datos to^

mados en el ensayo.

En el capítulo V se realiza la evaluación de los resultados, los cuales están contenidos fundamentalmente en tablas y curvas .

Las curvas se pueden clasificar de dos tipos :

curvas individuales

curvas en familia

Por último, quiero expresar mi profundo agradecimiento - al ingeniero A. Federico Coz Pancorbo, por su permanente asesoramiento en el desarrollo del presente trabajo.

Capítulo 1

1. INTRODUCCION.

1.1. ENERGIAS NO CONVENCIONALES.

La energía se encuentran en abundancia en torno a nosotros en todas partes y se manifiesta de diferentes formas: calor, luz, sonido, magnetismo y gravedad, movimientos y todas las funciones vitales.

La fuerza del agua en movimiento es tan grande que los cursos de agua de la tierra arrastran anualmente a los Océanos, cerca de 3 millones de toneladas de roca y, sin embargo, el mundo sólo aprovecha 1% ó 2% de esa tremenda energía.

La Organización Meteorológica Mundial estima que en los lugares favorables del mundo hay un potencial de energía del viento aproximadamente de 20 millones de MW. Esto equivale a más de cien veces el potencial hidroeléctrico bruto del Perú; vemos que lo falta no es energía, sino los conocimientos que nos permitan aprovechar la energía en mejores cantidades. Hasta ahora hemos desarrollado técnicas para aprovechar la energía de una fuente, la de los combustibles (sólidos, líquidos y gaseosos). Todos los combustibles fósiles destruyen el ambiente. La extracción de carbón de minas superficiales y subterráneas contaminan los cursos de agua y perjudican las tierras.

Los derramamientos de petróleo de las perforaciones y los buques cisterna han causado graves daños a las costas, matando a numerosos animales de toda clase.

El gas natural licuado es extremadamente explosivo y puede causar muchos accidentes.

Los combustibles fósiles a pesar de los muchos problemas inherentes a su uso, nos han llevado a depender de ellos en el curso de varias décadas, porque hemos encontrado métodos para obtenerlos y utilizarlos con facilidad y a bajo costo. Además hasta hace poco tiempo, la mayoría estábamos convencidos de que existían en forma casi inagotable.

Fueron pocos, exceptuando a los ambientalistas (ecólogos) y un puñado de científicos e ingenieros previsores, los que tomaron seriamente en consideración otras fuentes de energía.

Ahora, después de apagones y dificultades, escasez de gasolina, aumento de precios; sabemos que el carbón, petróleo y el gas natural no durarán eternamente. En el curso de los últimos 50 años el uso de la energía en todas sus formas se está duplicando - cada 15 años, mientras el consumo de energía (que los usuarios consumen más que los combustibles) se duplica cada 10 años. Estamos quemando en unas cuantas décadas lo que la naturaleza necesitó millones de años para producir.

La disminución de las necesidades de cantidades tan enormes de energía mediante disposiciones de conservación .sera desde luego una gran ayuda, pero es crucial que desarrollemos la tecnología que nos permita utilizar otras formas de energía para satisfacer nuestras necesidades futuras.

Afortunadamente en la actualidad comprendemos que hay otras enormes reservas de energía que no permanecerán fuera de nuestro alcance durante muchas decadas.

Cuando menos estamos examinando ya con interés las otras fuentes que la naturaleza pone diariamente a nuestra disposición: el viento, el agua, las materias orgánicas, la geotérmica y el sol, nos damos cuenta que esas fuentes son muy atractivas.

A diferencia de los combustibles nucleares y fósiles, podemos tomarlas y utilizarlas sin causar daños graves al ambiente.

La energía solar del viento o el agua, no emite contaminantes sólidos o gaseosos.

La producción de gas metano limpia realmente el medio de desperdicios, convierte la basura y los desechos agrícolas en combustibles y fertilizantes valiosos. El metano con una clasificación de octanos de 120, es un combustible muy limpio que se quema por completo.

Además, todas esas fuentes de energía son renovables

y se encuentran disponibles en cantidades enormes - en gran parte de la tierra.

En general, se debe tener en cuenta que la mayoría de las energías no convencionales anteriormente citadas, ya han sido conocidas y usadas por el hombre desde la antigüedad, de lo que se trata hoy es de utilizarlos en forma racional con criterio técnico-económico dentro de una política nacional de desarrollo como complemento de las energías convencionales y alternativas de sustitución en el futuro.

Debe destacarse sin embargo que una de las grandes barreras que impiden sean competitivas frente a las energías convencionales es su alto costo inicial.

Así como existe una relación entre el nivel de desarrollo y el avance de la ciencia y la tecnología puede también afirmarse que existe una relación recíproca entre el nivel de desarrollo y el consumo de energía, lo cual se ilustra en la tabla 1, donde se observa un desequilibrio semejante al caso anterior.

En 1973 se produjo a nivel mundial una crisis energética o crisis del petróleo, que se considera como uno de los problemas políticos y económicos más críticos de nuestro tiempo y lo han sentido en forma severa los países subdesarrollados que no poseen petróleo.

Como consecuencia de este gran problema la mayoría de las naciones se han lanzado a la búsqueda de fuentes alternas de energía y a políticas de conservación energética, tareas que deben enfrentar soluciones de tipo político, económico y tecnológico. Ampliando el concepto de energías no convencionales podríamos decir que éstas comprenden :

La energía hidráulica en pequeña escala, utilizando las pequeñas Centrales Hidráulicas (PCH) según O.L.A.D.E. para potencias menores de 5,000 Kw.

La energía solar en uso directo, usando los colectores solares del tipo plano o de concentración para aplicarlos en procesos de calentamiento del agua, de secado, de generación fotovoltaica.

La energía eólica o del viento, utilizando las turbinas eólicas o "molinos de viento" para fines de bombeo de agua y en las centrales eólicas.

La biomasa, usando los biodigestores para la generación de biogas y plantas para la producción de alcohol a partir de la caña de azúcar.

La energía geotérmica, utilizando las centrales geotérmicas que operan con vapor natural para accionar turbinas de vapor.

La energía maremotriz, utilizando las centrales maremotrices que utilizan la energía de las mareas y las olas de mar.

TABLA 1 : COMPARACION DEL CONSUMO DE ENERGIA

PAIS	CONSUMO PER CAPITA ANUAL DE ENERGIA KW h/hab.
NORUEGA	23,283
CANADA	17,505
SUECIA	17,098
U.S.A	10,533
SUIZA	8,372
R.F.A.	6,668
FRANCIA	5,934
BELGICA	5,857
U.R.S.S.	5,708
DINAMARCA	5,545
GRAN BRETAÑA	5,298
JAPON	4,585
P. BAJOS	4,366
ITALIA	3,418
ESPAÑA	3,072
VENEZUELA	2,750
ALGENTINA	1,582
BRASIL	1,490
URUGUAY	1,290
CHILE	1,190'
COLOMBIA	960
PERU	642 (*)
ECUADOR	525
PARAGUAY	383
BOLIVIA	267

* PERU = 678 KWh/habitante en 1987

Fuente: Plan Maestro de Electricidad 1988 - Sector
Energía y Minas - ELECTROPERU

1.1.1.1. Potencial Energético Nacional.

El Perú posee un importante potencial, el que sin embargo se encuentra insuficientemente evaluado y desarrollado.

El potencial energético comercial asciende a 2,846.2 millones de TEP, de los cuales el 18.6% corresponde al petróleo, 1.9% al gas natural, 24.7% al carbón mineral y el 54.8% a la hidroenergía. Por otro lado, el consumo de energía primaria comercial asciende a 8.1 millones de TEP, de los cuales con 74.6% participa el petróleo, con 7.9% el gas natural, con 1.2% el carbón mineral, con 11.6% la hidroenergía, con 4.7% el bagazo de caña.

1.1.1.1.1. Petróleo.

Las áreas con filiación petrolífera ascienden a 75 millones de Has. (o sea 59% del área total del país).

Se estima un potencial posible de 3,800 millones de barriles. Las reservas probadas ascienden a 565 millones de barriles y el nivel de producción anual representa el 12% de estas reservas.

1.1.1.1.2. Gas natural.

Las reservas probadas del país ascienden a 852,000 millones de pies cúbicos. Asimismo las reservas probadas del yacimiento de Aguaytia, en la selva central ascienden a 443,000 millones de pies cú

bicos, existiendo además otras posibilidades en la selva Amazónica. El nivel de producción anual de gas representa el 4% de las reservas probadas. Debo mencionar que recientemente se ha descubierto un importante yacimiento de gas en el Sur-Este de la Selva Peruana en la zona del río Camisea. Este rico yacimiento tiene reservas de gas natural y condensados líquidos en la siguiente cantidad:

$$16 \times 10^{12} \text{ pies cúbicos de gas}$$
$$725 \times 10^6 \text{ barriles de condensados}$$

1.1.1.3. Carbón.

Se estima un potencial del orden de 914.3 millones de TM, existiendo el afloramiento en las diversas cuencas del territorio nacional. El nivel actual de este recurso es mínimo.

1.1.1.4. Hidroenergía.

El potencial hidroeléctrico técnica y económicamente aprovechable supera los 58,000 Mw. El nivel de utilización actual de este potencial es solo de 3.8%.

1.1.1.5. Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

Se dispone de muchos pequeños aprovechamientos, los cuales están ubicados en las partes altas de las cuencas, en donde se presentan saltos entre 100 y

300 m con caudales de 200 y 2500 lt/s con los que se puede obtener plantas del orden de 100 Kw a 5000 Kw.

La mayor parte de los centros aislados ubicados en la sierra y selva alta del país, se localizan cerca de estos aprovechamientos y pueden ser abastecidos - por hidroelectricidad, ya que este recurso se encuentra distribuido en aproximadamente 1,000 subcuencas altas, en cada una de las cuales se puede obtener según estimaciones preliminares 1000 Kw técnica y económicamente aprovechables, totalizando un millón de Kw disponibles.²

1.1.1.6. Geotermia.

El territorio peruano se halla atravesado por el cinturón volcánico circunpacífico, característica que hace posible la presencia de numerosas fuentes (más de 70) con temperaturas superiores a 50°C que se encuentran especialmente en la zona de la sierra y con relativa proximidad a pequeños centros poblados, siendo lo más importantes los que se ubican al sur del paralelo 13 L.S. Acerca de esta fuente energética no se tiene conocimiento preciso de las reservas con que se cuentan.

Se concluyó el estudio de reconocimiento de 100,000 Km² en la región del Sur del Perú, donde se están realizando investigaciones preliminares. Otros recursos especulativos se ubican en las regiones Cen-

tro y Norte de la Cordillera Occidental en una faja angosta con manantiales de aguas termales (Regiones I, II, III y IV).

De la región que se extiende desde Cuzco a Puno (Región IV) no se dispone de información.

1.1.1.7. Energía Solar.

El Perú se encuentra en la zona tórrida próxima a la línea Ecuatorial, esto hace que la energía radiante media anual esté en el orden de 100 a 800 KJ/cm² año, lo cual facilitaría la explotación de la radiación solar, sobre todo en aquellas regiones de sierra donde el promedio de horas de sol a veces es superior a 8 horas/día/año.

Actualmente no se cuenta con datos confiables que permitan precisar la magnitud de los recursos.

En general se puede afirmar que el potencial solar en la sierra es bastante bueno, siguiendo la región selva. Las áreas más pobres en recursos de energía solar están en la región de la costa que presentan durante el invierno una caída brusca en la disponibilidad solar, causada por la nubosidad y las garúas persistentes.

1.1.1.8. Energía Eólica.

Nuestro territorio es en general favorecido por vientos moderados, cuya predominancia diaria permitiría la utilización óptima y prácticamente sin ries

gos de dispositivos eólicos, especialmente en la región costera norte, que es barrido por los vientos - del sur, con velocidades promedio casi estables de 5 m/s o en la sierra montañosa o de altiplanicie, donde los vientos presentan promedios superiores y son más constantes pudiendo ser aprovechables tanto de día como de noche, la ventaja de este tipo de energía estriba en la posibilidad de generar directamente energía eléctrica o transformada en energía meca % nica para bombeo de agua en usos agrícolas, pecuarios y de consumo humano directo.

1.1.1.9. Recursos Forestales.

El potencial energético forestal es enorme si se tiene en cuenta que se dispone de 83 millones de hectáreas en bosques y que cada una de ellas tiene un rendimiento de $10 \text{ m}^3/\text{Ha}$ con una densidad promedio de $0.5 \text{ TM}/\text{m}^3$ y un poder calorífico de $0.36 \text{ TEP}/\text{TM}$, se dispone de 149.4 millones de TEP/año. La cantidad de energía suministrada por la madera en el año 1984 fué de 3.2 millones de TEP.

1.1.1.10. Residuos agrícolas.

La superficie cultivada del país es de aproximadamente 2.5 millones de hectáreas, con una distribución de 0.7 en la costa, 1.2 en la sierra y 0.6 en la selva. La producción total de residuos agrícolas encierra un contenido energético de aproximadamente

940 mil TEP. Uno de los residuos más importantes por su utilización es el bagazo de la caña de azúcar. Los ingenios azucareros que lo producen lo utilizan como energético para generar electricidad a través de centrales térmicas o también para producir vapor industrial. Los residuos correspondientes a otros cultivos, tales como los de arroz, algodón, café, etc son escasamente utilizados como combustibles.

*
1.1.1.11. Residuos animales.

La mayor proporción de la población ganadera del Perú está localizada en la sierra, en las partes altas de esta región, los residuos orgánicos de alpacas, llamas y ganado vacuno son utilizados desde hace siglos como fuente de energía para cocinas y se le conoce como bosta. Estos residuos son recolectados, compactos y secados al sol antes de ser utilizados en mezcla con la leña.

Se estima que el potencial de estos residuos es de 11.8 millones de TM, considerando que tienen un poder calorífico de 0.36 TEP/TM, alcanzan un contenido de 4.2 millones de TEP/año.

1,1,2, Aplicaciones Tecnológicas de las Energías no convencionales en el Perú.

Referente a la actividad de este campo en nuestro país, podríamos distinguir una de carácter empírico

y otra de investigación y desarrollo, así como la ejecución como disciplina apoyada en la aplicación de los conocimientos científicos adaptados a nuestra realidad.

1.1. 2.1. Energía Solar

Dentro de la actividad empírica podemos citar como ejemplos el uso de la energía solar que se remonta desde la época de los Incas hasta la actualidad, en la preparación del charqui, chuño, secado de maíz, quinua, etc. y el empleo de centenares de termas solares para el calentamiento de agua, de construcción artesanal en Arequipa.

El Perú es un país privilegiado en cuanto se refiere al recurso de energía solar, su situación geográfica entre los paralelos 0 y 18 $^{\circ}$ S, dentro de la zona tropical, la ubicación de centros poblados en altitudes entre los 1000 y 4000 m.s.n.m. y condiciones meteorológicas de baja nubosidad en gran parte de su territorio, permiten disponer de cantidades de radiación solar probablemente disponibles para ser aprovechadas sistemáticamente.

La explotación sistemática de este recurso se inicia aproximadamente hace 16 años a través de programas de desarrollo e investigación efectuadas por Instituciones, tales como el ITINTEC y algunas Universidades Nacionales orientadas hacia el logro de siste

mas de calentamiento de agua y aire para secado, A continuación veremos como la energía solar se ha desarrollado en el Perú en el campo del secado de productos agrícolas y alimenticios.

1.1.2.2. Secado Solar

El proceso de secado solar puede ser calificado como directo e indirecto. En el primer caso los rayos solares inciden directamente sobre el producto incrementando su temperatura y creando condiciones necesarias para secado; en el segundo caso, la energía solar radiante es transformada en energía térmica para calentar aire y luego dirigirlo hacia el producto a secar, produciéndose el secado al cabo de un tiempo.

En el Perú se practican las dos formas de secado, - la primera desde tiempos muy antiguos con diversos productos agrícolas y agropecuarios, como: papa, chócío, quinua, tarwi, frutas y carnes, actividad a la que podemos denominar secado tradicional en virtud del tiempo en que se practica y de su originalidad. La segunda forma es más bien reciente .

La primera forma de secado es bastante conocida y difundida en el Perú.

Nos ocuparemos de la segunda forma de secado solar: Secado Solar técnico.

Esta definición incluye todo procedimiento de seca-

do en el que participa parcial o totalmente radiación solar para que el hombre haya elaborado algún artefacto, estructura, mecanismo, etc. que resulta indispensable para que se realice el proceso.

Esta actividad técnica orientada al secado solar en el Perú se inicia aproximadamente en 1972 y en el que han participado diversas instituciones de carácter privado y público, entre los que destacan el ITINTEC y Universidades Nacionales

Los productos agrarios que han sido sometidos a secado solar son los siguientes: melocotón, blanquillo, aceitunas, higos, plátanos, ají, papas, maíz, oca, habas, arroz, yuca, cebolla, ajos, zanahorias, hierbas, cáscaras de frutas (naranja, papaya, tomate) .

En 1983 se dio inicio al proyecto de mayor envergadura en materia de energía no convencional que se viene ejecutando en el Perú, es un proyecto de la Cooperación Técnica Peruano-Alemana. Las contrapartes del proyecto son el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONCYTEC) y la Deutsche Gesellschaft fuer Technische Zusammenarbeit (GTZ) y es ejecutado por las Universidades Nacionales de Ingeniería, Ancash, Cuzco, Tacna y Agraria (La Molina).

Esta actividad ha permitido ganar una buena experiencia en el manejo del recurso de energía solar, im-

plementar cuantitativa y cualitativamente el recurso humano, desarrollar tecnología propia, iniciar un trabajo de compromiso institucional e identificar y conocer la problemática del campesino dentro de su ámbito rural.

La energía solar tiene reales posibilidades de cooperar en el desarrollo rural del Perú, fundamentalmente en el campo agrícola y alimenticio dentro de la problemática de conservación de alimentos; su uso puede ser significativo en el secado de productos - no alimenticios, como por ejemplo la madera, en la obtención de calor a bajas temperaturas (aproximadamente 100°C), en destilación de agua, en calentamiento de agua y comunicaciones (transformación fotovoltaica); pero se debe dar prioridad a los problemas derivados de la actividad agrícola y uno de ellos es el secado de sus productos.

RESULTADOS TECNOLOGICOS DEL PROYECTO (PSS)

Durante la primera fase del Proyecto de Secado Solar (PSS), se han logrado resultados sustancialmente importantes, tanto en el aspecto técnico-tecnológico como en el experimental y el tratamiento a los productos.

En cuanto a los secadores construidos como a sus principales características, en la Tabla 2 presentamos la relación correspondiente y en la Tabla 2A -

TABLA - 2

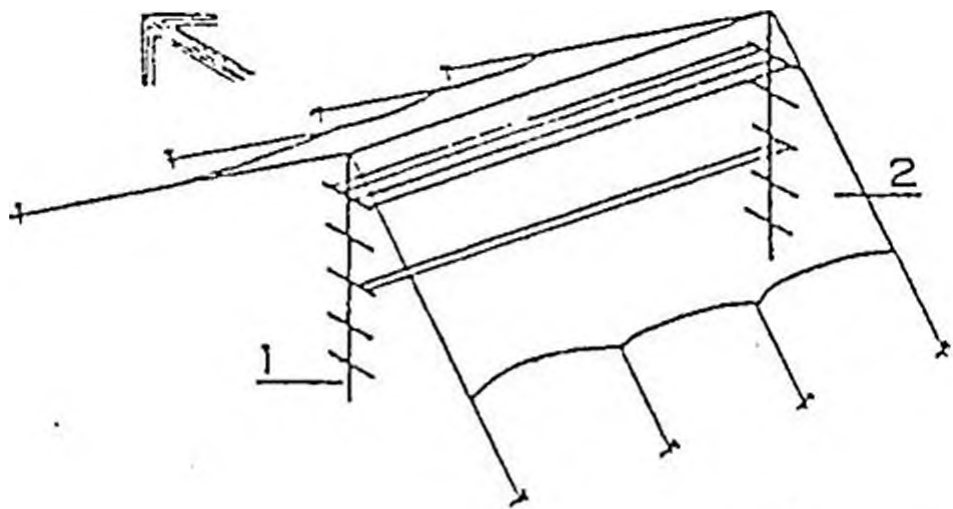
SECADORES SOLARES DESARROLLADOS POR EL PROYECTO (REFERENCIAS GENERALES)

AFRECIACION TECNOLÓGICA DE LOS RESULTADOS FÍSICOS DEL PROYECTO

Nu.	Secador	Capacidad (kg)	Aplicación	Observaciones	Modelo	Aplicación (Región/Producto)	Tecnología	Observaciones (Proyección económica - tipo de modelo - calif. técnica)
1	Híbrido indirecto modelo Cabina	100	Frutos	Solar-eléctrico Flujo forzado controlado.	1 Cabina	Tecno. melocón, membrilla, cebolla.	de desarrollo generada	-desfavorable -experimental -bueno
2	Híbrido indirecto modelo Silo	150	Granos	Solar-eléctrico Flujo forzado controlado.	2 Silo	Cuzco/abamba/ café, cacao, piñano, yuca.	de desarrollo generada	-desfavorable -experimental -bueno
3	Solar mixto modelo Alpamayo A	1000	Granos	Solar, convectivo y radiativo. Flujo libre controlado.	3 Alpamayo A	Huaylas/maíz morado, papa.	adecuada, adaptada	-espectante -en producción -bueno
4	Solar mixto modelo Alpamayo B	500	Frutos	Solar convectivo y radiativo. Flujo libre.	4 Alpamayo B	Huaylas/maíz morado, papa, tarata/orégano.	adecuada, aceptada	-espectante -en producción -construcción más simple que A
5	De viento modelo Estante A, B	100	Hierbas (orégano)	Por aereación Flujo libre	5 Estantes A y B	Tarata/orégano. Cusco/por en-sayarse.	adecuada, generada	-espectante -experimental -bueno
6	De viento modelo Estante C	120	Hierbas (orégano)	Por aereación Flujo libre	6 Estante C	Tarata/orégano.	adecuada, adoptada	-espectante -experimental -bueno
7	Solar mixto de convección forzada modelo Tunel	500	Frutos (ají)	Solar radiativo Flujo forzado controlado	7 Tunel	Cuzco/abamba/ café. Tacna/ají.	adecuada, adoptada	-espectante -experimental -bueno
8	Solar mixto de convección libre modelo Balfour	100-200	Frutos (ají)	Solar radiativo Flujo libre	8 Balfour	Tacna/ají	adecuada, generada	-espectante -experimental -bueno
9	De viento modelo Troje o Granero	1000-2000	Granos	Por aereación Flujo libre	9 Troje o Granero	Cusco/maíz Cuzco/maíz	adecuada, generada	-espectante -en producción -bueno -muy adecuado a

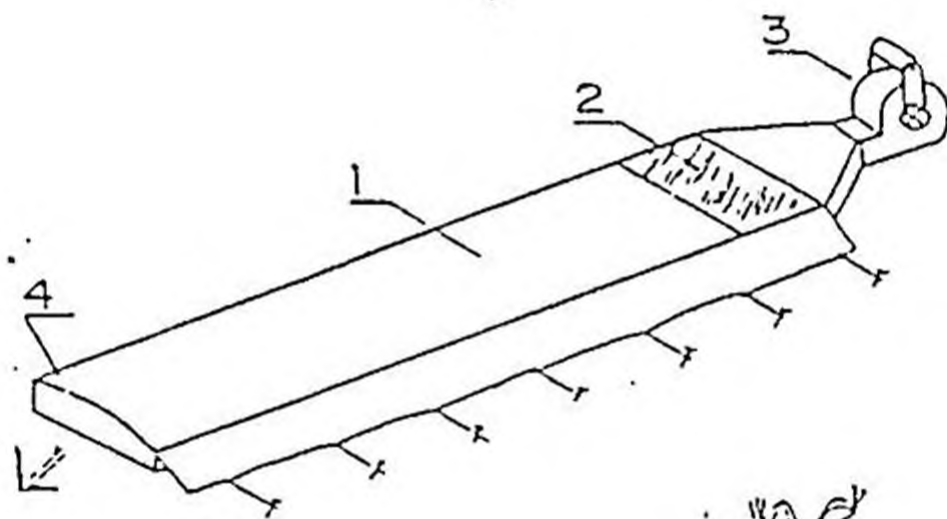
FIGURE 1

ESQUEMAS ILUSTRATIVOS DE LOS SECADORES DEL PSS



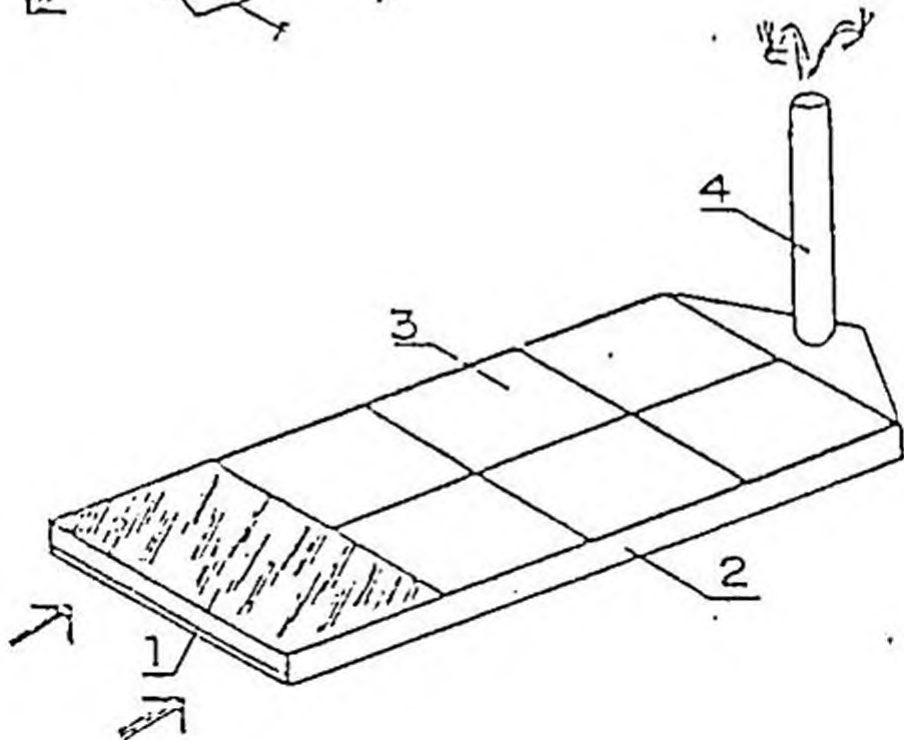
SECADOR ESTANTE C

- 1 Estantes para el secado.
- 2 Techo protector de plástico.
- 3 Dirección del viento



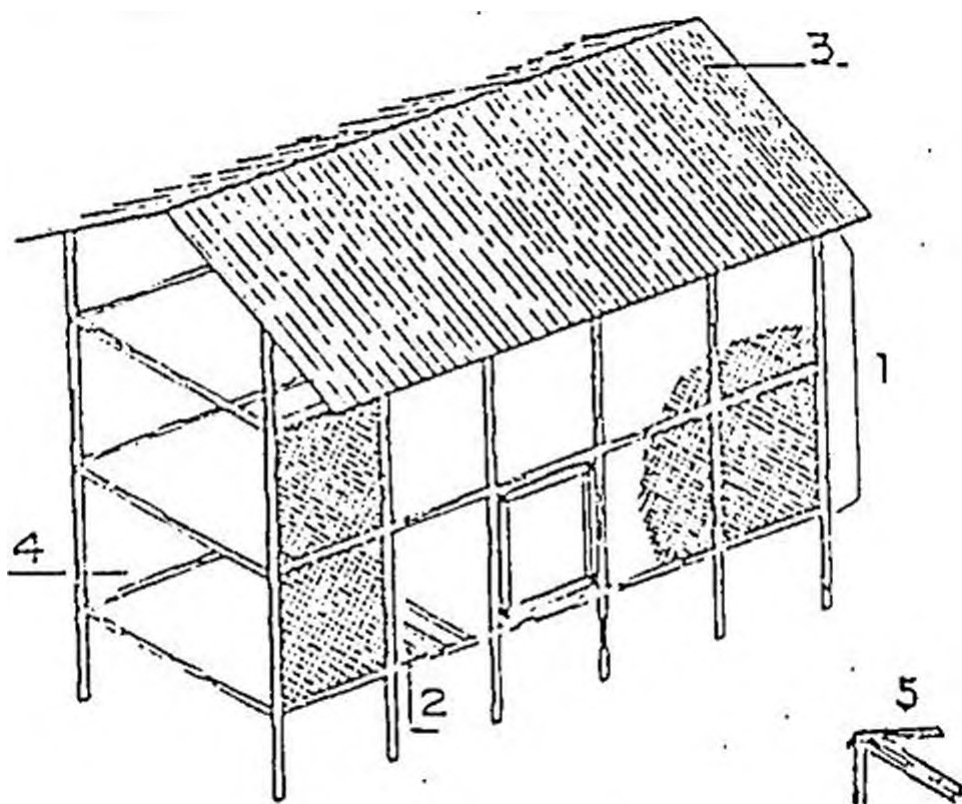
SECADOR TUNEL

- 1 Recinto de secado.
- 2 Colector pre-calentador.
- 3 Motor-ventilador.
- 4 Cubierta de plástico



SECADOR BALFOUR

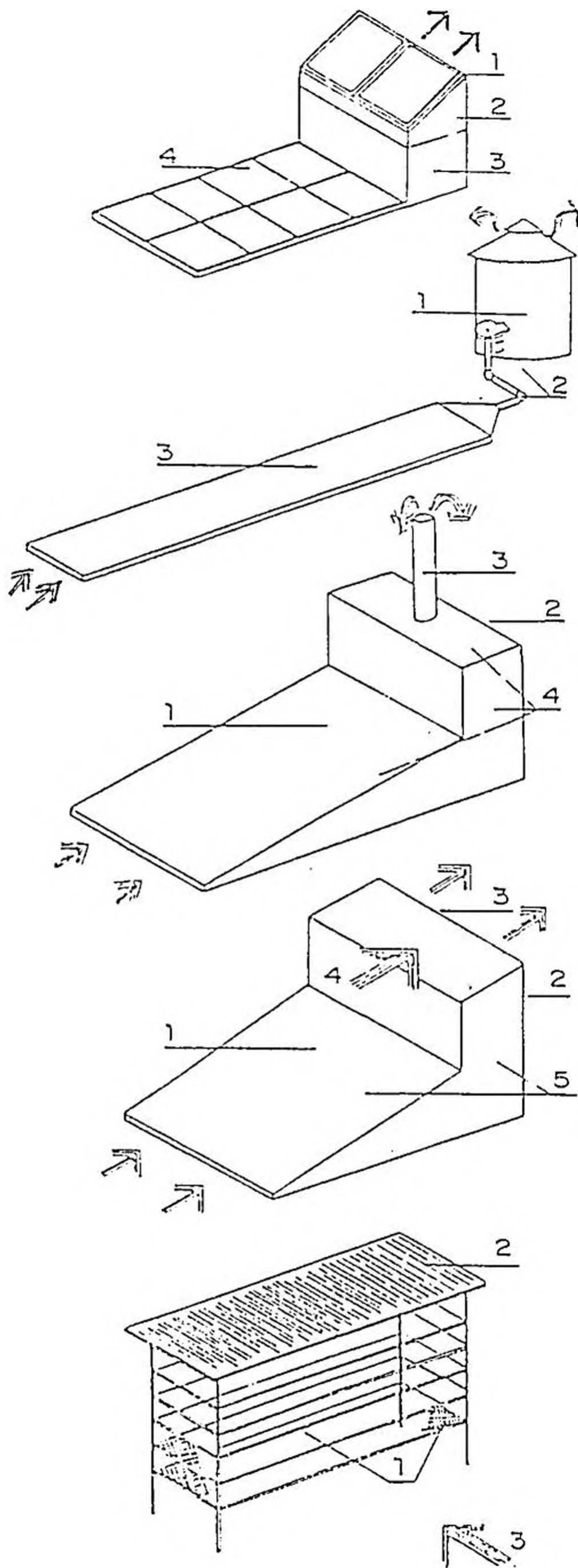
- 1 Colector pre-calentador.
- Recinto de secado.
- Cubierta de plástico
- 4 Chimenea.



SECADOR TROJE O GRANERO

- 1 Recinto de secado.
- 2 Piso
- 3 Techo protector.
- A Nalia envolvente de alambre.
- 0 Dirección del viento.

FIGUR k-Z



SECADOR HIBRIDO CABINA

- 1) Colector,
- 2) Controlpe y circulo...
- 3) Cabina de secado.
- 4) Factor.

SECADOR HIDRIDO SILO

- 1 Cabina de H^Cdo.
- 2 Controlpe y circulo.
- 3 Colector.

SECADOR ALPAHAYO A

- 3 Colector.
- 2 Cámara de secado
- 3 Chimenea.
- A Cubierta de plástico.

SECADOR ALPAHAYO B

- 1 Colector.
- 2 Cámara de secado
- 3 Plana inclinada contra el viento.
- 4 Dirección del Viento
- 5 Cubierta de plástico.

SECADORES ESTANTE A Y B

- 1 Pisas.
- 2 Techo protector.
- 3 Dirección del viento.

los resultados obtenidos con los secadores.

1.1.2.3. Energía del Biogas

Esta es una de las fuentes cuya utilización está siendo muy difundida en varios países de Asia, - Africa y América Central, especialmente en las áreas rurales.

Particularmente en el Perú, la escasez de combustibles y sus altos costos, sumado a la deficiente infraestructura de transporte y el reducido poder adquisitivo de la población campesina está limitando cada vez más el uso de combustibles derivados de petróleo en las zonas rurales, reduciendo la calidad de vida en el agro.

Este problema plantea la necesidad de encontrar fuentes de energía alternativas basadas en la mejor utilización de recursos locales que aseguren el suministro de combustible barato y accesible y que, a su vez sirva para devolver al suelo los nutrientes que éste necesite.

Este problema también nos plantea la necesidad de una tecnología apropiada que utilizando recursos locales pueda generar energía, de manera que se incremente la producción agrícola y preservar el medio ambiente, reforzando la independencia de los agricultores y del medio rural.

El estudio de tecnologías alternativas que permitan

disponer combustibles de carácter renovable a un costo económico, constituye un problema mundial. Dichos combustibles pueden ser obtenidos mediante una utilización racional e integral de los recursos biológicos (biomasa) según los siguientes procesos, entre otros :

- a) Fermentación alcohólica de carbohidratos y azúcares : Etano.
- b) Pirólisis y gasificación de compuestos leñosos y celulósicos.
- c) Combustión directa de madera y deshechos : bagozo, pellets de basura, etc.
- d) Fermentación anaeróbica de biomasa y deshechos: biogas (mezcla de metano y dióxido de carbono).

El proceso de fermentación anaeróbica (en ausencia del oxígeno) , convierte la materia orgánica compleja en gas combustible con alto contenido de metano (biogas) que puede ser utilizado directamente para calefacción, refrigeración y cocción o para el accionamiento de motores de combustión interna que acoplados a generadores permiten obtener energía eléctrica, también se puede considerar la presencia de residuos que poseen un alto poder fertilizante sin riesgos de contaminación.

La obtención del gas se lleva a cabo en tanques (digestores) en los cuales se mezclan en proporciones

adecuadas, estiércol, desechos vegetales y agua.

En algunos días se produce la fermentación anaeróbica (sin presencia de oxígeno) de esta mezcla produciéndose gas combustible (biogas).

La composición del biogas es variable, dependiendo de las materias primas y de las condiciones del proceso, generalmente tiene la siguiente composición:

Metano (CH ₄)	55-65%
Dióxido de carbono (CO ₂)	34-45%
Nitrógeno . (N ₂)	0-3%
Hidrógeno (H ₂)	0-1%
Sulfuro de hidrógeno (H ₂ S)	0-1%

El metano es el constituyente principal del biogas y a la vez el componente energético útil, del contenido de éste depende el poder calorífico del biogas (4,900 a 5.300 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$ (5.8 KW.h/m³)).

La materia prima utilizada en los tanques biodigestores puede estar constituida por desechos animales, excretas humanas, residuos agrícolas y desechos domésticos : estiércol, heces, cáscara de granos, paja de arroz, paja de trigo, rastrojo de maíz, algas acuáticas, bagazo, restos de banano, totora, restos de todo tipo de vegetal, etc.

A diferencia de los países desarrollados, la producción de biogas ha sido cada vez más creciente en los países en desarrollo, siendo India y China los

que están a la vanguardia en las aplicaciones a escala familiar y comunal para el medio rural.

En la China en 1980 se calcula que tenían instalados aproximadamente 8 millones de digestores y en la India en 1976 ya existían 10,000 plantas en operación

Además de la India y la China se han construido numerosas plantas a escala familiar en Corea, Taiwan, Hawai, etc.

En América Latina hasta 1979 no se han desarrollado programas estatales de difusión de esta tecnología, aunque se vienen experimentando en México, Guatemala, Colombia, Ecuador.

En los Estados Unidos existen numerosas plantas de biogas utilizadas por granjeros, a raíz de la crisis energética, en los últimos años se ha despertado enorme interés en la construcción de grandes plantas industriales de biogas. Como la de GUYMON (OKLAHOMA) que trata el estiércol de 100,000 vacunos y abastece con 1.6×10^6 pies³/día de metano a una parte de la red de gas de Chicago mediante gaseoducto.

DESCRIPCION DEL PROCESO

La materia orgánica puede fermentarse aeróbica (con oxígeno) y anaeróbicamente (sin oxígeno), produciendo principalmente dióxido de carbono (CO₂) y amoniac (NH₃) en el primer caso y dióxido de carbono y

metano (CH_4) en el segundo caso.

La fermentación anaeróbica de materia orgánica se realiza en forma natural en los intestinos de los animales y debajo de las aguas estancadas o pantanos. Este proceso puede realizarse artificialmente en depósitos cerrados herméticamente llamados digestores.

Al interior del digestor, en un proceso de digestión lenta, los materiales se van estratificando en las siguientes capas, comenzando del fondo (ver figura 3).

- Materiales inorgánicos y arena en el fondo.
- Lodo, suspensión de sólidos digeridos. El sólido digerido y seco representa el 30-40% del material crudo original con un alto contenido fertilizante.

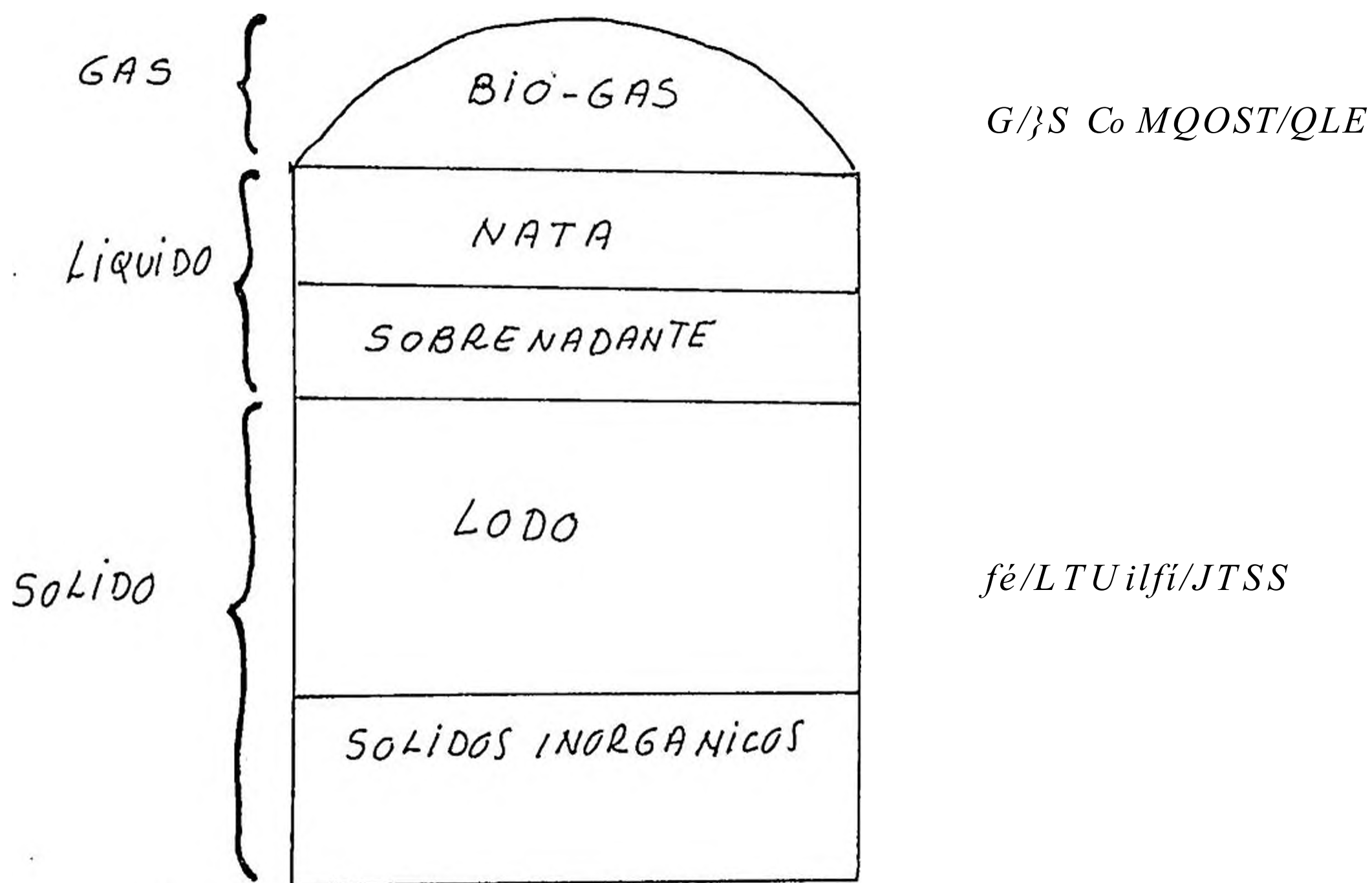


FIGURA 3 Estratos de subproductos en un digestor anaeróbico

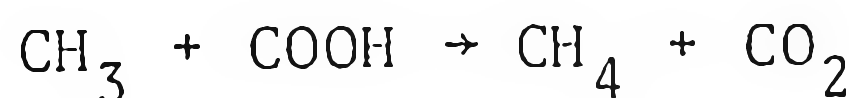
- Sobrenadante, son líquidos digeridos que aún tienen sólidos disueltos, los cuales una vez secos tienen menor poder fertilizante que el lodo.
- Nata, es una espuma consistente en una mezcla de material fibroso grueso, gas y líquido. La acumulación de estos en la superficie es un problema porque pueden detener la digestión.
- Biogas es el gas producto de la digestión, contiene más o menos 60% de CH_4 , 40% de CO_2 y pequeñas cantidades de N_2 , H_2 y H_2S .

La digestión anaeróbica de la materia orgánica es un proceso bioquímico complejo que se desenvuelve en 3 etapas, interviniendo cada una en un grupo específico de microorganismos.

En la primera etapa de solubilización la materia orgánica cruda formada por polímeros (proteínas complejas, gases y carbohidratos, principalmente) es hidrolizada por acción de enzimas, descomponiéndose en compuestos simples y solubles.

En la segunda etapa de acidogenesis, los compuestos simples solubles de la primera etapa, siguen un proceso de fermentación que los convierte por óxidos-reducción en ácidos simples de cadena corta, mediante la acción de bacterias formadoras de ácido que son anaeróbicas (viven tanto en presencia como en ausencia de aire).

En la tercera etapa de metanogénesis, los ácidos orgánicos simples, producidos en la segunda etapa, de vienen en subtratos para la descomposición estabili zación y producción de metano, mediante la acción de bacterias metanogénicas, estrictamente anaeróbi cas, las cuales producen CH_4 por dos vías, fermenta ción de ácido acético y reducción del CO_2 (princi palmente) metanol y ácido formico por hidrógeno na ciente:



El proceso global se muestra en la figura 4.

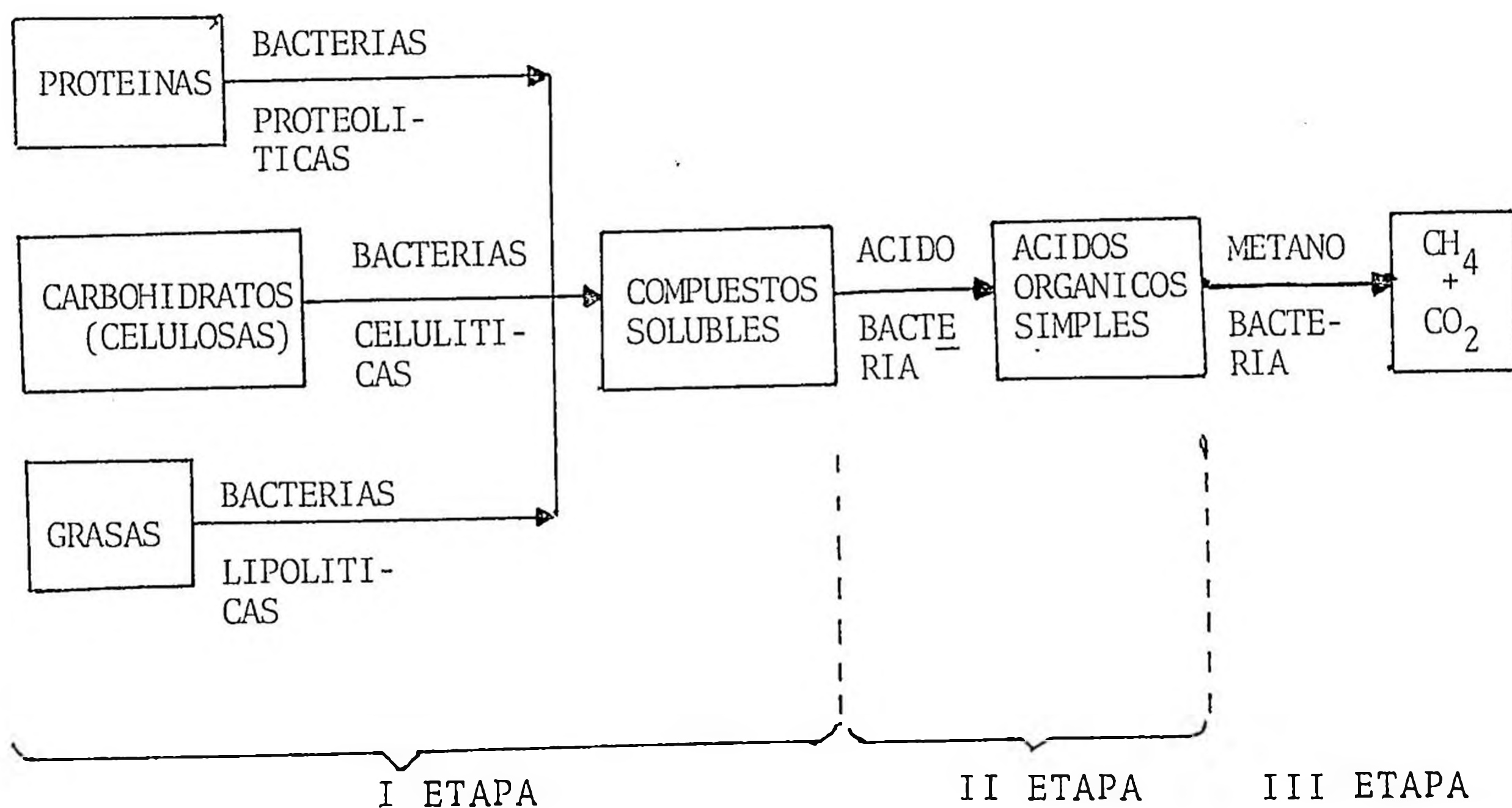


FIGURA 4 - Etapas de la digestión anaeróbica

Estas bacterias son muy sensibles a los cambios de pH, cuyo rango óptimo está entre 7 y 7.2. Asimismo la descomposición anaeróbica es óptima en dos rangos de temperatura: El rango mesofílico (28-38°C) y el rango termofílico (50-60°C); por debajo de 20°C la actividad microbiana disminuye, hasta casi cesar por completo a menos de 10°C.

Sin embargo, como el proceso es exotérmico, al interior del digestor alcanza temperaturas del rango mesofílico, aún cuando la temperatura de ambiente es de 20°C.

TABLA 3: PRINCIPALES DESECHOS RURALES EN EL PERU

DESECHOS	10 ⁶ TM/año
Estiercol de vacunos	25.131
Estiercol de equinos	6.632
Estiercol de porcinos	6.425
Estiercol de ovinos	12.235
Estiercol de caprinos	1.617
Estiercol de aves	0.924
Desperdicios de cultivos de arroz	0.450
Desperdicios de cultivos de trigo	0.450
Desperdicios de cultivos de cebada	0.549
Desperdicios de cultivos de maíz	5.850
Excreta humana	1.369
TOTAL DE DESECHOS	59.200

Fuente: Primer Simposium Nacional "La energía y sus perspectivas" - Ministerio de Energía y Minas 25-28 de Junio de 1979.

TABLA 4: ESTIMADO DEL POTENCIAL NACIONAL DE BIOGAS EN LA ZONA RURAL DEL PERU

MATERIA PRIMA	POBLACION o Ha. CULTIVADA	DESECHO (a) TM/año	BIOGAS x 10 ³ m ³ /año	ENERGIA x 10 ⁶ KJ/año	%
Estiercol de animales	62'653,950	52'966,450	3'848,877	76'493,515	78
Vacuno	4'188,600	25'131,600	944,896	18'628,772	19
Equino	1'326,550	6'632,700	380,053	7'572,972	8
Porcino	2'141,900	6'425,700	334,136	6'657,812	7
Ovino	15'294,200	12'235,300	1'859,720	37'056,891	38
Caprino	2'021,400	1'617,120	245,802	4'897,869	5
Aves	37'681,300	924,030	84,271	1'679,198	2
Desperdicios de cultivos	815,125	5'299,867	1'006,974	20'065,070	21
Maíz	385,445	3'850,000	731,500	14'575,952	15
Arroz	133,165	450,000	85,500	1'703,676	2
Trigo	133,925	449,988	85,497	1'703,630	2
Cebada	162,590	549,879	104,477	2'081,811	2
Excreta humana	5'479,000	1'369,920	57,262	1'141,002	1
TOTAL NACIONAL	--	59'636,237	4'913,113	97'699,587	100

(a) Fresco

Fuente: Primer Simposium Nacional "La energía y sus perspectivas" - Ministerio de Energía y Minas 25-28 de Junio de 1979.

EXPERIENCIA PERUANA

En el Perú se han desarrollado interesantes experiencias a través del ITINTEC y de las Universidades con muy buenos resultados.

Los prototipos de digestores que se han construido dentro de este proceso son los siguientes :

- a) Digestor tipo CHINO "circular pequeño achatado"
- b) Digestor tipo OLADE-GUATEMALA cilindrico y semi-industrial.
- c) Digestor tipo MEXICANO-IIE, horizontal y semi industrial .

Los biodigestores del tipo chino son los que mayor difusión han tenido y más de medio centenar de ellos ya han sido instalados en el país, investigándose en estos sistemas los rendimientos de producción de biogas. Asimismo se han estudiado las diversas modalidades de conversión de biogas en formas básicas de uso final, tales como :

- a) Calor para calefacción, cocción, secados de productos agrícolas, etc.
- b) Luz, energía luminosa.
- c) Energía mecánica para el accionamiento de, bombas y de pequeñas máquinas para la agricultura y la actividad pecuaria.

Hasta setiembre de 1986 existían 57 biodigestores instalados en diferentes puntos del Perú.

45 de ellos son del tipo chino circular, pequeño y achatado, los demás son del tipo OLADE-GUATEMALA (4), MEXICANO 2E (2) e HINDU BORDA (seis).

Todos funcionan en condiciones mesofílicas utilizando como materia prima los residuos orgánicos provenientes de animales y/o vegetales, de los 57 biodigestores, 12 son del tamaño semi industrial para uso comunal.

En relación a la utilización del biofertilizante se ha verificado que en cada ciclo productivo de 6 meses, un biodigestor de 10 metros cúbicos produce 10 m^3 efluentes líquidos y 6 TM de los digeridos, los cuales constituyen excelentes fertilizantes orgánicos, el uso más frecuente es para mejorar los suelos y fertilizar los cultivos de cereales, pastos y cultivos andinos.

Los costos de construcción de los biodigestores del tipo CHINO (10 a 18 m^3) es de aproximadamente $33\$/\text{m}^3$, de los cuales 331 corresponden a material de construcción, 151 a accesorios de instalación y el 351 a la mano de obra.

Análisis de costo beneficio efectuados sobre instalaciones de tipo CHINO familiares han demostrado que con los beneficios del biogas como combustible y del biofertilizante, el costo del biodigestor puede ser amortizado en 4 años.

Actualmente estos análisis también han demostrado -

TABLA-5- INSTITUCIONES QUE TRABAJAN EN BIOGAS EN EL PERU

INSTITUCIONES	TRABAJOS Y RESULTADOS		
<p>INSTITUTO DE INVESTIGACION TECNOLÓGICA INDUSTRIAL Y DE NORMAS TÉCNICAS (ITINTEC)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Paquete tecnológico de digestores chinos de tamaño familiar. - Diseño, construcción y evaluación de plantas semi-industriales de biogás: 6 plantas piloto. - Laboratorio de biogás. - Estudios a nivel de laboratorio de los factores que influyen en la producción del biogás. - Selección de procesos de digestión anaeróbica para el tratamiento de desechos urbanos e industriales. - Centro experimental y demostrativo de biogás. - Investigación de la utilización del biogás en motores y quemadores. - Publicaciones técnicas y manuales. - 6 convenios con otras instituciones de asistencia técnica en biogás. - Capacitación técnica del personal. 	<p>NUEVA ESTRATEGIA TECNOLÓGICA Y SOCIAL (NETS)</p> <ul style="list-style-type: none"> - 3 digestores semi-industriales. - Utilización del bioabono en cultivos hídricos y bio-intensivos - Utilización del biogás para el bombeo de agua y generación de electricidad. <p>PROYECTO ESPECIAL MAJES (DEPEHA)</p> <ul style="list-style-type: none"> - 1 digestor demostrativo chino de tamaño familiar. - Utilización del bioabono en forraje para ganado. <p>PROYECTO ESPECIAL MADRE DE DIOS (DEPEMD)</p> <ul style="list-style-type: none"> - 1 digestor demostrativo chino de tamaño familiar. - 1 digestor demostrativo semi-industrial. - Utilización del bioabono en cultivos de hortalizas. <p>CENTRO DE ESTUDIO DESARROLLO Y PARTICIPACION (CEDEP)</p> <ul style="list-style-type: none"> - 2 digestores chinos demostrativos de tamaño familiar. <p>CENTRO DE ESTUDIOS ECONÓMICOS Y SOCIALES (DESCO)</p> <ul style="list-style-type: none"> - 1 digestor demostrativo chino de tamaño familiar. <p>UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO DE ABAD DEL CUSCO (UNSAAC)</p> <ul style="list-style-type: none"> - 1 digestor demostrativo chino de tamaño familiar. <p>CORPORACION DE DESARROLLO DEPARTAMENTAL DE ANCASH.</p> <ul style="list-style-type: none"> - 1 digestor demostrativo hindú, de tamaño familiar. <p>EQUIPO DE DESARROLLO AGROPASTORAL DE CAJAMARCA (EDAC)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Construcción y asistencia técnica de digestores familiares y semi-industriales. - Capacitación de usuarios <p>UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA DE LA SELVA (UNAS)</p> <ul style="list-style-type: none"> - 3 digestores tipo chino de 10 y 20 m³. - Asistencia técnica. <p>CIPA II - CHICLAYO ZONA DE PROMOCION AGROPECUARIA LAMBAYEQUE</p> <ul style="list-style-type: none"> - Proyecto de instalación de digestores familiares. 	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL DE CAJAMARCA (UNC)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Un programa de investigación de la utilización de lodos y efluentes como fertilizantes y alimentación animal. - Construcción y asistencia técnica de 27 digestores familiares y semi-industriales - 2 centros demostrativos-experimentales de biogás. - Capacitación de usuarios. 	
<p>UNIVERSIDAD NACIONAL TECNICA DEL ALTIPLANO (UNTA)</p>	<p>UNIVERSIDAD NACIONAL AGRARIA DE LA SELVA (UNAS)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Evaluación de 2 digestores semi-industriales. 	<ul style="list-style-type: none"> - 3 digestores tipo chino de 10 y 20 m³. - Asistencia técnica.
<p>GLORIA S.A.</p>	<p>CIPA II - CHICLAYO ZONA DE PROMOCION AGROPECUARIA LAMBAYEQUE</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Construcción y asistencia técnica de digestores chinos de tamaño familiar. - Investigaciones sobre el efecto fitohigiénico del bioabono en cultivos agrícolas. 	<ul style="list-style-type: none"> - Proyecto de instalación de digestores familiares.

que los beneficios sociales y ambientales resultaron ser más importantes que los puramente económicos.

1.1.2.4. Energía Geotérmica

La energía geotérmica es el calor natural de la tierra que se manifiesta normalmente con el incremento de temperatura con la profundidad; esto se conoce como gradiente geotérmico pues su promedio es del orden de 1°C por cada 30 m, aunque en ciertas regiones de la tierra se presentan gradientes geotérmicos mayores que el promedio, debido a que generalmente están asociados con actividad tectónica y volcánicas activas.

A los recursos geotérmicos se les clasifica en recursos de alta entalpia, baja entalpia, mediana entalpía.

Los de alta entalpia tienen una temperatura cuyo límite inferior es de 150°C y pueden ser utilizados para generación eléctrica. Las regiones afectadas por fenómenos volcánicos recientes se consideran como los favorables para la obtención.

Los de baja entalpia (100°C) son teóricamente disponibles en cualquier lugar de la tierra, siempre que cuente con amiferos de gran potencialidad y profundidades adecuadas, no son útiles para generación eléctrica.

Los de mediana entalpia (100-150°C) requieren de condiciones geológicas especiales, en particular la presencia de una importante anomalía técnica que determine un aumento significativo del gradiente geotermia co medio. Tampoco son útiles en generaci3n eléctrica.

1.1.2.4.1. La Energía Geotérmica en el Mundo

En 1984 la capacidad instalada de energía geotérmica para generaci3n eléctrica estuvo sobre los 3500 MW, esperándose que en 1990 llegue a los 8000 MW.

La primera planta geotérmica de uso comercial fue instalada en LARDERELLO (Italia) en 1904, Nueva Zelanda lleg3 a ser el segundo, seguido de EE.UU., Mexico, Jap3n y URSS.

Actualmente más de 20 países utilizan la energía geotérmica e investigan los recursos geotérmicos.

La tabla 6 muestra el total en todo el mundo de las unidades instaladas y por instalarse de energía geotérmica para generaci3n eléctrica.

1.1.2.4.1. Manifestaciones Geotermiales en el Perú

En el Perú se han reconocido más de 200 vertientes de agua caliente, así como fumarolas, sulfatorias y algunos geiseros; la mayoría de estas mam

TABLA 6: POTENCIA INSTALADA Y POR INSTALAR DE PLANTAS ELECTRICAS EN EL MUNDO, UTILIZANDO LA ENERGIA GEOTERMICA

PAIS	POT. INSTALADA MIV	POT. POR INSTALAR SE MIV
U S A	1439.7	2192
FILIPINAS	782.3	827 .5
ITALIA	457. 1	.
JAPON	227.6	160
MEXICO	205	605
NUEVA ZELANDIA	202.6	150
EL SALVADOR	96. 1	55
ISLANDIA	41	30
INDONESIA	32.25	440
KENIA	30	15
URSS	11	-
CHINA	5. 1	.
TAI1VAN	3	-
AZORES	3	.
TURQUIA	● 0.5	.
SUB TOTAL :	3536.3	4474.5
T O T A L :		8010

Fuente: Modern Power Systems, Mayo 1986

Testaciones se localizan en la Cordillera Occidental en menor proporción en los Valles interandinos de los ríos Marañón, Mantaro y Vilcanota y unas cuantas en el llano amazónico.

En base al análisis e interpretación de la información geológica disponible relacionada con las mani_ Testaciones geotermales y para el desarrollo de los

estudios programados por el INGEMMET, se han considerado 6 regiones de interés geotérmico, las cuales son :

Región I : Cajamarca-La Libertad

Región II : Callejón de Huaylas

Región III : Churín

Región IV : Sierra Central

Región V : Cordillera Volcánica del Sur (Arequipa, Moquegua, Tacna) .

Región VI : Puno-Cuzco

ELECTROPERU S.A. viene efectuando estudios de exploración geotérmica, orientados a la identificación de limitación y evaluación de reservorios hidrotermales de alta entalpia, aprovechables para generación eléctrica.

La energía geotérmica como ya se dijo, solo se presenta como un recurso aprovechable en zonas de elevado flujo calorífico terrestre y con gradientes de temperatura suficientemente altos que posibiliten la formación de reservorios hidrotermales con temperaturas superiores a los 180°C y a profundidades menores a 2000 metros.

Los estudios iniciales o de reconocimiento que se han venido efectuando han cubierto grandes extensiones del territorio nacional a fin de circunscribir y categorizar a través de estudios geológicos y geoquímicos, aquellas extensiones denominadas "Áreas de in

teres geotérmico", en las cuales están presentes condiciones favorables para la existencia de un reservorio hidrotermal de explotación rentable y en cuya evaluación se han considerado los siguientes indicios.

- a) Evidencia de una anomalía geotérmica de carácter regional.
- b) Presencia de actividad volcánica reciente en las inmediaciones del área.
- c) Indicios de reservorios magnéticos subsuperficiales .
- d) Caracteres hidrogeológicos favorables.
- e) Importantes manifestaciones termales.
- f) Composición geoquímica de las aguas termales que sugiere la existencia de fluidos de alta entalpía en profundidad.

Los estudios de reconocimiento geotérmico efectuados hasta el presente, han permitido evidenciar las siguientes áreas promisorias para eventuales y futuros desarrollos :

- a) Regiones I-II-III-IV

Callejón de Huaylas	(Ancash)
Corongo-Caraz	(Ancash)
Caraz-Recuay	(Ancash)
Recuay-Chiquian	(Ancash)
La Grama	(Cajamarca)
Otuzco	(La Libertad)

Cajamarca (Cajamarca)

Región V:

Tutupaca (Tacna)

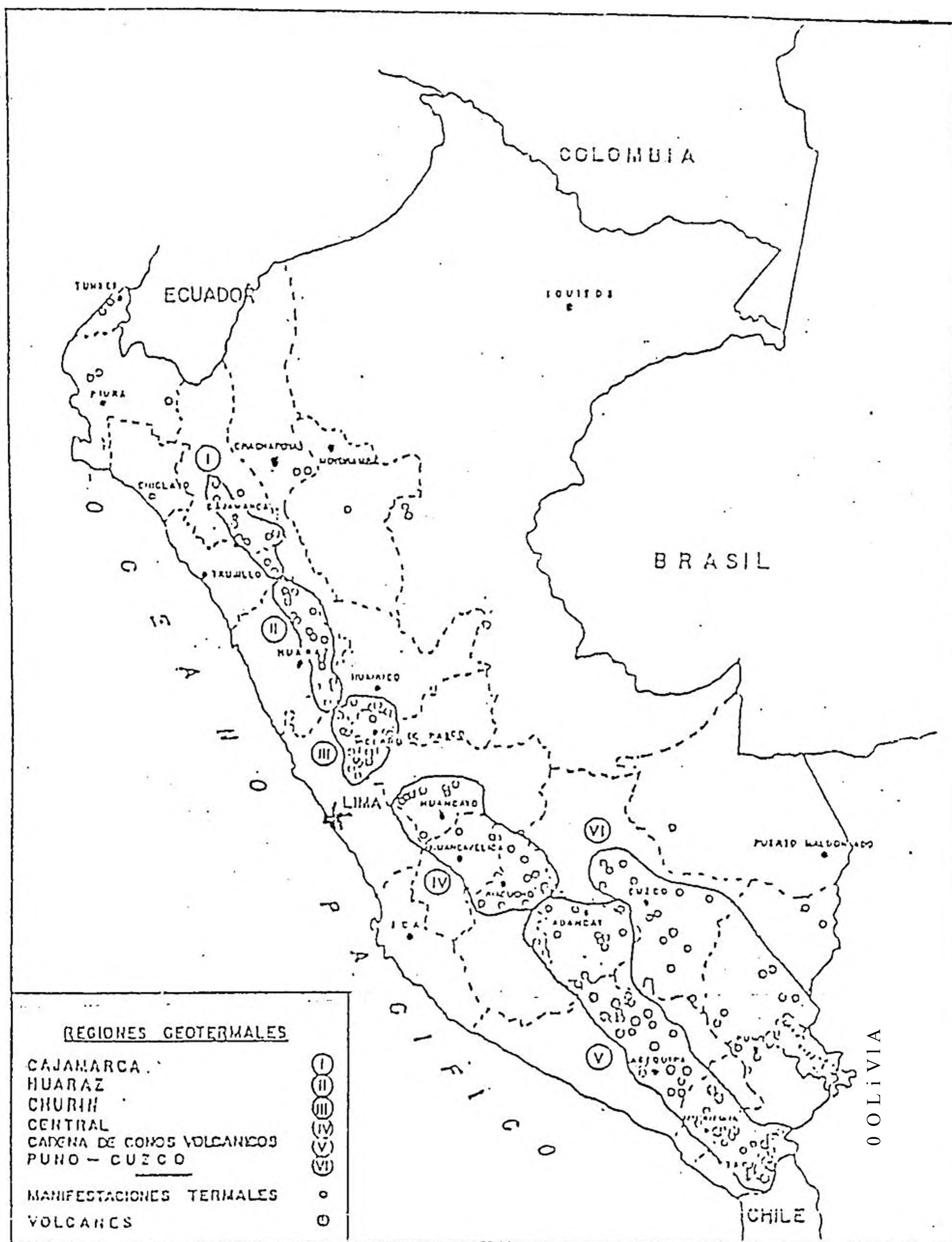
Challapalca (Tacna)

Calacoa (Moquegua)

Salinas (Arequipa)

Chachani (Arequipa)

Chivay (Arequipa)



1,1,2,5, Energía Eólica

Dentro de las fuentes no convencionales la energía eólica junto con la hidráulica es la que tiene mayor tradición histórica, especialmente en España, Dinamarca, Holanda, EE.UU, Italia, La Unión Soviética, Argentina y México.

Sus aplicaciones son múltiples, utilizándose más para generación eléctrica y bombeo de agua. En Dinamarca, por ejemplo, desde 1977 opera una central eólica para generación eléctrica de 3 MW de capacidad; plantas similares operan en otros países desarrollados y en vías de desarrollo.

La tecnología requerida para la captación de esta energía está muy desarrollada; el problema que se confronta es la falta de estudios adecuados de los vientos, especialmente para implementar centrales de generación eléctrica (centrales anemotrices).

Los estudios de vientos no deben ser efectuados en forma aislada o puntual, deben ser desarrollados en el marco de una adecuada planificación que comprenda los siguientes niveles secuenciales:

- a) Regionalización de los vientos valiéndose de red (meteorológica) e información histórica existente.
- b) Prospección de zonas de buen potencial eólico, para cuyo efecto es necesario desarrollar una metodología de análisis sobre cartas a efectos de poder localizar zonas con vientos. Esta metodología -

gía debe incluir el análisis de la correlación - existente entre la periodicidad de los vientos y los factores topográficos y climatológicos,

c) Consiste en la localización de sitios, donde se debe instalar los equipos para un aprovechamiento óptimo de los vientos.

Para ello es necesario la inspección visual de la topografía local, la evidencia ecológica y la colocación de anemómetros en diferentes puntos - para mediciones simultáneas. La localización del sitio está relacionada con la aplicación que se pretende hacer de la energía eólica.

De los vientos interesa conocer su dirección, la distribución estadística de velocidades en períodos diarios, mensuales y anuales; duración probable de vientos de alta nubosidad, períodos de calma y sus frecuencias durante un determinado tiempo.

En el Perú esta forma de estudios de viento todavía no ha sido desarrollada, se está haciendo algunos trabajos puntuales en los departamentos de Piura y Puno.

El ITINTEC, en el marco de su antiguo programa de "Energías Naturales NO Convencionales" ha instalado hasta 25 prototipos de molinos de viento en varios lugares del Perú.

La aplicación de los molinos de viento para el bom

beo de agua no es ninguna novedad en el país. En Piura, en la margen derecha del río Chira, en las comunidades de Miramar y Vichayay existen alrededor de un millar del tipo holandés, contruidos de madera y esteras y usados por los mismos campesinos para el cultivo de hortalizas.

En Arequipa existen alrededor de 2000 molinos de viento, la mayoría de ellos contruidos en pequeños talleres, se utilizan para extraer agua del subsuelo para uso domestico y riego de pequeños huertos.

AEROGENERADORES

Desde 1982 ELECTROPERU con la cooperación técnica del gobierno de Italia viene desarrollando un proyecto piloto en la caleta de pescadores de YACILA (Piura).

Las características del generador están dadas en la siguiente tabla (MP-5 RIVA CALZONI)..

Tipo: Una pala eje horizontal frente al viento	Pot. nominal: 3 KW a 9 m/s
	Pot. máxima : 3.6 KW a 12 m/s
Diámetro del rotor: 5.3 m	Velocidad de ingreso: 4 m/s
Transmisión : directa	Velocidad de salida : 18 m/s
Generador : trifásico	Altura del soporte : 9 m
Voltaje de salida : 110 V CC	Peso del soporte : 1400 Kg
	Peso de la turbina : 350 Kg

1.2. PEQUEÑAS CENTRALES HIDRAULICAS (P.C.H.)

Las pequeñas centrales hidráulicas (PCH) son una de las principales alternativas para el desarrollo energético del medio rural, dada la abundancia de recursos hídricos en pequeña escala que se dispone en algunas regiones del mundo.

1.2.1. Definición

*

La pequeña central hidráulica (PCH) es una instalación donde se utiliza la energía hidráulica para generar energía eléctrica en pequeña escala, por medio de uno o más conjuntos o grupos turbina-generador y también como energía mecánica

1.2.2. Ventajas y factores limitantes de las P.C.H.

El desarrollo de las PCH presentan ventajas tanto desde el punto de vista local como desde el punto de vista nacional; así se tiene :

EN EL AMBITO LOCAL

- a) Mejora del nivel de vida (educación, salud)
- b) Impulso a las actividades productivas
- c) Creación de fuentes de trabajo
- d) Mejora en la calidad de los productos (irrigaciones, etc.)
- e) Empleo de recursos y mano de obra
- f) Freno a la migración.

EN EL AMBITO NACIONAL

- a) Impulso al desarrollo rural
- b) Empleo de recursos renovables
- c) Sustitución y ahorro del consumo de petróleo
- d) Ahorro de divisas
- e) Disminución del desequilibrio regional con el con siguiente crecimiento económico.
- f) Disminución de los problemas de inmigración
- g) Desarrollo de tecnología nacional
- b) Desarrollo de capacidad tecnológica y formación - de cuadros profesionales y técnicos
- i) Empleo de recursos nativos del país
- j) Contribución al autoabastecimiento y a la independencia energética
- 10 Creación de fuentes de trabajo y desarrollo de actividades económicas relacionadas con las PCM.

Los factores limitantes al desarrollo de las PCM son

- a) Elevados montos de inversión por Kw instalados que tienden a incrementarse para potencias menores.
- b) Elevados costos de excavación y construcción del canal de derivación, si éste se destina sólo para fines de generación.
- c) Insuficiente desarrollo de la producción nacional de equipamiento y materiales,
- d) Elevados costos de estudios de factibilidad e ingeniería de detalle.

- e) Insuficiente conocimiento integral de la demanda eléctrica y recursos hidráulicos disponibles para PGM.
- f) Dificultad para contar con operadores calificados en las poblaciones rurales.

1.2.3. Clasificación de las PGM

Se considera necesario clasificar las PCH según diversos criterios, tanto con respecto a parámetros técnicos, como en relación a su aplicación.

1.2.3.1. Clasificación según potencia y salto

La Organización Latino Americana de Energía (O.L.A.D.E) , clasifica las PCH según como se muestra en la tabla 8.

TABLA 8 : CLASIFICACION SEGUN LA POTENCIA Y SALTO, ESTABLECIDO POR O.L.A.D.E.

TIPO DE CENTRAL	RANGO DE POT. Kw	S A L T O (m)		
		BAJO	MEDIO	ALTO
Microcentrales	hasta 50	< 5	15- 50	> 50
Minicentrales	50-500	< 20	20-200	> 100
Pequeñas centrales	500-5000	< 25	25-130	> 130

Fuente : Revista de O.L.A.D.E. Set*; 1980

1,2.3.2. Clasificación según potencia

En el siguiente cuadro se muestra que esta forma de clasificación varía según el país y la organización.

TABLA 9 : CLASIFICACION DE LAS PCH, SEGUN LA POTENCIA SOLAMENTE

PAIS U ORGANIZACION	PEQUEÑAS centrajes	MINI CENTRALES	MICRO CENTRALES
ONUDI Seminario de KATMANDU		100-1000	hasta 100
ONUDI Seminario de HANGZHOU- MA NILA	2001-10000	101-2000	hasta 100
CHINA Por central	hasta 6000		
CHINA Por capacidad instalada	hasta 12000		
FILIPINAS	hasta 5000		
PERU	500-5000	51- 500	5-50
RUMANIA	5-5000		
* TAILANDIA		hasta 100	
> TURQUIA	1001-5000	101-1000	0-100
EE. UU.	hasta 15000		
SUECIA	100-1500		
Comité preparatorio de la conferencia de las NN.UU.	1001-10000		hasta 1000

* Clasificación no muy clara

Fuente: "Experiencia China en la esfera de las mini-centrales hidroeléctrica", publicada por ONUDI (Febrero 1982)

Se debe destacar que las magnitudes límites de potencia y salto o caída tienen un carácter sólo aproximado y referencial, debiendo evitarse interpretaciones excesivamente rígidas

La denominación "Pequeñas Centrales Hidráulicas" es empleada, tanto para el conjunto como para la agrupación correspondiente al rango menor de potencia mostrados en los cuadros anteriores.

1,2.3.3. [%] Clasificación según la forma de utilización

- a) La captación puede ser a filo de agua (toma desde un río) con embalse.
- b) La operación diaria puede ser continua o discontinua .
- c) Por su regulación puede ser regulable (manual o automática) o de carga constante (el exceso puede disiparse o utilizarse en aplicaciones complementarias) .

K2.3.4. Clasificación según su vínculo con el sistema eléctrico

- a) Centrales aisladas
- b) Centrales integradas a pequeñas redes comunales
- c) Centrales integradas a una red nacional
- d) Centrales para centros productivos aislados (autoproducción, tales como la pequeña minería, industria, agroindustria, etc.)

1.2.3.5. Clasificación según su concepción tecnológica

Es difícil realizar una clasificación general según los aspectos tecnológicos involucrados ya que son significativos, principalmente para cada uno de los elementos que constituyen una central. Sin embargo en forma cualitativa se puede considerar lo siguiente :

a) Centrales con tecnologías convencionales

Se consideran obras civiles de calidad en la toma, canal y cámara de carga, desarenador de toma tuberías de acero, equipo electromecánico diseñado y construido según normas de países desarrollados, tableros ampliamente instrumentados, etc.

b) Centrales con tecnología no convencionales

Se consideran frecuentemente la utilización y mejora de tomas y canales de riego existentes, la cámara de carga instalada en línea sobre el canal e incluye el desarenador, tuberías de presión de materiales no metálicos, equipo electromecánico diseñado y construido con tecnologías apropiadas a las condiciones específicas del país, tableros modulares simples con un mínimo de instrumentación, etc.

1,2,4, Pequeñas Centrales Hidráulicas en el Perú

En el Perú debido a sus especiales condiciones hi_

dro geográficas se han construido en las últimas décadas y con diversos grados de empirismo muchas pequeñas centrales hidráulicas, obteniéndose resultados variables. El Estado, a través de diversas entidades, ha realizado esfuerzos esporádicos implementando centrales de diversos tamaños, gran parte de ellas muy pequeñas y por lo tanto costosas y sin posibilidad de un servicio continuo que facilite un empleo adecuado de la energía eléctrica.

Actualmente la mayor actividad en este campo la desarrolla ELECTROPERU, dentro de un programa de electrificación rural que cuenta con apoyo internacional.

Por otro lado, la pequeña y mediana minería presionada por los altos costos de los combustibles de petróleo que tienen que usar para accionar los grupos electrógenos, ha construido PCH, incluso con turbinas nacionales, pero sin exigir de ellas las eficiencias usuales

Estas acciones dispersas y el volumen de inversión que suman, han obligado a que se realice un esfuerzo de organización y se racionalice el proceso mediante un programa donde se ordenen las principales actividades que deben ejecutarse. A pesar de que estas acciones no se han ajustado estrictamente a un plan o programa nacional, se puede decir que el ritmo de actividad es alto pero algo disperso, donde la mayor parte de las inversiones se han efectuado con

los fondos del impuesto aplicado a los usuarios de las zonas urbanas.

Según el anexo 04 el Perú contaba hasta 1986 con 112 pequeñas centrales hidráulicas que hacen un total de 20,900 KW de potencia nominal.

1.3. TURBINAS HIDRAULICAS UTILIZADAS EN P.C.H.

Las turbinas hidráulicas que se utilizan en P.C.H. las podemos dividir en dos grandes grupos :

- a) Turbinas de acción o de impulso
- b) Turbinas de reacción

1.3.1. Turbinas de acción

La característica principal de esta turbina es que no existe cambio de energía de presión en su paso del agua por el rodete.

La presión estática del agua en el rotor es constante y en muchos casos es igual a la presión atmosférica .

Toda la energía de presión es convertida en energía cinética por medio de un inyector de chorro libre - de manera que a la entrada del rotor tenemos energía

disponible en forma de energía cinética.

El intercambio de energía puede darse entre uno o varios chorros con los alabes del rotor.

Como regla general las turbinas de impulso se usan en P.C.II. caracterizadas por grandes saltos y bajos caudales.

De acuerdo a las leyes conocidas, la velocidad del agua (velocidad del chorro) a la salida del inyector es :

$C_p = \phi / 2gH$, donde ϕ es el coeficiente de velocidad cuyo valor varía entre 0.96 a 0.99, dependiendo del tipo de turbina, la calidad del diseño y construcción.

El caudal es: $Q = C_i . A$, donde A es el área del chorro.

El control de la potencia y caudal se efectúa por medio de la aguja del inyector, variando el área desde un valor cero hasta un máximo.

Es obvio que la potencia que pueda ser desarrollada depende de la altura y de la abertura de la tobera, Es bueno tener presente que existen algunas turbinas que no poseen aguja, por lo tanto no existe regulación de la potencia.

En este caso la turbina tiene una producción constante de potencia y lo que se hace es disipar la potencia excedente, para lo que se debe tener un regu-

lador electrónico de carga.

Dentro de las turbinas de impulso usadas en P.C.H. tenemos: La turbina Pelton, la turbina Michell-Banki y la turbina Turgo.

1.3.1.1. Turbina Pelton

Es una de las turbinas de acción más conocidas y se caracteriza por su diseño relativamente simple. Las turbinas Pelton son usadas en grandes saltos y bajos caudales.

El agua es suministrada a través de una larga tubería de presión, llega a los álabes del rotor a través del inyector en forma de chorro.

El esquema del rotor de la tubería Pelton se muestra en la figura 10 . El rodete es un disco fijado en el eje y provisto de álabes los que son colocados - circunferencialmente, igualmente esparcidos, los álabes tienen forma de cuchara y son simétricos con respecto al plano normal del eje de la turbina.

El chorro proveniente de la tobera llega a la cuchara en donde se divide en dos por acción de la vena central en la cuchara.

Durante el paso del agua a lo largo de las superficies curvilíneas de las cucharas en rotación, la velocidad del agua cambia en dirección y magnitud y el cambio de momentum entre la entrada y salida del

rodete, origina la fuerza tangencial en el rodete - que produce la potencia.

Para dimensionar el rodete, las cucharas, número de cucharas, velocidad de rotación y velocidad del chorro, se deben satisfacer algunas condiciones impuestas por el diseño de turbinas Pelton.

Es muy importante tener en cuenta que la fabricación requiere un meticuloso y cuidadoso desarrollo de la geometría de la cuchara, más que nada en el acabado final.

La turbina Pelton puede ser montada con el eje horizontal o vertical.

La figura//^ ilustra el esquema del inyector.

La forma de la aguja y la tobera juegan un rol importante en la operación de la turbina, ya que influye en las pérdidas hidráulicas del chorro.

Una forma inadecuada de la aguja y tobera viene asociada con el fenómeno de cavitación que ocurre en las superficies en contacto con el agua.

Para controlar el flujo de agua, la aguja tiene un movimiento lineal en ambos sentidos, completando el cierre cuando la descarga es igual a cero.

El control de la descarga por medio de la aguja del inyector da lugar a cargas adicionales en la tubería de presión, debido a un incremento en la presión.

Un cerrado rápido de la aguja da lugar a un golpe de ariete en la tubería de presión debido a la gran masa de agua.

Para reducir el golpe de ariete es necesario alargar el tiempo de cerrado, lo que no es posible en todos los casos.

Durante la operación de la turbina puede ocurrir una caída rápida de carga, acelerándose el rodete. Para evitar la aceleración excesiva del rotor es necesario bloquear el agua que llega al rodete, debido al fuerte golpe de ariete, la tobera es incapaz de tal operación, además su mecanismo de respuesta es lento, en consecuencia se proyectan algunos diseños para desviar el chorro de agua.

La figura *¿/a*. muestra un deflector de chorro; cuando el deflector actúa parte del chorro aún llega al rotor.

La figura *V/*^{*} muestra el deflector actuando y cambiando la dirección de gran parte del chorro.

Cuando se produce la caída brusca de la carga, el servomotor del deflector coloca a este en la posición requerida para un período pequeño de tiempo (2 a 3 segundos), simultáneamente el servomotor de la tobera mueve la aguja a la posición de cierre.

Con rápido movimiento de la aguja puede durar de 30 a 40 segundos y durante este tiempo el deflector

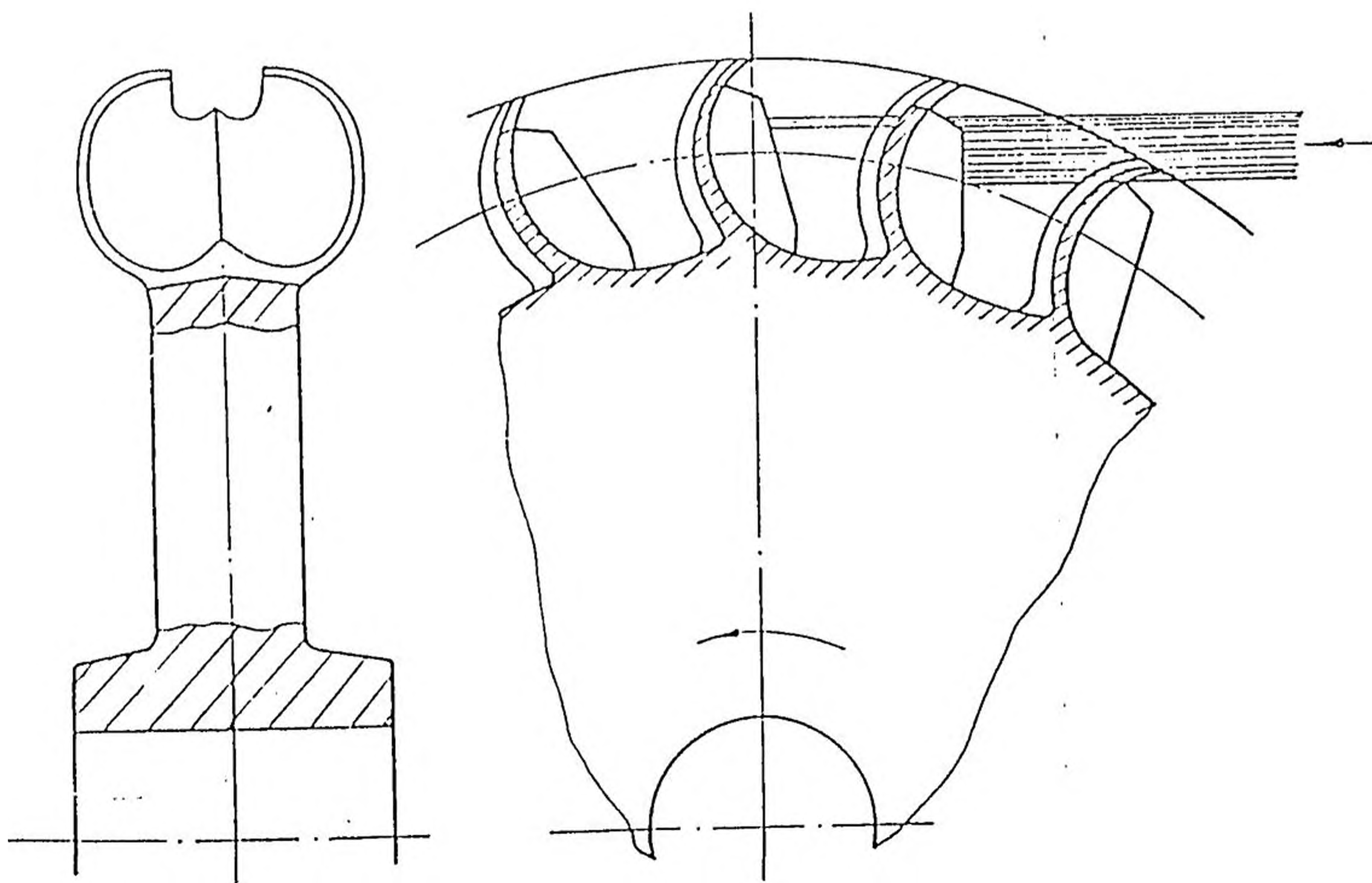


FIGURA 10

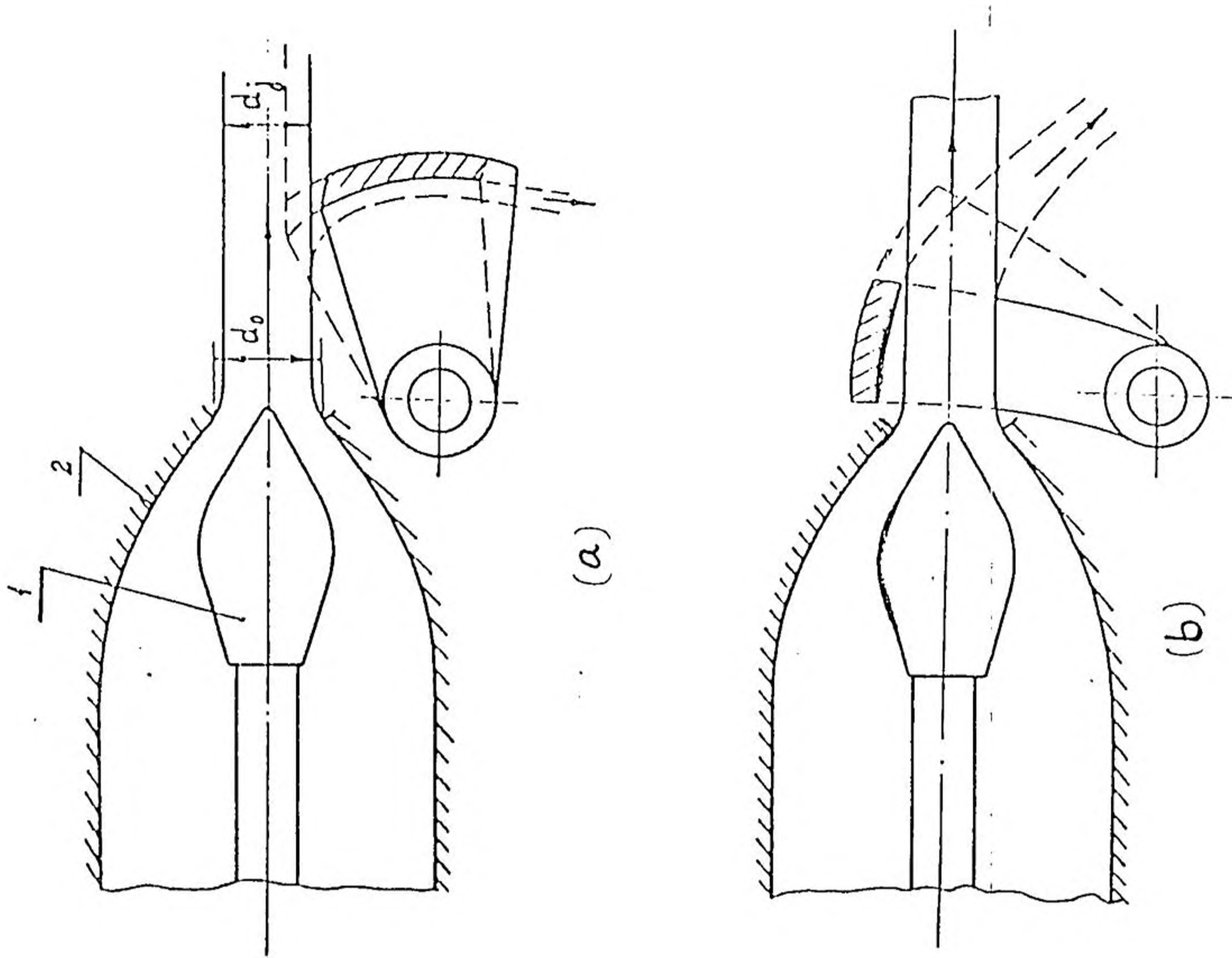


FIGURA 11

gradualmente regresa a su posición original hasta no tener ningún efecto en el flujo.

1.3.1.2. Turbina Michell-Banki

Esta idea fue introducida por primera vez por Banki y Michell, quienes desarrollan el diseño independientemente.

Más tarde se efectuaron algunas modificaciones al diseño, por ejemplo, la fábrica de turbinas OSSBERGER de Weissemburg en la República Federal Alemana, las construye con diámetros = 300, 400, 500 y 600 mm, desde la turbina corta de un solo cuerpo con $N_s = 20$ hasta la turbina larga de cuatro cuerpos con N_s hasta 200.

La figura/ ^ nos muestra el diseño de la turbina OSSBERGER. El eje horizontal aloja el rodete (1) con álabes cilíndricos igualmente espaciados (2). El agua es suministrado a los álabes del rodete por medio de una tobera rectangular cuyo ancho es igual al ancho del rodete.

Algunos diseños contienen un álabe director (3) en la sección de entrada de la tobera con el que es posible realizar una regulación del caudal, desde cero hasta un valor máximo. De esta forma podemos controlar la potencia de la turbina.

El agua fluye a través del rodete durante dos veces:

la primera de afuera hacia adentro y la segunda de adentro hacia afuera.

Durante el primer ciclo se aprovecha del 70% al 75% de la potencia del agua y el resto se aprovecha en el segundo ciclo.

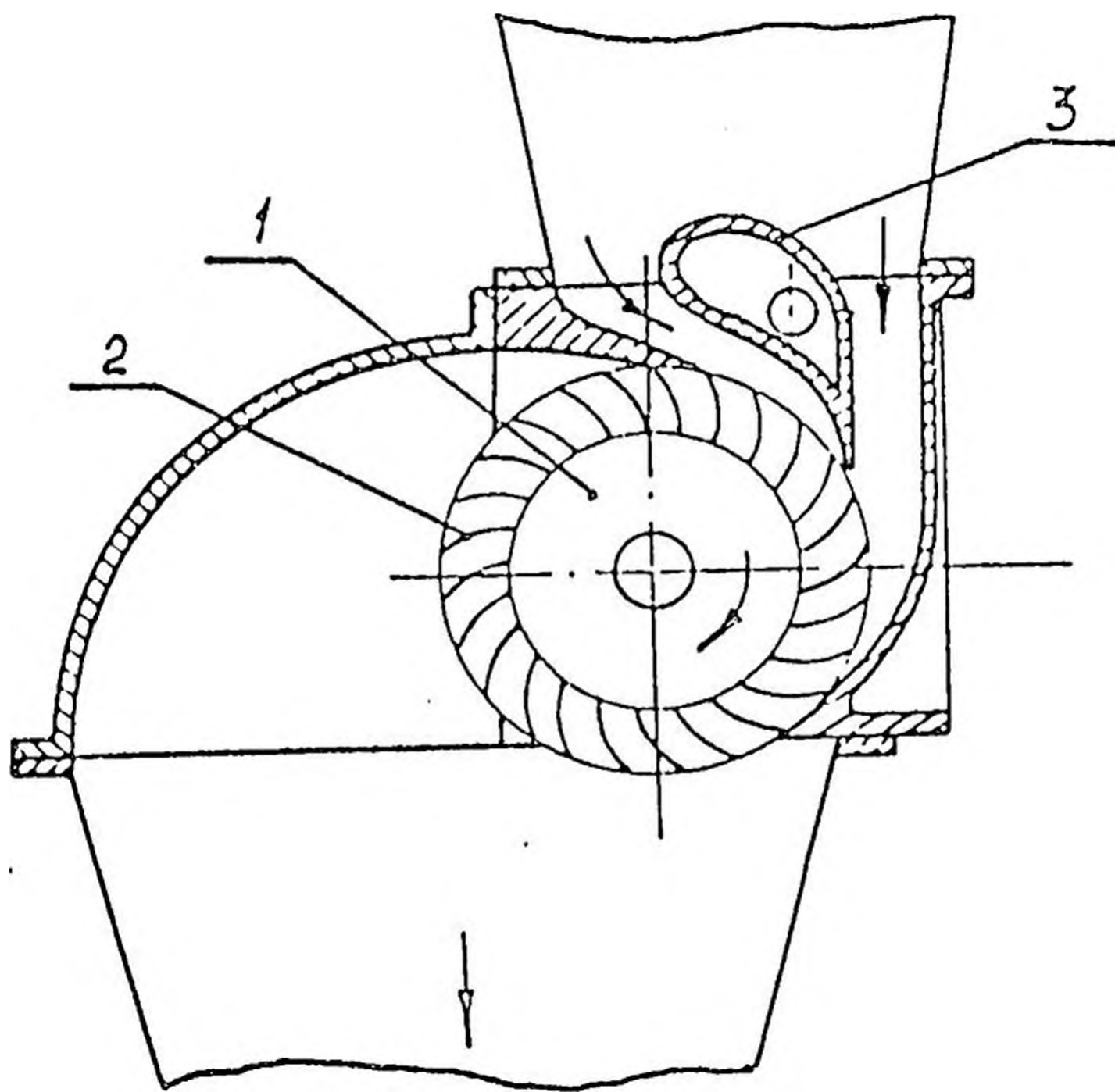
Dentro de las turbinas de acción, las turbinas Mitchell-Banki se caracterizan por su alta velocidad específica.

Si en una turbina Pelton con una tobera de $N_s = 25-30$ se incrementa su velocidad específica, trae como consecuencia un aumento de las pérdidas y por lo tanto caída de la eficiencia con cambio de diseño a múltiple-tobera, para pequeñas turbinas es inconveniente por su alto costo y complicado mantenimiento.

En el caso de las turbinas Francis el límite inferior de aplicación con respecto a la velocidad específica es de 80 a 100.

Es por ello que los tramos de N de 30 a 80 (100) - no pueden ser cubiertos por turbinas Pelton o Francis .

Para turbinas de P.C.II. las Mitchell Banki pueden ser utilizadas en el rango mencionado de N .



FIGURAI2: Turbina Michell-Banki.

1.3,1.3. Turbinas Turgo

El rotor Turgo es básicamente un modelo más perfeccionado que la turbina Pelton. Fue diseñado por Eric Crewdson en 1920.

Con esta turbina el chorro es colocado a un ángulo frente del rotor e irrumpe en la cuchara del frente y es descargada en el lado opuesto.

Las diferencias básicas entre las turbinas Turgo y Pelton se aprecian en la figura 3 la.)

Cualquier rueda de impulso da su máxima eficiencia, cuando la velocidad tangencial del rodete es la mitad de la velocidad del chorro. Es así que para la máxima velocidad de rotación el diámetro del rodete debe ser lo más pequeño posible, de igual forma la relación del diámetro del chorro es crítico.

La turbina Pelton tiene un rodete mínimo para una relación del chorro de 9 : 1.

Eric Crewdson empezó a diseñar un rotor que sería operado con una relación reducida que incrementase la velocidad. El resultado favorable de su esfuerzo fue la turbina Turgo con rodete mínimo para una relación de chorro de 4 : 1.

En efecto, la turbina Turgo rota el doble de la velocidad y tiene sólo la mitad del diámetro de la turbina Pelton.

Es de esta forma como la necesidad del variador de

velocidad se reduce grandemente, así como el costo de la fabricación del rotor en sí. El rodete Turgo puede contener uno o dos chorros, obteniéndose un rendimiento sobre el 80% y manteniendo una alta eficiencia a carga parcial y puede utilizarse para saltos de 10 m o más.

La turbina Turgo es usada a nivel mundial y tiene establecida una buena reputación en condiciones libres de operación.

Las investigaciones demuestran que el rango óptimo de aplicación es $N = 30-60$ con una tobera.

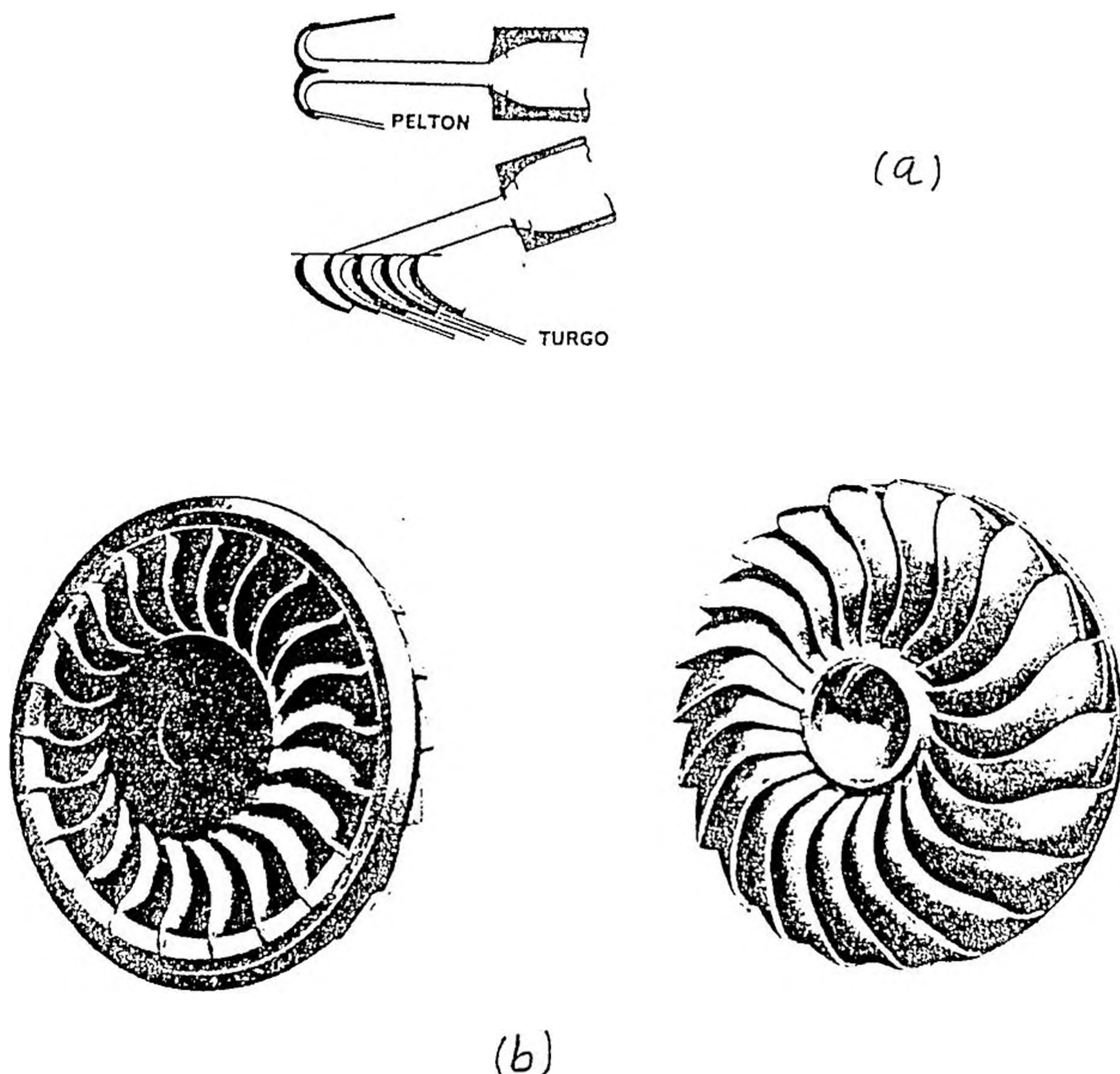


FIGURA 13: Turbina Turgo*

1,3.2. Turbinas de reacción

A diferencia de las turbinas de impulso, las turbinas de reacción aprovechan la energía estática del agua.

El grado de reacción de estas máquinas siempre es menor que la unidad, lo que quiere decir que también puede aprovecharse la energía dinámica del agua.

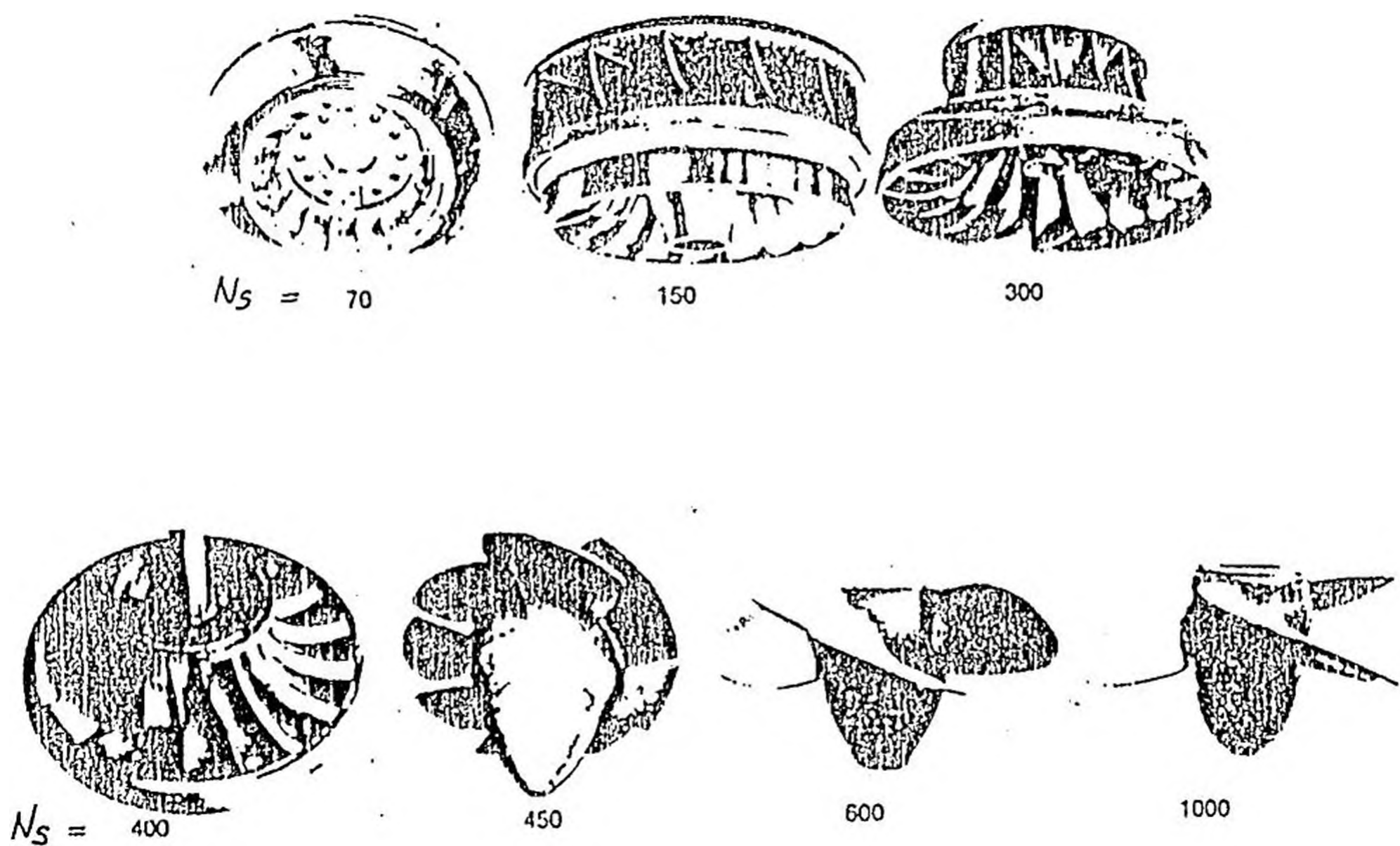


FIGURA 13A: Forma de los rotores de turbinas hidráulicas de reaccione

En la actualidad se encuentran dos clases de turbinas de reacción como aplicables en PCH, estas son: Turbinas Francis y Turbinas Kaplan.

También es bueno mencionar la aplicación de las bombas centrífugas que deben ser cuidadosamente seleccionadas para ser utilizadas como turbinas.

Sobre la utilización de las bombas como turbinas nos ocuparemos en el acápite 1.5 y en el capítulo III del presente trabajo.

1,5.2. \s Turbina Francis

La turbina Francis tiene una amplia aplicación, tanto en grandes como pequeñas centrales hidráulicas.

Se caracterizan por la variedad de diseño y proporción de dimensiones en los pasajes de agua.

En modernas turbinas hidráulicas las dimensiones relativas del rodete varían dentro de amplios límites. Preferentemente las dimensiones típicas del rotor son adaptadas a un diámetro máximo del borde de ataque denotado como D_2 (ver figura [^]_J). El diámetro D_1 del rodete en la salida es determinado por el diámetro máximo del borde de salida de los álabes. El ancho del rotor es determinado en muchos casos por la altura B_q de los elementos directrices.

Las dimensiones relativas B_q/D_2 y D_1/D_2 dependen en

gran parte de la velocidad específica N_g .

En modernas turbinas Francis: $B_o/D_M = 0.88 - 0.35$,
 $D^{\wedge}/\ddot{U}_2 = 0.65 - 1.2$. Es típico tener turbinas con
 baja velocidad y gran altura que tengan valores mē
 ñores a las mencionadas, así como valores mayores,
 cuando la turbina es de alta velocidad y de baja al_
 tura.

Del rodete el agua ingresa a los conductos de sali-
 da y lo dirige a las estructuras externas de la
 planta hidráulica.

La figura y/\$ ilustra el conducto de salida del agua
 construido en forma de tubo de succión inclinado.

El tubo de succión consiste en un difusor cónico
 (1,a) un codo (1,b) de sección circular en la entra
 da y rectangular en la salida y un difusor (1,c) de
 sección rectangular.

Esta descripción del tubo de succión es clásica en
 turbinas usadas en grandes centrales. Este modelo
 también puede usarse en PCH. Además en último caso
 es posible el uso simplificado de tubos de succión
 cónicos rectos.

En PCH pueden introducirse algunas simplificaciones
 quedando como resultado una reducción de la eficien
 cia, pero al mismo tiempo reduce los costos de inf
 talación.

A continuación describiremos algunas variantes que
 se realiza en la práctica.

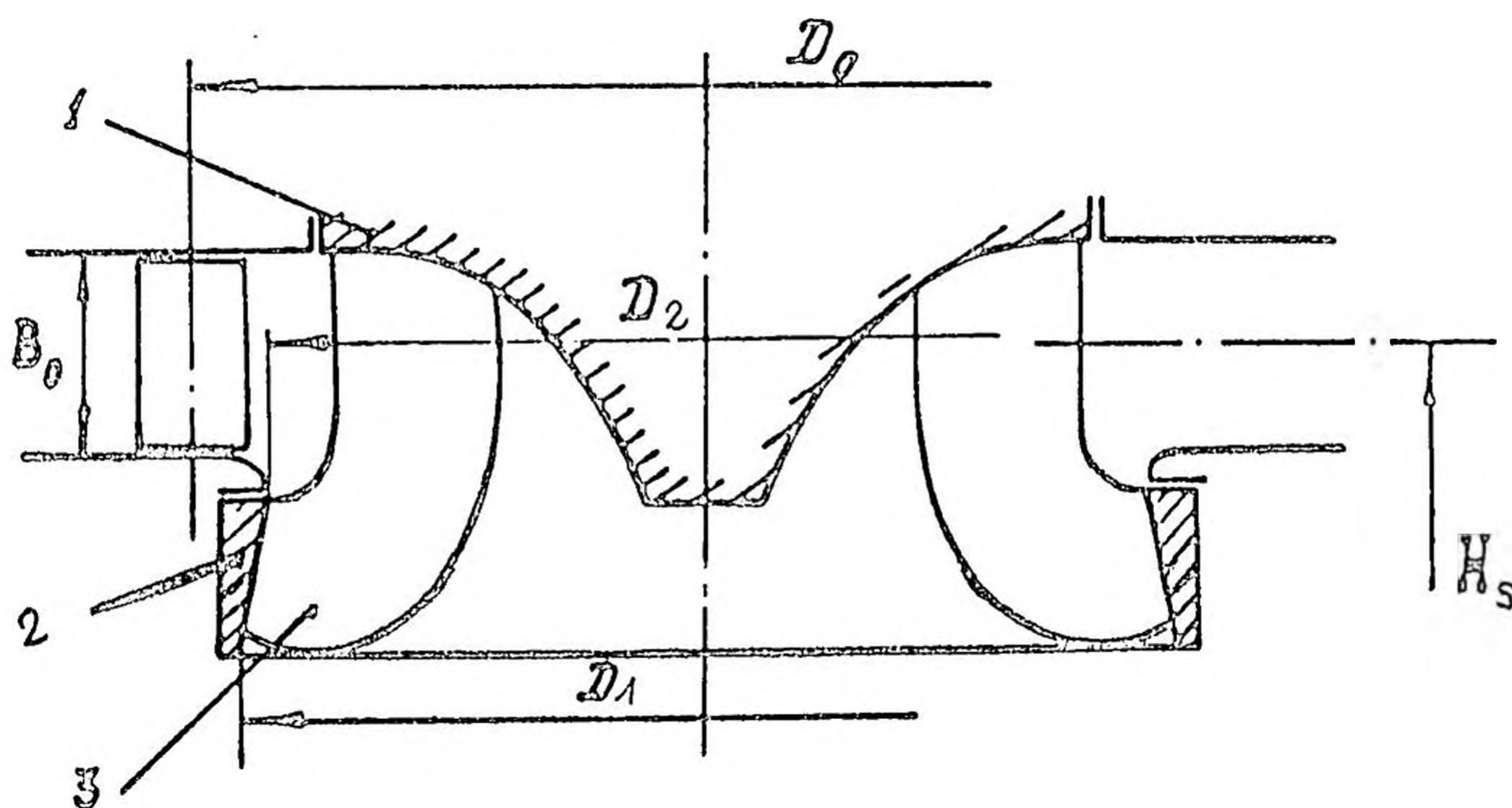


FIGURA 14: Esquema del rotor de una Turbina Francis.

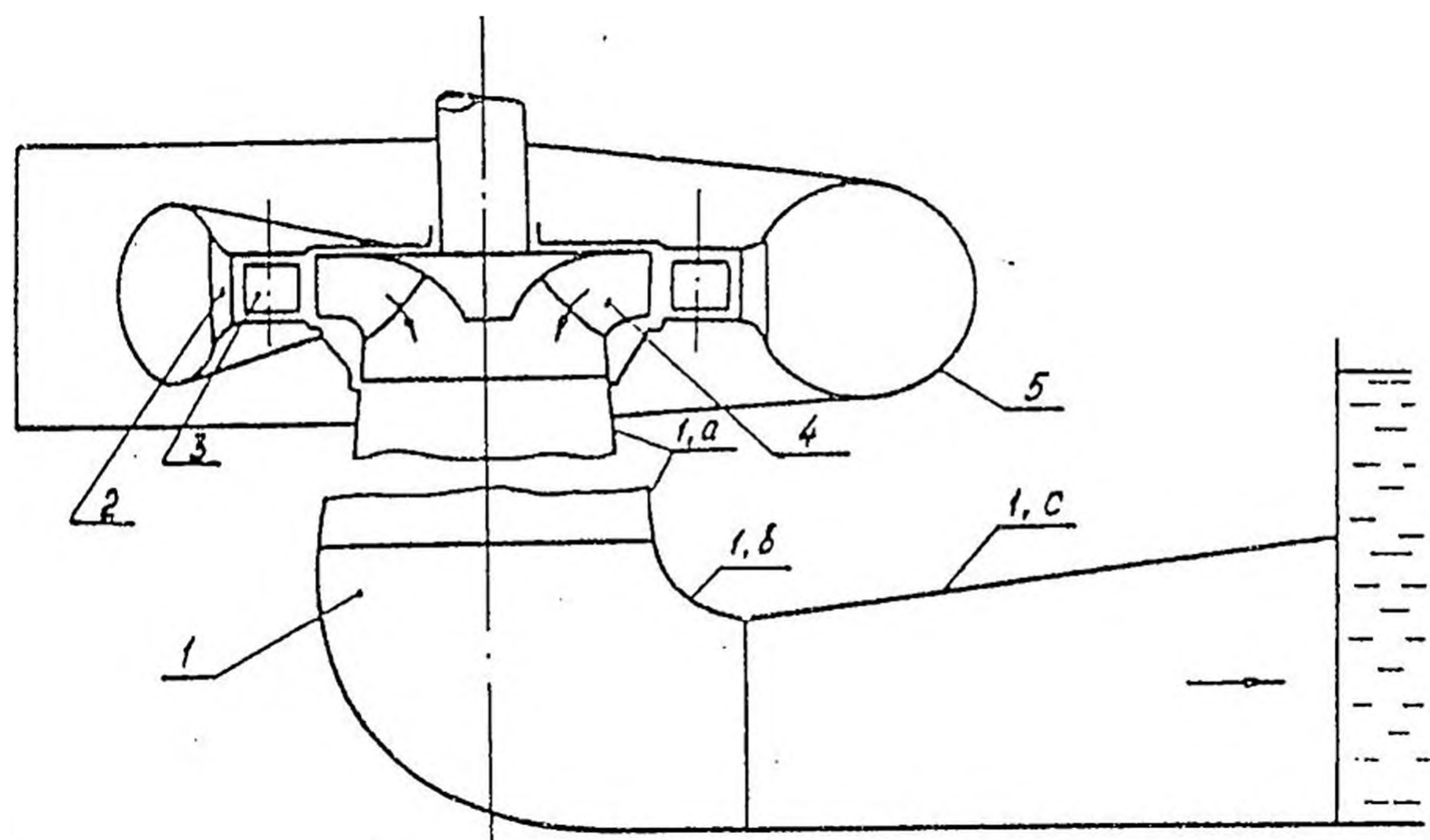


FIGURA 15: Elementos de una Turbina Francis.

1.3.2.2. Turbinas con control simple en la entrada

Una simplificación en el diseño de la turbina esta asociada al sistema de control de flujo y potencia.

La figura 76 ilustra el esquema de la turbina con el ensamble del álabe director simple. En este caso el control es realizado por un álabe.

La figura 76 muestra el esquema de control por medio de un simple álabe director sugerido por Rein - fenstein. En este caso el álabe es instalado en la sección de entrada de la caja espiral.

Bajo condiciones óptimas de operación el álabe no produce pérdidas hidráulicas apreciables.

El cambio de posición del álabe ocasiona mayores pérdidas y baja eficiencia.

Las figuras 46 y 47 ilustran el esquema de control sugerido por Kviatkovsky, en este caso se ocasionan pequeñas pérdidas cuando no se trabaja en las condiciones óptimas.

El sistema de control Kviatkovsky asegura mayores valores de eficiencia; una ganancia del 101 o más en promedio.

1.3.2.3. Turbina de cámara abierta

Este tipo de turbina encuentra aplicación en centrales hidráulicas de pequeña capacidad, operan

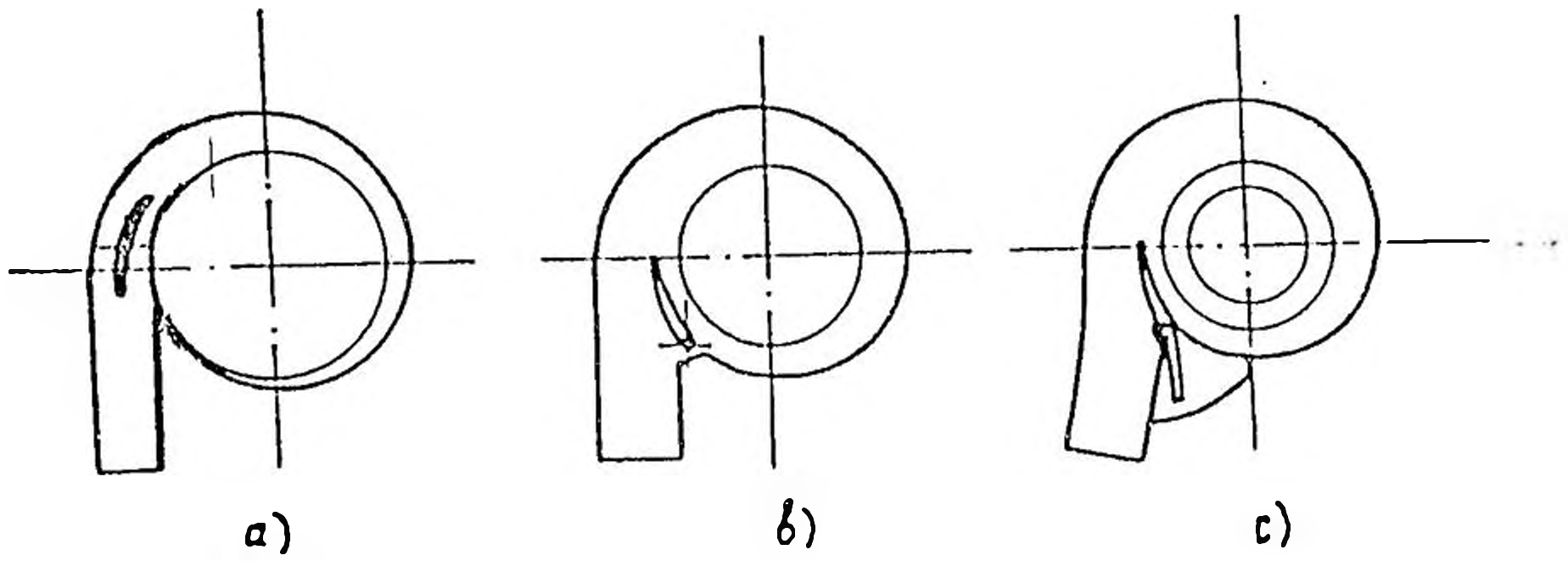


FIGURA 16: Turbinas con control simple en la entrada.

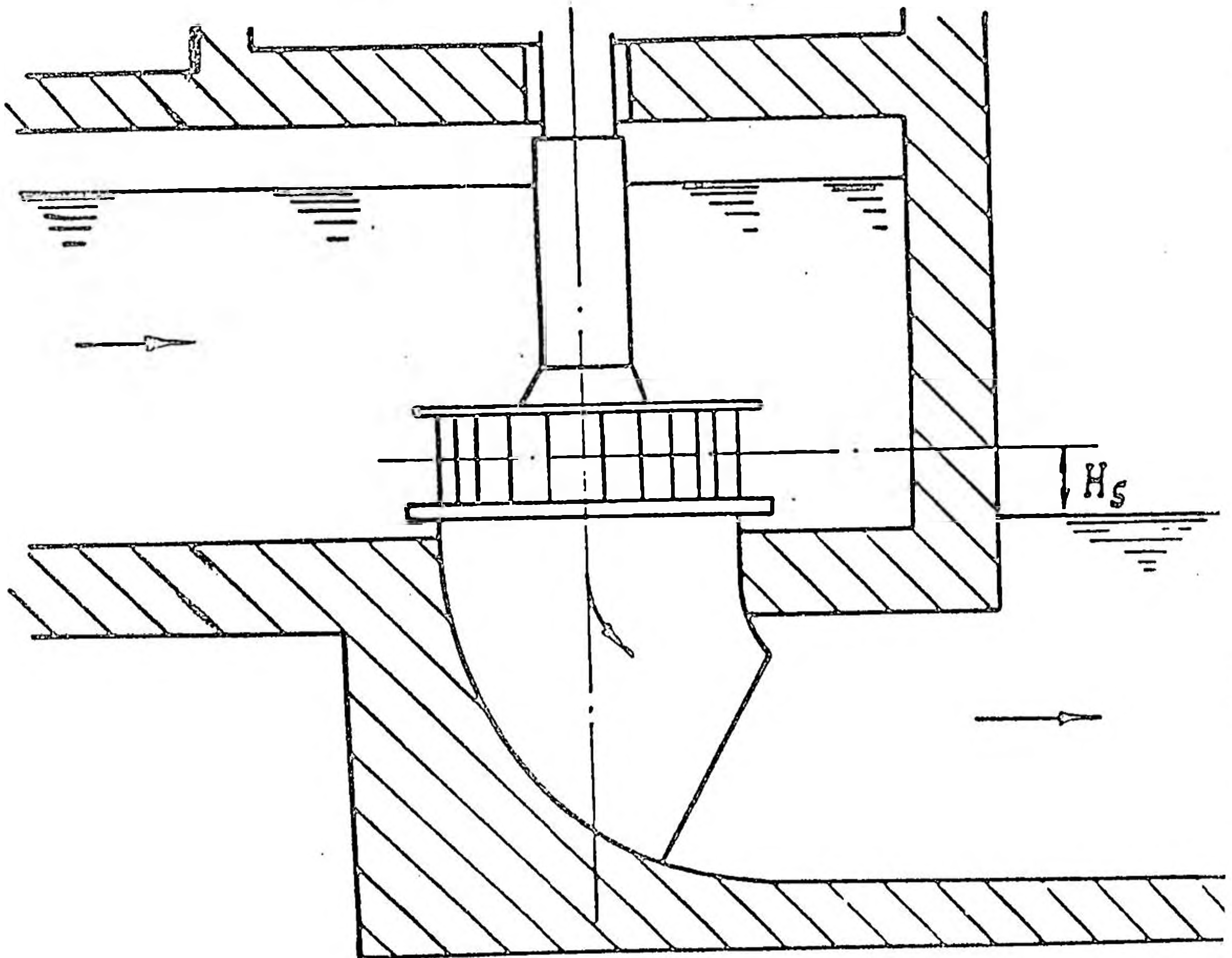


FIGURA 17: Turbina Francis de cámara abierta.

con baja altura y suministro de agua directo a la turbina (figurad₇)• En este caso no existe espiral en la entrada, ésta es reemplazada por un canal rectangular abierto con un nivel libre de agua. El anillo distribuidor también es eliminado.

Naturalmente este diseño es más directo y barato.

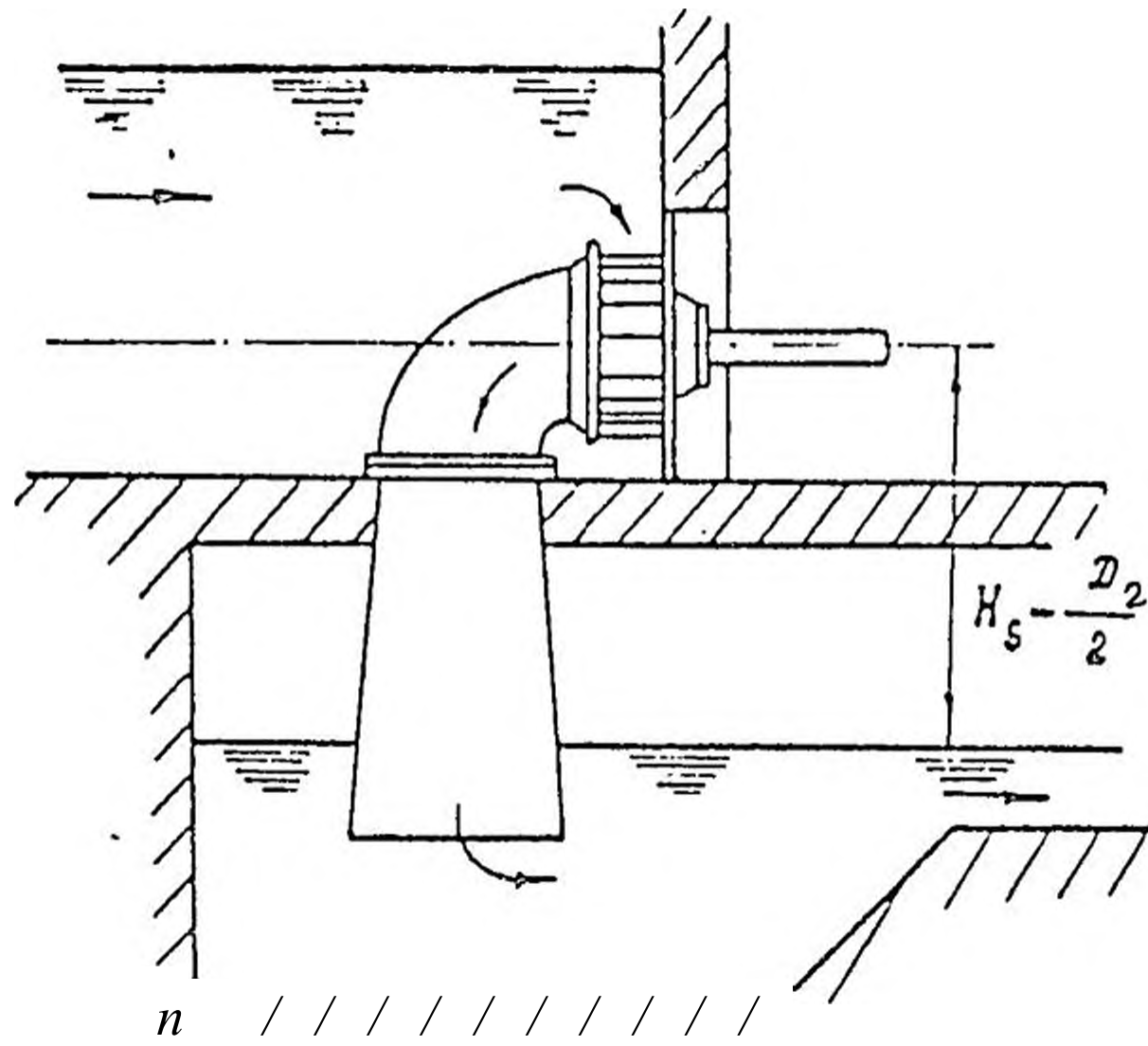
Sin embargo las condiciones de ingreso del agua al rodete influyen adversamente en la operación del mismo. Es por eso que la eficiencia hidráulica en esta clase de turbinas es baja.

La figura yjJ muestra otra simplificación en el diseño con respecto al tubo de succión. El tubo de succión en elevación es menor a las dimensiones óptimas. La curvatura en el tubo de succión es incompleta, además no existe un difusor conectado en la salida.

Todas esas alteraciones comparadas con diseños clásicos dan como resultado la reducción de la eficiencia y el costo.

Los diseños simplificados encuentran aplicación en turbinas de pequeña capacidad.

También existen turbinas con cámara abierta de eje horizontal (figura $y/\langle y$) se observa el tubo de succión provisto de un codo a la entrada y un difusor en elevación. El diseño de estas turbinas es simple y su costo relativamente bajo.



∧ Turbina Francis con cámara abierta de eje horizontal.

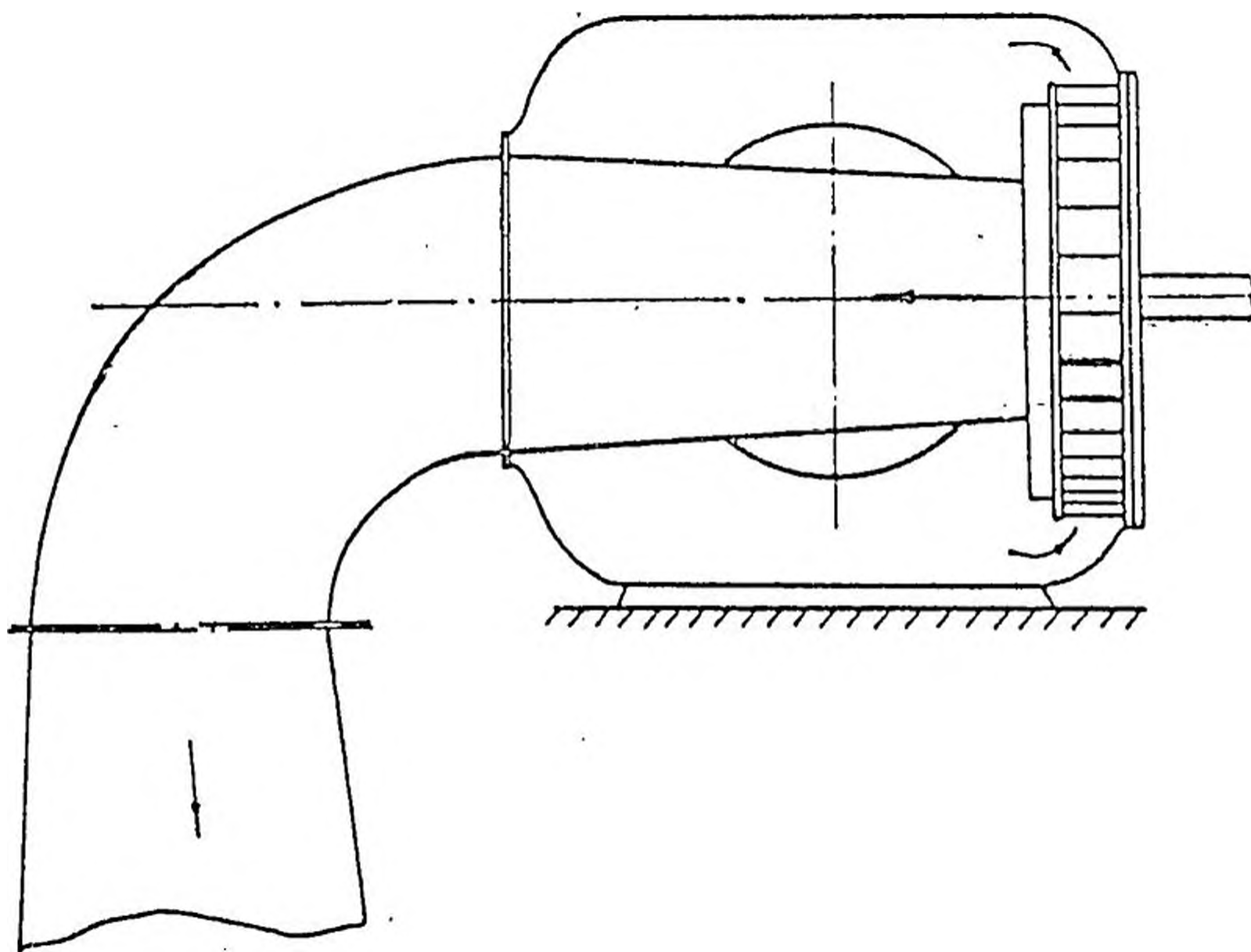


FIGURA 19: Turbina de eje horizontal con tambor«

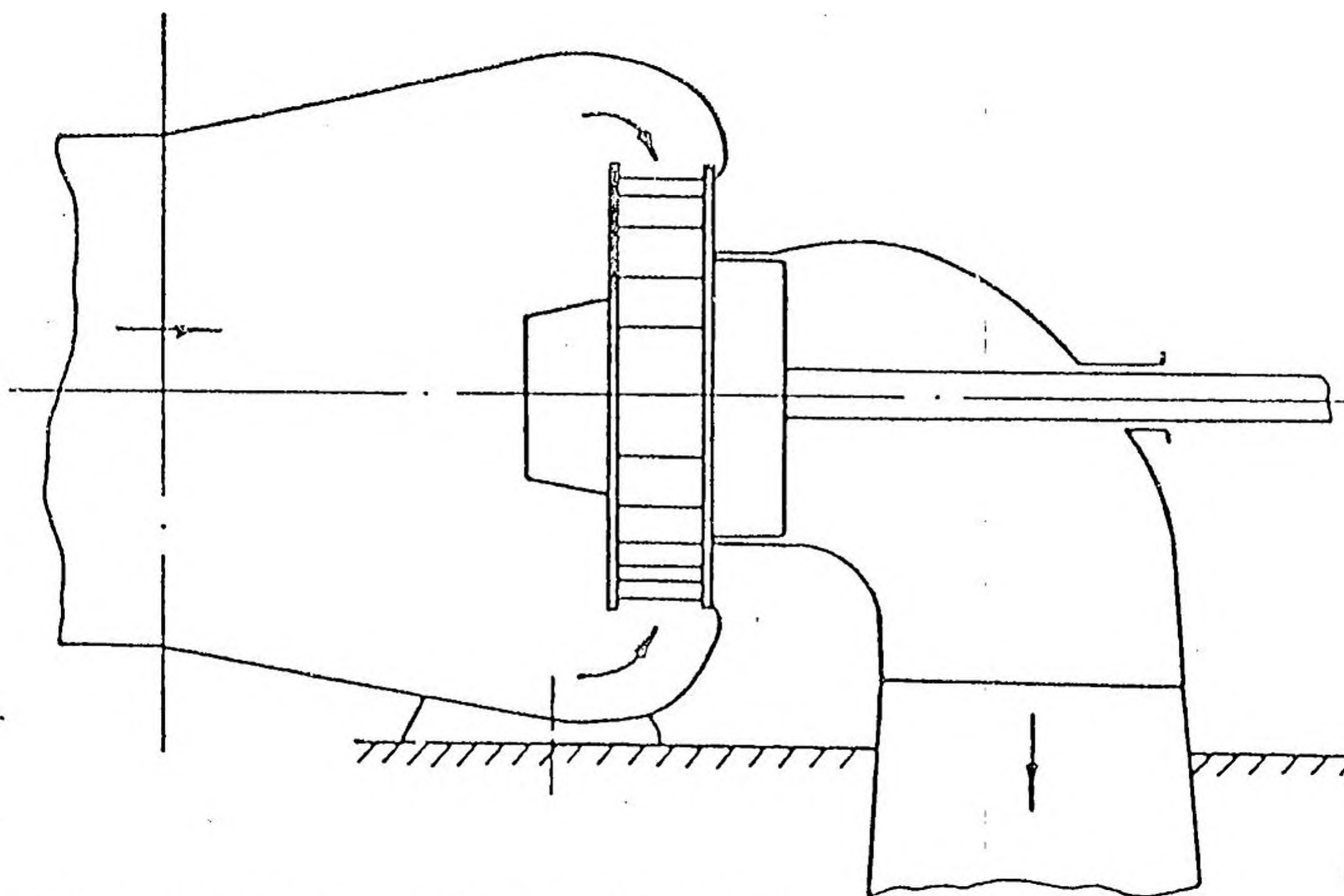


FIGURA 20: Otra configuración de la turbina de eje horizontal con tambor»

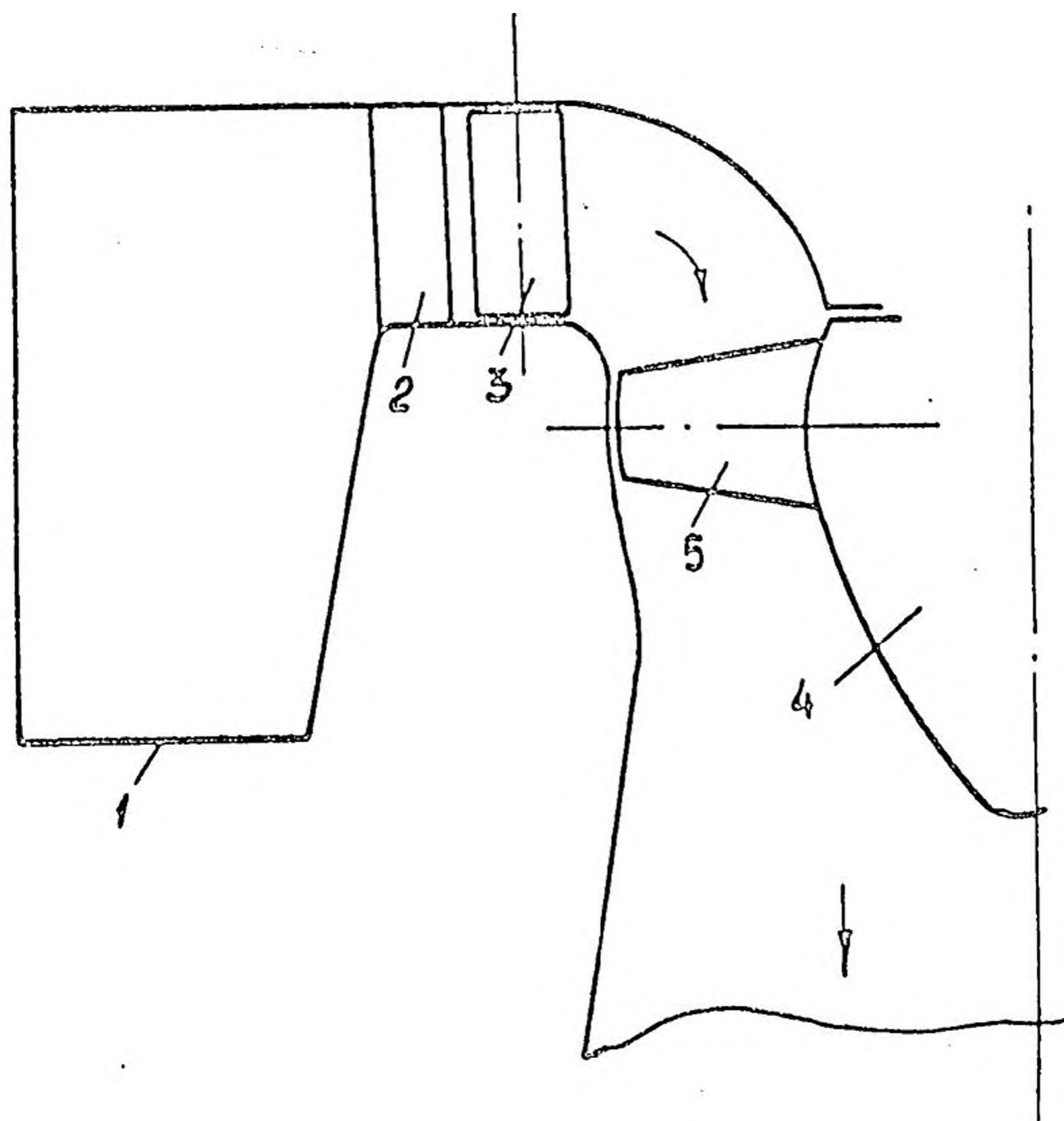


FIGURA 21: Turbina axial Kaplan.

1.3.2.4. Turbinas de eje horizontal con tambor

El uso de turbinas con cámara abierta es imposible cuando se tiene saltos mayores. En este caso las turbinas de eje horizontal con un tambor frente al rodete representan una buena opción de aplicación. La figura 49 ilustra el esquema de turbina con un tanque a presión, en el cual el agua es suministrada a través de la tubería de presión. De este tanque el agua ingresa a los alabes directrices. El tubo de succión es acondicionado a la presión del tanque.

La figura 50 muestra otra configuración, aquí el eje de la turbina atraviesa el codo del tubo de succión y su extremo sacado inicia el exterior para ser acoplado al generador o sistema de transmisión. El diseño del tanque de presión es más simple comparado con el anterior.

Es obvio que existan otros arreglos en el diseño.

1.3.2.5. Turbinas Kaplan

Las turbinas Kaplan encuentran gran aplicación en grandes y pequeñas centrales hidráulicas. La forma de los conductos de agua difiere considerablemente de los de la turbina Francis (figura 24). Tiene incorporado principalmente una caja espiral -

(1), un anillo distribuidor (2) y los alabes directrices (3).

Las secciones radiales de la caja espiral de las turbinas de eje vertical son de forma trapezoidal. Como regla la caja espiral de la turbina Kaplan de eje vertical es hecha de concreto. El flujo de agua después de pasar los alabes directrices toma la dirección axial.

Cerca del rotor el agua fluye entre dos superficies de revolución que tienen casi la forma cilíndrica. El rodete de la turbina Kaplan consta de un cubo (4) y alabes (5). No existe aro de refuerzo en el rotor.

La característica más saltante de la turbina Kaplan es que los álabes del rotor son regulables. Los ejes de rotación de los álabes son normales al eje de la turbina. El diseño de la turbina comprende un sistema de regulación, de manera que exista sincronización durante la operación.

Es así que debido a la rotación simultánea de los álabes directrices y los álabes del rodete es posible mantener una alta eficiencia de la turbina en un amplio rango de condiciones de operación.

En diseños simplificados se pueden usar turbinas con álabes directrices fijos y álabes del rotor regulables o con directrices regulables y álabes del rotor fijos. Las características de operación de

estas turbinas en comparación de la turbina Kaplan de doble regulación, empeoran cuando se desvian de sus condiciones óptimas.

1,3.2.6. Turbina tubular horizontal

En los últimos años la turbina tubular horizontal ha encontrado amplia aplicación para PCH de baja altura.

- Estas turbinas están reservadas para bajas potencias (menores de 1200 Kw) y caídas hasta 10 metros.

Una de las turbinas tubulares que se utilizan en PCH es de tipo "S" debido a la forma peculiar del tubo de succión; figura 2Z .

En la parte superior existe un bulbo, el cual aloja uno de los soportes del eje de la turbina.

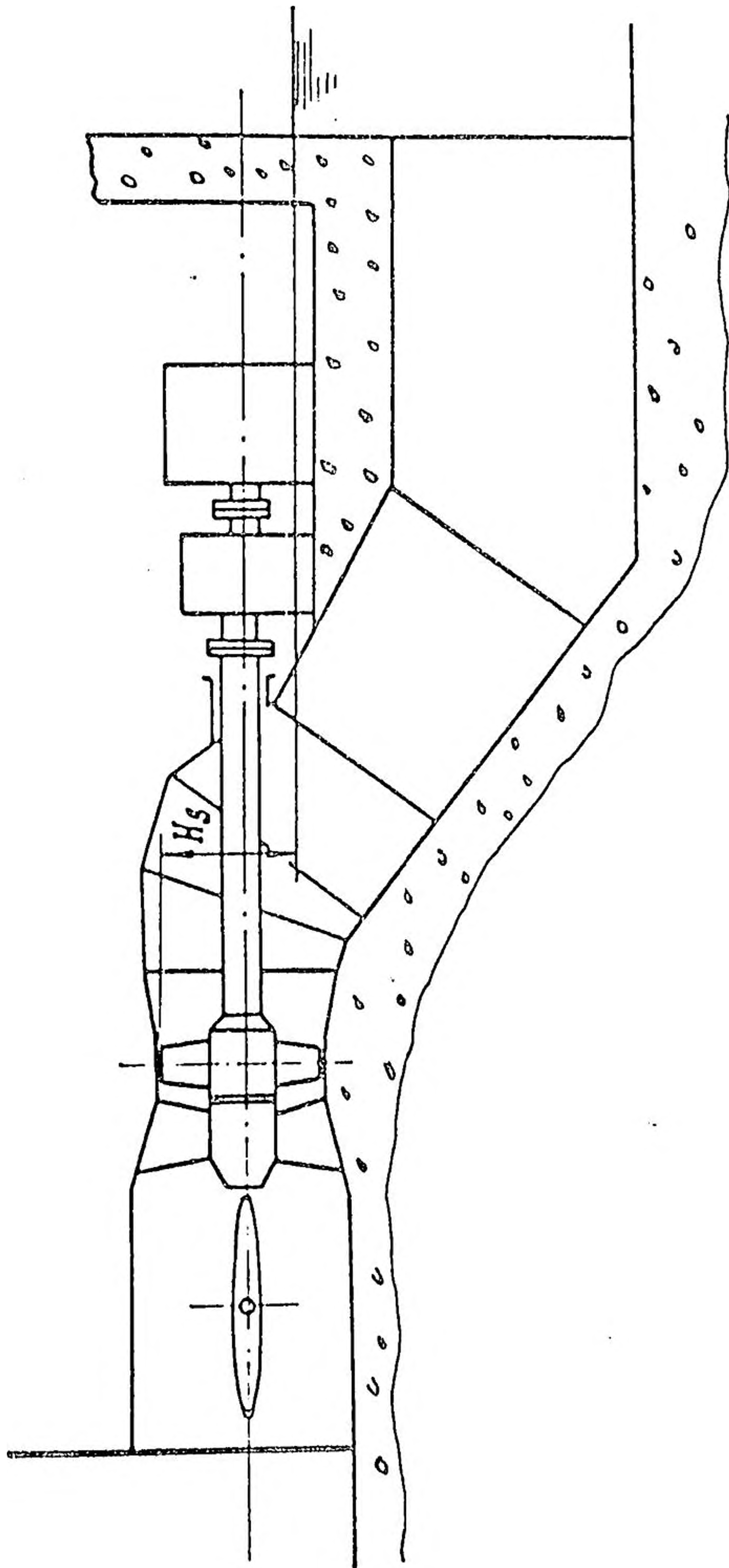
El distribuidor es cónico con alabes directrices fijos o regulables.

El rodete es tipo axial con alabes fijos o regulables.

La entrada del tubo de succión está provista de un cono difusor, el cual es seguido de una sección de tipo "S" con una curvatura variable.

El eje de la turbina es sacado hacia afuera atravesando el codo del tubo de succión.

La turbina tubular de flujo directo con el tubo de succión en elevación encuentra algunas aplicaciones. Desde el eje a través de una transmisión de engrana



F I G U R A 2 2 T U R . S F V f i T U Ö U L A R H O R I Z O N T A L

jes alojado en el bulbo , la energía es transferida vía el eje vertical, al generador instalado en la sala de máquinas.

Las turbinas axiales tubulares también pueden emplearse para instalaciones con eje vertical o inclinado .

TABLA 10: SE MUESTRAN ALGUNOS TIPOS DE TURBINAS UTILIZADAS EN PCH, CON RANGOS APROXIMADOS DE SALTO (m) Y POTENCIAS (Kw)

TIPO DE TURBINA	SALTO m	POTENCIA Kw
Reiffenstein	5-40	10- 200
FRANCIS Cámara abierta	10-40	120-5,000
Con espiral	hasta 80 m	500- 1,200
PELTON	20 (80) - 1000	10-10,000
TURGO	10 o más	
MICHELL -BANKI	' 10-200	50- 1,000
TUBULAR TIPO "S"	hasta 10	hasta 5,000

1,4. ESTANDARIZACION DE TURBINAS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDRAULICAS

La estandarización de turbinas consiste en diseñar un número adecuado de turbinas, de tal modo que se complementen en el campo de aplicación y que en conjunto cubran el rango de aplicación de un determina

do tipo de turbina.

1.4.1. Antecedentes sobre la estandarización de turbinas hidráulicas

A principios del siglo, cuando en Alemania se iniciaba la construcción de turbinas hidráulicas, se calculaban los rodetes individualmente, de acuerdo a lo que se necesitaba. Más tarde, a medida que las condiciones se repetían se fueron utilizando los modelos y accesorios calculados.

Es así que las principales firmas constructoras llegaron a disponer de provisión de dibujos, modelos, plantillas y detalles que con frecuencia podían ser nuevamente empleados y que constituyeron la base para el establecimiento de los tipos o series de rodetes. Así se especificaron los tipos normales, que en los laboratorios fueron cuidadosamente investigados en lo que a su rendimiento, adaptabilidad y condiciones de servicio se refiere, modificándolos y mejorándolos en ciertos casos. Partiendo del rodete de ensayo se proyectaron series completas de turbinas de diversos tamaños, pero geoméricamente semejantes.

El profesor Camerer (Munich) llamó por primer vez - la atención en 1908, respecto a la necesidad de establecer las series de turbinas. Para la formación de la serie se basaba Camerer en el número específi

co de velocidad N_s y escalonaba los tamaños de rodete por su capacidad de gasto, es decir por el consumo de agua Q del rodete con 1 m de salto. Como las distintas turbinas de una serie sólo se diferencian en el diámetro, más no en la forma, para el establecimiento del sistema de series, se parte tanto de Q como N , referidos a D_2 , haciendo :

$$Q = K_Q \cdot D_2^2 \quad \text{y} \quad N = K_n \cdot \frac{1}{D_2}$$

K_n y K_Q junto con N_s son las constantes características de una serie. Las construcciones prácticas van desde $K_Q = 0.01$ hasta $K_Q = 1.6$ y $K_n = 37$ hasta $K_n = 76$, correspondiendo los valores pequeños a las ruedas tangenciales y los valores mayores a las turbinas Francis rápidas (en 1908 no se conocían las turbinas de hélice).

En la tabla *11* podemos observar un ejemplo de un sistema de series.

Se observa que esta serie tiene sus mejores eficiencias η para $N_s = 155$ o bien $Q = 0.633 D_2^2$.

TABLA 11:

K _n	K _a	N _s	EFICIENCIA CON UN GRADO DE ADMISION			
			1/1	3/4	1/2	1/3
46	0.662	122	79.2	79.0	78.5	73.5
50	0.653	133	82.0	82.0	80.0	73.5
54	0.644	145	83.5	84.0	80.5	71.5
58	0.633	155	85.0	85.5	79.5	69.0
62	0.62	164	85.0	84.5	78.5	66.5
66	0.61	173	84.0	83.0	75.5	63.5
70	0.59	176	81.0	81.0	71.0	57.5

Fuente: Motores Hidraulicos, L.Quantz.

También por esa época ya se tenían normalizadas las turbinas pequeñas, tal como se muestran en las tablas 12 y 13.

TABLA 12: NORMALIZACION DE PEQUEÑAS TURBINAS FRANCIS
(se muestran sólo dos tamaños)

Salto m	T A M A Ñ O I			T A M A Ñ O II		
	Q lt/s	P HP	N rpm	Q lt/s	P HP	N rpm
6	73.5	4.4	725	124	7.5	580
8	85.0	6.8	839	143	11.6	670
10	95	9.6	937	160	16.3	750
12	104	12.7	1028	175	21.6	821
14	112	16.0	1110	189	27.7	888
16	120	19.7	1186	202	33.7	949
18	127	23.6	1258	215	41.5	1007
20	134	28.0	1328	226	49.0	1060

Fuente: Motores Hidraulicos, L. Quantz.

TABLA 13: NORMALIZACION DE PEQUEÑAS TURBINAS PELTON
(se muestran sólo dos tamaños)

Salto m	T A M A Ñ O I			T A M A Ñ O II		
	Q lt/s	P HP	N rpm	Q lt/s	P HP	N rpm
20	8.9	1.6	930	51.0	10.3	420
40	12.5	4.8	1315	72.5	29.6	590
60	15.3	8.9	1610	88.5	54.8	725
80	17.7	13.8	1860	102.0	85.0	840
100	19.8	19.4	2080	114.0	120	940
120	21.7	25.7	2275	86.8	109	1030
140	23.4	32.4	2460	93.7	137	1110
160	25.0	39.8	2630	100	167	1185

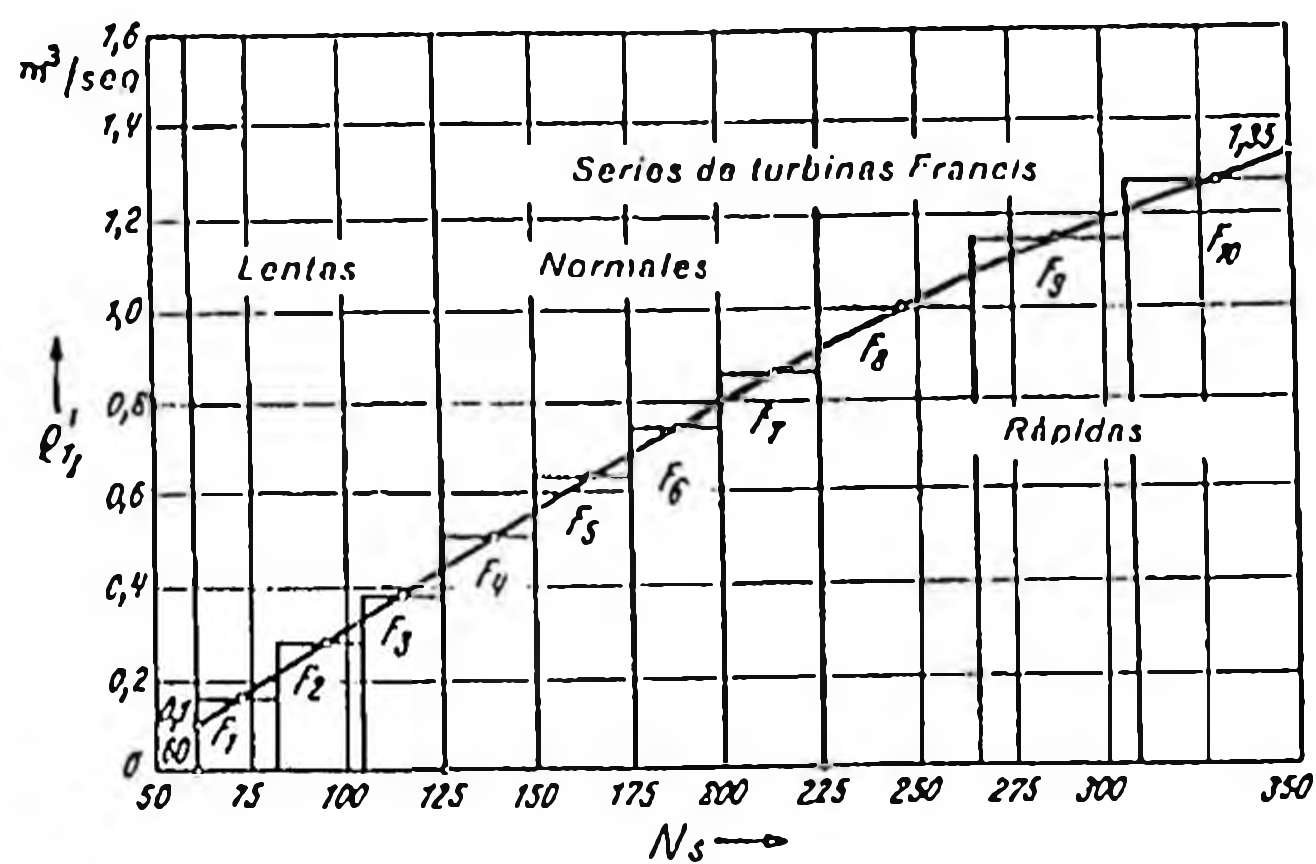
Fuente: Motores Hidraulicos, L. Quantz.

El gráfico de la figura 23(a) nos muestra 10 series de turbinas Francis: $F_1, F_2, F_3, \dots, F_{10}$ de acuerdo con N_s y Q'_{11} , siendo: $Q'_{11} = \frac{Q}{D_2^2}$

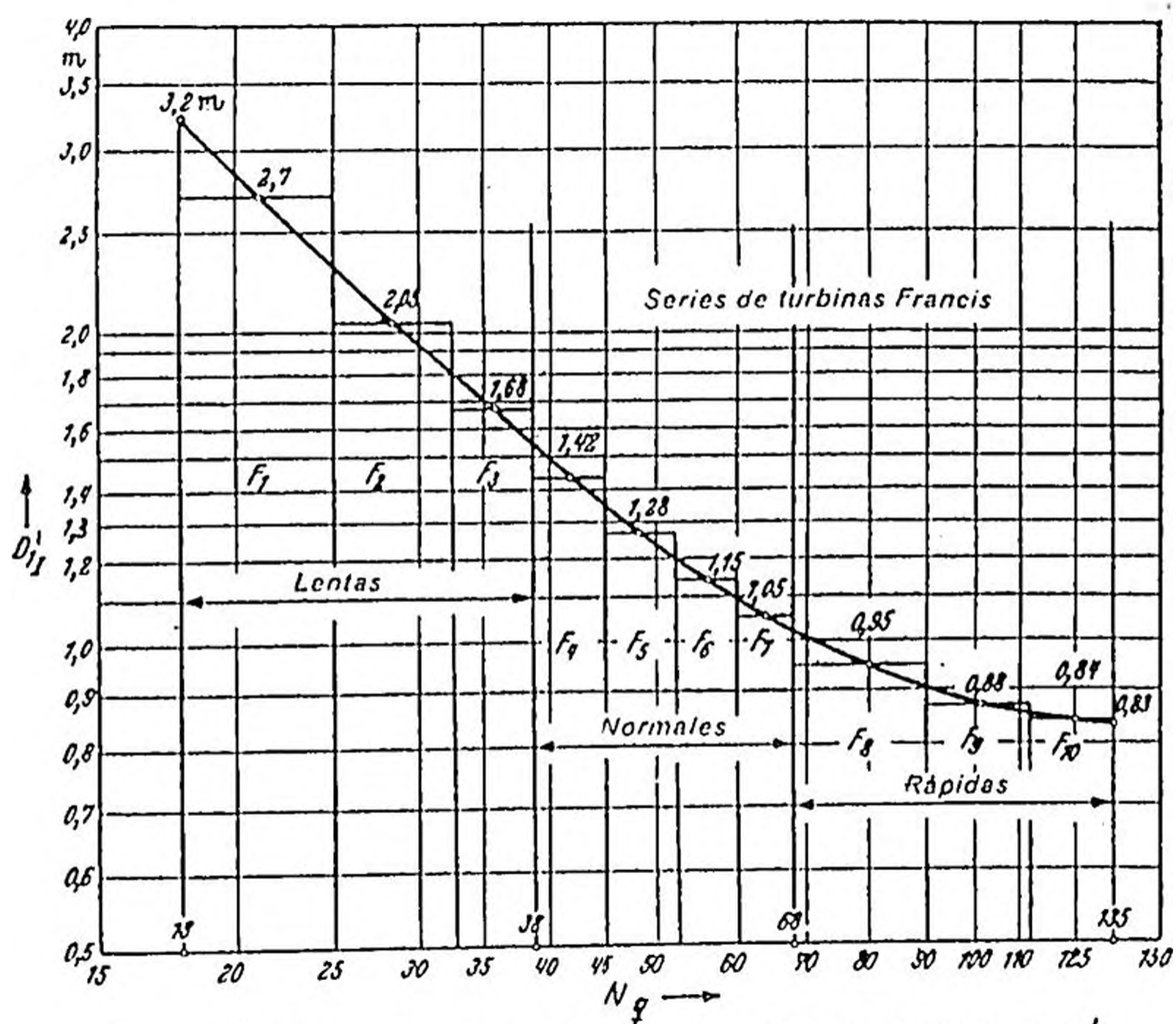
El gráfico de la figura 23(b) nos muestra 10 series de turbinas Francis: $F_1, F_2, F_3, \dots, F_{10}$ de acuerdo con N_q y D'_{11} , siendo: $D'_{11} = \frac{D_2}{Q}$

El número de series a establecerse depende en primer lugar, del valor hasta el cual podemos bajar en la eficiencia para pasar a la serie inmediata.

De los gráficos se observa que cuanto más estrechos se adopten las subdivisiones, mejores serán los re



(a): Normalización de las turbinas Francis de acuerdo con N_s y Q_{11} .



(b): Normalización de las turbinas Francis según N_q y D_{11} .

FIGURA 23

sultados en lo que al rendimiento se refiere, pero se tendrán más series y mayor número de formas de rodetes, requiriéndose más modelos, plantillas, etc. y un gran almacén de piezas sueltas.

1.4,2» **Objetivos de Xa estandarización**

La construcción de pequeñas centrales hidráulicas demanda altos costos específicos.

El interés en desarrollar hidroenergía a partir de flujos pequeños de corrientes de agua, es al mismo tiempo un llamado para el mejoramiento de la viabilidad económica, tanto en construcción y operación.

Actualmente todavía es difícil definir con adecuada precisión los límites de aplicación del concepto de "Pequeña central hidráulica" y "pequeña turbina".

El mayor desarrollo de los pequeños recursos hidráulicos determinarán mejor el límite máximo y mínimo de capacidad en este campo.

Considerando que para las pequeñas centrales la capacidad instalada se encuentra en el rango: $50 \text{ Kw} \leq P < 10,000 \text{ Kw}$.

Dependiendo de las condiciones del lugar, la pequeña central podrá operar para saltos comprendidos en: $1 \text{ m} < H < 1000 \text{ m}$, lo cual es factible en la práctica.

Sabemos que: $P = 9.81 H Q \eta \text{ Kw}$ O)

donde : H = salto neto en m

Q = caudal de agua en m^3/s

η = eficiencia total de la turbina

De la ecuación (1) obtenemos :

$$\log P = \log 9.81\eta + \log H + \log Q$$

$\log H = \log \frac{P}{9.81\eta} - \log Q$

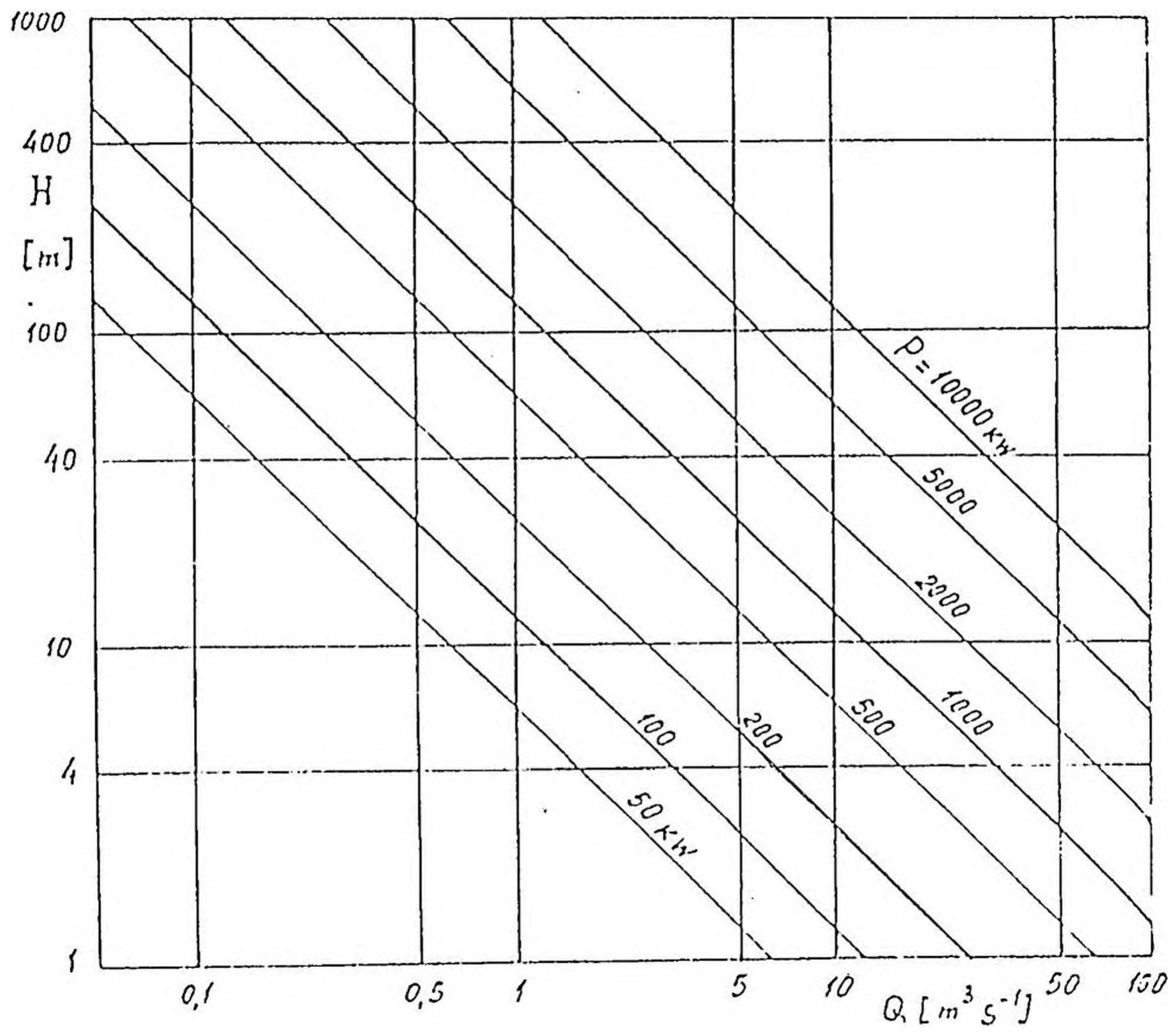
La figura 24 nos representa esta zona en coordenadas logarítmicas.

Tomando un valor promedio de η obtenemos la relación lineal entre H y Q para una potencia P constante.

El problema de estandarización de pequeñas turbinas consiste en desarrollar un número de series y tamaños de turbinas, lo que sería una herramienta muy útil en la explotación de recursos hidráulicos para cualquier combinación de H , Q y P aptos para la zona mostrada en la figura 24.

Encontrando una solución al problema de la estandarización, permitirá el desarrollo de diseños típicos, intercambio de partes, lo que permitirá la producción en serie.

Todo esto hará posible un menor costo de equipos y ahorro en el tiempo de suministro.



FUGURA 24:Relación lineal entre Q y H en coordenadas logaritmicas.

1.4.3. Establecimiento de una serie de turbina de reacción normalizada

Uno de los mayores problemas de la estandarización es el establecimiento de una serie de turbinas que sea práctica.

Dentro del campo de las turbinas de reacción se pueden utilizar dos tipos de turbinas:

- I) Turbinas Francis
- II) Turbinas de flujo axial

Las características de la turbina, incluyendo los parámetros bajo las condiciones óptimas de operación, depende de las dimensiones relativas de los pasajes de agua. El reemplazo del rotor da como resultado un considerable cambio de energía y características de cavitación.

Cada serie de turbinas representa a una línea de turbinas destacando sus dimensiones diferentes, con similar geometría de los pasos de agua.

Todas las turbinas de la misma serie son asignadas a un uso específico.

El tamaño de la turbina normalmente es caracterizado por el diámetro del rotor. En el caso de las turbinas Francis se fija el diámetro D^{\bullet} .

Esta dimensión representa el máximo diámetro tomado en el canal de entrada de los álabes del rotor.

Cada turbina está caracterizada por su dimensión y su uso.

Cuando se desarrolla el estándar para la pequeña turbina hidráulica, son requeridos el número de serie y se debe establecer una línea de diámetros de rotores.

El incremento en el número de series y tamaños de la turbina cubiertos por el estándar[^]permite la selección de la turbina, prácticamente para cualquier parámetro operacional.

La fabricación de un rango grande de turbinas podría ■ disminuir la eficiencia y aumentar el costo del equipo en conjunto.

El número de tipos estándar no debería extenderse - más allá de los límites económicamente justificados. Hagamos hincapié acerca de algunos conceptos generales que pueden servir como guía en la solución del problema.

Como mencionamos anteriormente, cada serie de turbinas tiene un campo limitado de aplicación en consideración a la altura para proveer un comportamiento libre de cavitación.

La fijación no es económicamente justificada para las pequeñas centrales. Parece que $H_g = -2m$ podría ser tomado como el límite de la altura de succión.

Las relaciones entre los valores límites de $K_g.a$ y la altura H han sido planificadas para diferentes - alturas de succión de acuerdo a la fórmula :

$K_s \cdot \sigma = \frac{H_a - H_s}{H}$; donde K_s es un factor de seguridad contra la cavitación.

$$\log (K_s \cdot \sigma) = \log (H_a - H_s) - \log H$$

El valor mínimo del coeficiente de cavitación σ para grandes saltos de turbinas Francis es cerca de 0.03 y el valor óptimo de N_{11} .

Si el factor de seguridad K_s es asumido entre 1.15 y 1.2, $H = 400$ m sería considerado como la altura límite para pequeñas turbinas hidráulicas.

El incremento en la altura límite a 500 m en el margen de seguridad asumida dará como resultado que la planta hidráulica se coloque en un nivel más bajo y $H_s = -7.5$ m, pero esta clase de solución no es práctica.

Ilustremos una de las posibles alternativas para la selección de el número de series y el campo de aplicación para cada serie (figura 25).

Tomando un coeficiente de cavitación mínimo $\sigma = 0.03$ y $K_s = 1.2$ se asegura la serie de altura más alta para el rango 115 - 340 m.

Además se asume que la altura limítrofe de la siguiente serie para $H_s = -2$ m es igual a la altura limítrofe de la serie precedente para $H_s = 2$ m. Entonces la relación de los coeficientes de cavitación limítrofe es 1.5.

$$\sigma_{n+1} = 1.5 \sigma_n$$

Continuando este razonamiento es necesario hacer ocho series de turbinas Francis para el rango de alturas :

$$H = 340 - 20 \text{ m}$$

los coeficientes límites de altura y cavitación están dados en la tabla 14 .

TABLA 14

Series	F ₈	F ₇	F ₆	F ₅	F ₄	F ₃	F ₂	F ₁
H _{máx} /H _{mín}	20/7	30/10	45/15	70/25	100/35	150/50	260/80	340/115
$\sigma_{\text{máx}}$	0.47	0.32	0.22	0.145	0.095	0.065	0.043	0.03

Fuente: U.N.I.D.O./IS.495, 13/III/1984, G.V. VICTOROV.

Se dispone de cinco series de turbinas Kaplan, cuyos coeficientes limitrofes de altura y cavitación se muestran en la tabla 15 .

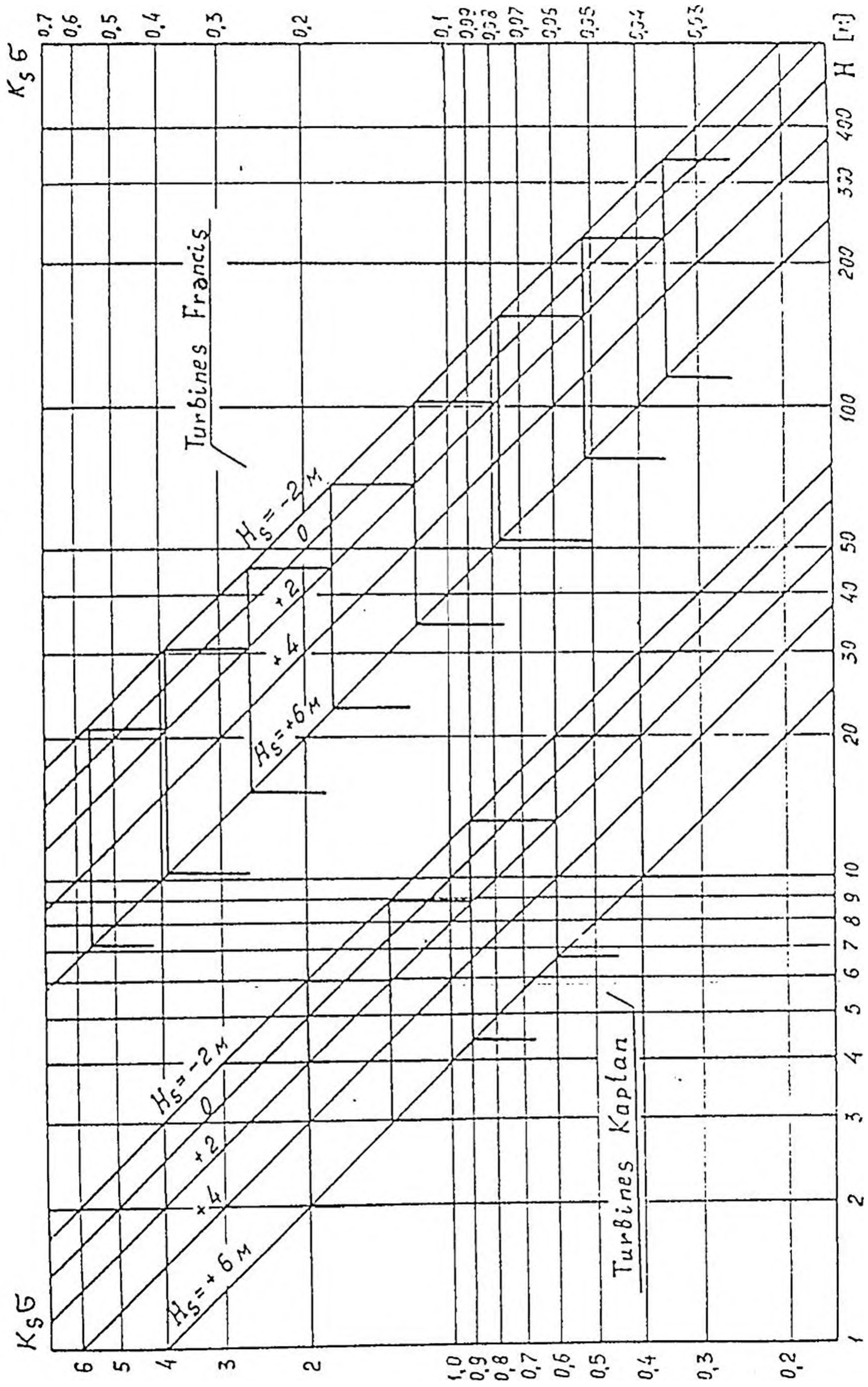
TABLA 15

Series	K ₅	K ₄	K ₃	K ₂	K ₁
H _{máx} /H _{mín}	6/2	9/3	13/4.5	20/7	30/10
$\sigma_{\text{máx}}$	1.7	1.12	0.75	0.5	0.35

Fuente: U.N.I.D.O./IS.495, 13/III/1984, G.V. VICTOROV.

El procedimiento ilustrado anteriormente para la selección del número de series y el rango de altura para cada serie, no es el único método.

Cuando se asignan el número de serie y la velocidad específica para cada serie, se deben tomar en consideración otras condiciones.



Ft6URh 2 5 ' SEPLieDf~ruRRitffis asoaMfUrzfldes

Los fabricantes de turbinas de gran tamaño tienen - acumulada una gran experiencia en el desarrollo de turbinas de mayor eficiencia para la instalación en gran escala, el cual responde a diferentes condiciones de operación.

En algunos casos el número de series desarrolladas de turbinas Francis y Kaplan exceden a las figuras dadas en el ejemplo.

El incremento en el número de series permite la selección de una turbina más eficiente en términos de energía y características de cavitación para cada caso específico.

Menores números de series mejoran el proceso de construcción, pero en algunos casos tienen un efecto negativo en la calidad del equipo.

1,4,4, Establecimiento de diámetros normalizados

Cada serie consiste de un número de turbinas con pasajes de agua geoméricamente similares que difieren uno de otro por la dimensión nominal dada en el diámetro D_f del rodete.

Especifiquemos algunos aspectos generales concernientes a la selección de una normalización de las dimensiones de la turbina.

Supongamos que una serie de turbinas para el cual disponemos del diagrama de colina ha sido seleccionado para ciertos valores porcentuales de potencia

P de la turbina y altura H.

Seleccionando el punto con un 5% fuera del punto de máxima eficiencia del diagrama topográfico.

Luego de acuerdo a la fórmula :

$$P_{11} = \frac{P}{D_2^2 \cdot H^{3/2}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\eta_h}{\eta'_h}\right)^{3/2}}$$

donde: P_{11} = potencia unitaria

y tomando en consideración que :

$$P_{11} = 9.81 Q_{11} \cdot \eta$$

el diámetro D_2 del rodete puede ser calculado.

Será el tamaño mínimo del rotor que proveerá la potencia específica de salida (curva 1, figura 26).

Si el tamaño del rodete aumenta para la misma potencia de salida, el punto proporcional del diagrama de colina, cambiaría a una zona de menor valor de Q_{11} . En la figura 26 existen características de performance para turbinas de varios tamaños. Corresponiendo la curva 2 a la turbina de mayor tamaño de rotor.

Cuando funciona la turbina su potencia de salida puede variar dentro de amplios límites, dependiendo de la demanda de carga y flujo disponible.

La capacidad del generador dificulta el incremento en la salida.

Una brusca caída de la potencia disminuye el valor

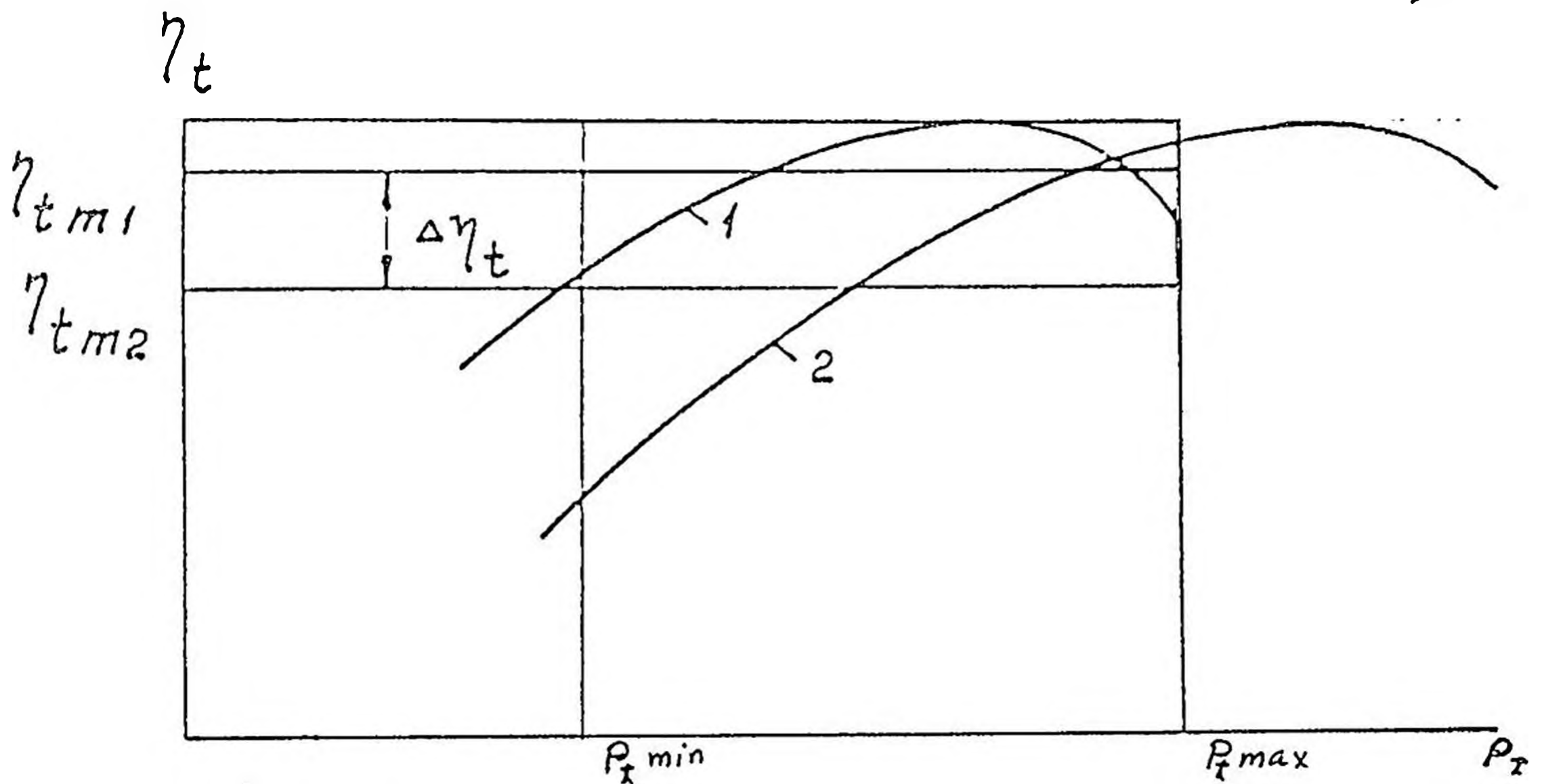


FIGURA 26 : Muestra el gráfico de eficiencia para turbinas de diferentes tamaños

de la eficiencia.

Como se ve del gráfico, el valor promedio de la eficiencia $\eta_{m1} > \eta_{m2}$ se encuentra dentro del rango de variación de la potencia $P_{\max} - P_{\min}$.

Si el rango de regulación de la potencia y la disminución permisible de $\Delta \eta$ son especificadas, es posible determinar la desviación del diámetro para dos rotores adyacentes en términos de sus tamaños.

Un trabajo similar puede ser hecho para todas las series de turbinas Francis y Kaplan.

Las siguientes conclusiones pueden ser anotadas en base a la experiencia actual de la ingeniería de turbinas.

1. La relación :
$$K_D = \frac{D_{n+1}}{D_n}$$

permanece dentro de: 1.05 - 1.2 (donde D_{n+1} y

D_n son los diámetros de los rotores de dos turbinas adyacentes).

2. Para $\underline{K_D}$ hasta 1.7, permite un adecuado diseño de la turbina con tal de que se tengan las condiciones óptimas de operación.
3. Para turbinas de mayor tamaño se deben tomar los valores menores de $\underline{K_D}$.
4. Para turbinas muy pequeñas $\underline{K_D}$ se pueden tomar entre 1.12 - 1.15.
5. Para turbinas Kaplan se permiten valores mayores de $\underline{K_D}$.

Se debe notar que la variación de potencia cuando se cambia a otro diámetro, bajo las condiciones asumidas, es proporcional a $\underline{K_D}^2$.

$$\frac{P_{n+1}}{P_n} = K_D^2$$

Esto significa que la máxima variación de potencia esté entre 1.1 - 1.44.

1.4.5. Campo de aplicación de las turbinas en serie

Los diagramas auxiliares destinados para la selección preliminar de series y tamaños de turbinas, así como las de otros parámetros operacionales pueden ser graficados basados en el desarrollo de una línea de estandarización de series y diámetros de

turbinas.

Consideremos algunos aspectos generales que sirvan de base para la diagramación requerida.

Asumimos que hay un diagrama de colina de la turbina modelo en el cual se deben basar las series dadas.

Primero tomamos el modo de operación que se mantiene en la línea de valor óptimo N_{11C} como el del diseño.

Para la turbina Francis es práctico tomar el valor de diseño Q_{11C} que se encuentra en el 5% fuera de la línea de margen o próximo a esta zona. Para mayores cálculos asumimos que los valores N_{11C} y Q_{11C} son conocidos para las series dadas.

Despreciando la diferencia de eficiencias entre el modelo y las pequeñas turbinas hidráulicas, de las expresiones :

$$N_{11} = \frac{N \cdot D_2}{\sqrt{H}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{\eta_h}{\eta_h'}}} \quad \text{y} \quad Q_{11} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{\eta_h}{\eta_h'}}$$

tenemos :

$$N_{11} = \frac{N \cdot D_2}{\sqrt{H}} \quad \dots \quad \text{(a) velocidad unitaria}$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H}} \quad \dots \quad \text{(b) caudal unitario}$$

$$\text{De (b) : } \log H = -2 \log (Q_{11} \cdot D_2^2) + 2 \log Q \quad \dots (c)$$

$$\text{De (a) : } D_2^2 = \left(\frac{N_{11}}{N}\right)^2 \cdot H \quad \dots (d)$$

$$(d) \text{ en (c) : } \log H = -2 \log Q_{11} \cdot \left(\frac{N_{11}}{N}\right)^2 \cdot H + 2 \log Q$$

de donde se obtiene :

$$\log H = -\frac{2}{3} \log \left(\frac{N_{11}}{N}\right)^2 + \frac{2}{3} \log \left(\frac{Q}{Q_{11}}\right) \quad \dots (e)$$

De las ecuaciones (c) y (e) se ve que para $D_2 = \text{cte}$. la relación $H(Q)$ es de naturaleza lineal en coordenadas logarítmicas. Las líneas $D_2 = \text{cte}$, forman una familia de líneas paralelas inclinadas en ángulo $\alpha = \text{arc.tg } 2 = 63.43^\circ$ con el eje de $\log Q$.

Las relaciones $H(Q)$ para $N = \text{cte}$, también son lineales en coordenadas logarítmicas.

Las líneas $N = \text{cte}$ forman una familia de líneas paralelas inclinadas un ángulo $\beta = \text{arc.tg } \frac{2}{3} = 33.69^\circ$ con el eje $\log Q$.

En la figura 27 se muestra como ejemplo el campo de aplicación para una serie de turbinas Francis.

Sabiendo que: $\log H = \log \frac{P}{9.8 \eta} - \log Q$ se muestran

las líneas de $P = \text{cte}$, inclinadas un ángulo de -45° con el eje $\log Q$.

Al mismo tiempo se tiene en la escala de las coordenadas $\log H_s$, las que pueden usarse para determinar la altura de succión disponible.

En el ejemplo, el campo de aplicación está limitado por la altura de succión $H_s = -3$ a 6 m, la potencia de la turbina $P = 1000 - 10,000$ KW, el diámetro del rodete $D_2 = 0.45 - 1.3$ m.

La selección preliminar de los parámetros básicos operacionales de la turbina pueden ser hechos basados en el nomograma de la figura 27. Por ejemplo, el diámetro $\underline{D_2}$, velocidad y altura de succión pueden ser determinados de la altura y potencia específica. Los valores obtenidos de esta manera puede que no sean aceptables.

El diámetro del rodete puede no corresponder al valor que ha sido cubierto por la línea de estandarización. La velocidad de rotación puede diferir también de la síncrona.

Cuando se ajusta el valor $\underline{D_2}$ y \underline{N} obtenidos del nomograma a la magnitud más cercana recomendada, las condiciones de operación tienden a variar del punto de diseño. El nomograma de la figura 27 no puede ser usado para avalar si las desviaciones obtenidas son o no son permitidas.

En estas circunstancias es bueno hacer la construcción de nomogramas que identifiquen el campo potencial de aplicación para las turbinas de series que correspondan a las dimensiones estandarizadas y velocidades síncronas.

Cabe notarse que la experiencia con turbinas para pequeñas hidroeléctricas, consideran el uso del acoplamiento directo de turbinas y generadores y transmisiones por engranajes.

El acoplamiento directo encuentra siempre aplicación cuando la turbina tiene una alta velocidad síncrona que permita usar una alta velocidad en el generador. A bajos valores de N , la turbina puede estar acoplada directamente el generador o por medio de engranajes multiplicadores.

En un acoplamiento directo y 50 Hz de frecuencia $N = 1500, 1000, 750, 600, 500, 428.3, 375, 333, 300$ r.p.m. y a 60 Hz de frecuencia, $N = 1200, 900, 720, 600, 514, 450, 360, 300$ r.p.m.

Se requiere engranajes baratos para desarrollar una línea estandar de tamaños de engranaje con la relación de transmisión fija. Es así como la utilización de generadores de alta velocidad con transmisión, gobernará la estandarización de velocidades de turbinas que se diferenciarán de las síncronas.

Cuando se diagrama el campo de aplicación mostrados en la figura 27 las condiciones de operación definidas, se toman mejor, con valores fijos de N_{11} y Q_{11} . Como se ha visto en el diagrama topográfico para cada serie de turbinas hay una zona donde destacan las turbinas con características de alta energía. Cualquier forma de operación en esta zona puede ser

tomada del diseño.

Por eso limitemos la zona de aplicación favorable - para turbinas con ciertos valores de: $N_{11m\acute{a}x}$ - $N_{11m\acute{i}n}$ y $Q_{11m\acute{a}x}$ - $Q_{11m\acute{i}n}$.

La turbina designada bajo una altura fija puede ser obtenida usando turbinas de las series dadas, las cuales tienen diámetros D_{11} para $Q_{11m\acute{a}x}$ y D'_{11} para $Q_{11m\acute{i}n}$. Sujeto a la igualdad de descargas, lo siguiente puede ser escrito con una exactitud determinada por la diferencia en eficiencias bajo estas condiciones de operación.

$$K_D^2 = \left(\frac{D''_2}{D'_2}\right)^2 = \frac{Q_{11m\acute{a}x}}{Q_{11m\acute{i}n}}$$

la relación K_D controla la normalización de diámetros (de los cuales sus valores están dados arriba) y corresponde a la razón de graduación de descarga en la zona de óptimas condiciones de operación.

El campo de aplicación para la turbina de un cierto diámetro en las coordenadas logarítmicas $\log Q$ - $\log H$ está limitado por dos líneas paralelas inclinadas - un ángulo de 63.43° con el eje $\log Q$.

En la figura 28 se muestra esta zona para la normalización de diámetros con $K_D = 1.08$ de la misma serie de turbinas.

El campo de aplicación para esta serie está dada en la figura .

El campo de aplicación relativo a la altura donde $D_2 = \text{cte}$ y $N = \text{cte}$, depende de la magnitud de $N_{11\text{máx}}$ y $N_{11\text{mín}}$.

La figura 28 muestra el campo de aplicación efectivo para las turbinas de la misma serie, pero con varios diámetros $D_2 = \text{cte}$ y $N = 1500, 1000, 750, 600, 500, 428.6$ r.p.m.

Cuando $N = \text{cte}$, el campo de aplicación está limitado por líneas paralelas inclinadas un ángulo de 26.56° con el eje logQ.

1.5. BOMBAS CENTRIFUGAS USADAS COMO TURBINAS

1.5.1. Perspectivas de aplicación

El resurgimiento del mercado para pequeñas, micro y minicentrales hidráulicas ha dirigido a los proyectistas y consultores a reconsiderar el diseño y aplicación de las turbinas convencionales.

En muchos casos las turbinas convencionales de alta eficiencia no es la respuesta, también se ha tenido poco acierto el reducir los precios mediante la estandarización de los diseños de las turbinas, no obstante, las turbinas convencionales continúan siendo costosas en comparación con las bombas.

En las áreas rurales, normalmente existe una gran diferencia en la demanda de energía entre el día y la noche. La diferencia puede llegar en un 90% del máximo.

Una alternativa es proveer turbinas con características de baja carga. Una bomba puede ofrecer estas características sin objeciones mecánicas, ni efectos hidráulicos.

Es conveniente tener en cuenta el uso de bombas dentro de las P.C.II. como una alternativa muy conveniente a las plantas de generación Diesel en la electrificación rural, como algo muy importante para el crecimiento económico.

Los mayores proyectos de P.C.II. se están presentando con buen éxito en un gran número de países en desarrollo, tales como: Perú, Chile, China, Malasia, Tailandia, Indonesia, India y las Filipinas.

La electrificación rural se utiliza en el alumbrado público y/o doméstico, así como eventualmente en industrias pequeñas existentes en estas áreas remotas. Sabiendo que existen limitaciones en la destreza técnica en las áreas remotas, se requiere que los proyectos generen equipos que sean confiables y de fácil mantenimiento.

Existen ventajas definidas en la aplicación de bombas como turbinas, debido a la facilidad de mantenimiento, particularmente con la rajadura de la carc

sa ele la bomba, la elección de materiales dispon! -
bles. Su aplicación es particularmente atractiva -
donde el desgaste por abrasión es considerado un
problema y regularmente requiere un reemplazo de
partes o reparación. A veces los ahorros de costos
son de principal consideración en el manejo total
de los costos de la planta, en este aspecto, las
bombas, claramente, son menos costosas que las tur
binas convencionales.

%

1.5.2. Aspectos generales de funcionamiento

Las bombas están diseñadas para impulsar un flui-
do, es decir, el rotor imprime al fluido energía -
de presión y velocidad.

Esta misma bomba también puede hacerse funcionar CÉ
mo turbina, es decir, la energía disponible del fluí
do se convierte en energía mecánica a través del ro
dete, para lograr esto es necesario invertir el sen
tido de rotación del rodete. Se puede usar cual-
quier tipo de bombas :

- a) Centrífugas, semiaxiales, axiales.
- b) Sin difusor de álabes o con difusor: de álabes
fijos o de posición variable.
- c) De simple o múltiple etapa.
- d) De eje vertical u horizontal.

En la figura 2P> La) se muestra una bomba centrífuga -

usada como tal: el líquido ingresa a la sección de succión a baja presión, absorbe el trabajo del eje en el rodete y permite la descarga del líquido a una mayor presión (absorbe el trabajo).

En la figura *J₃* (b), la misma bomba es utilizada como turbina: el líquido ingresa a alta presión, activa el rodete en sentido contrario cediendo energía al eje a través del rodete y descarga el líquido a una baja presión.

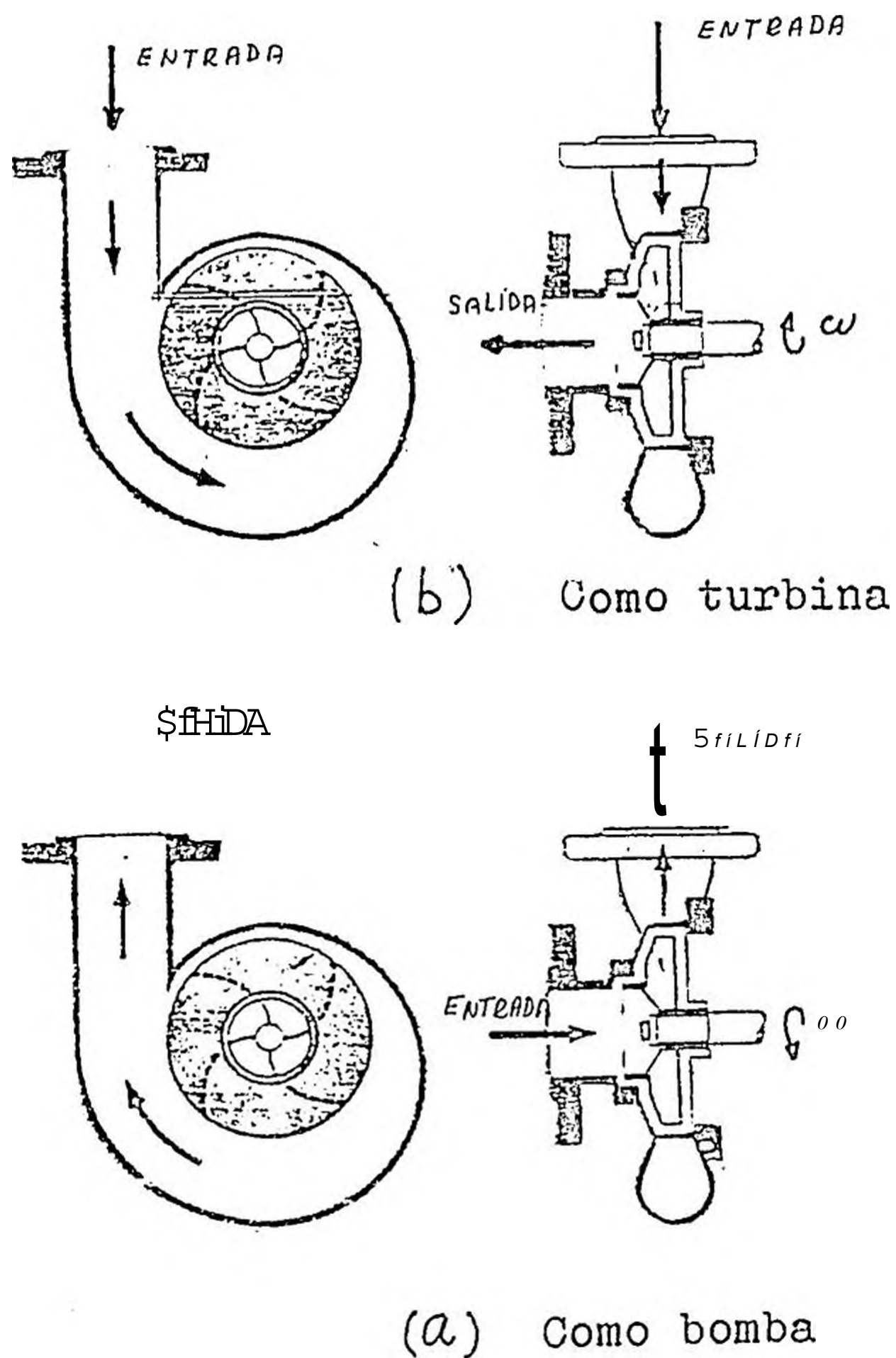


FIGURA 29: Funcionamiento de una bomba centrífuga como bomba y como turbina.

1.5.2.1. Curvas características

Se sabe que las curvas características de una bomba, describen el funcionamiento de la bomba para cualquier condición de operación dentro de ciertos rangos de caudal y altura.

La figura 30 nos muestra las curvas características de una bomba centrífuga a velocidad constante.

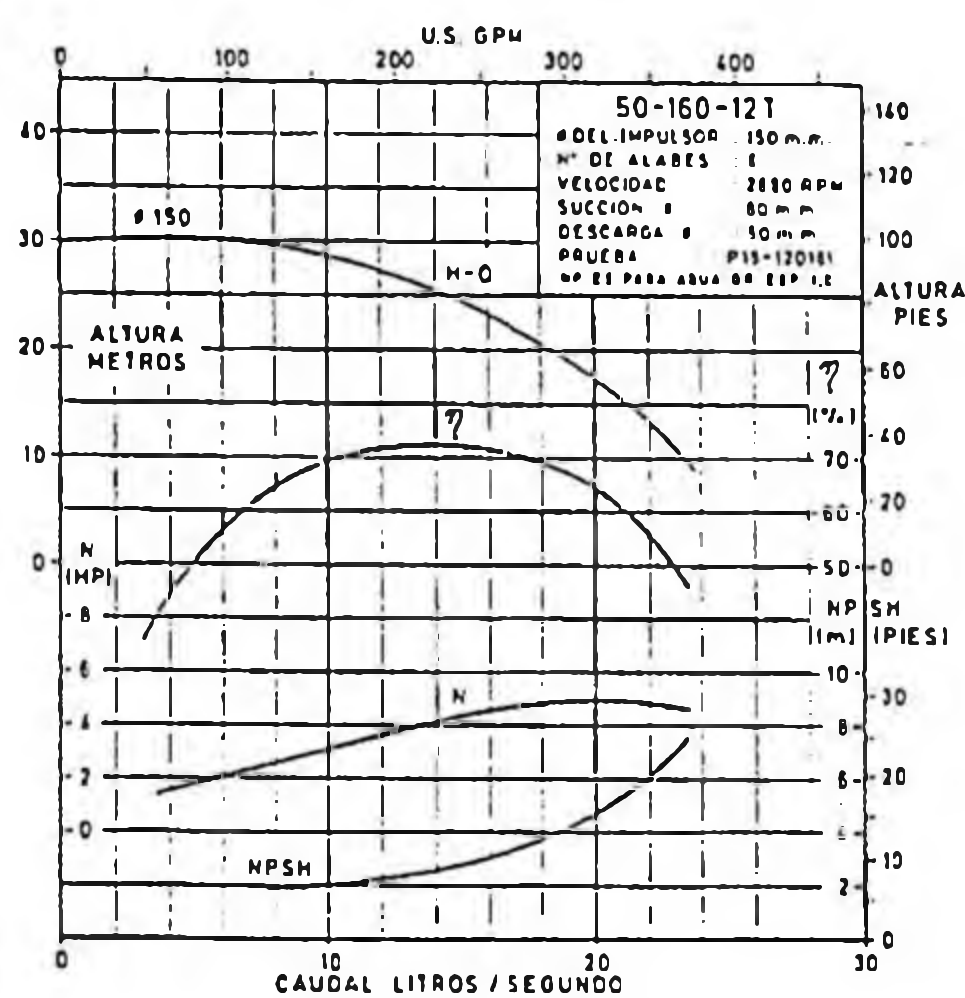


FIGURA 30

La figura 31 nos muestra el funcionamiento de una bomba centrífuga en su doble función: como bomba y como turbina.

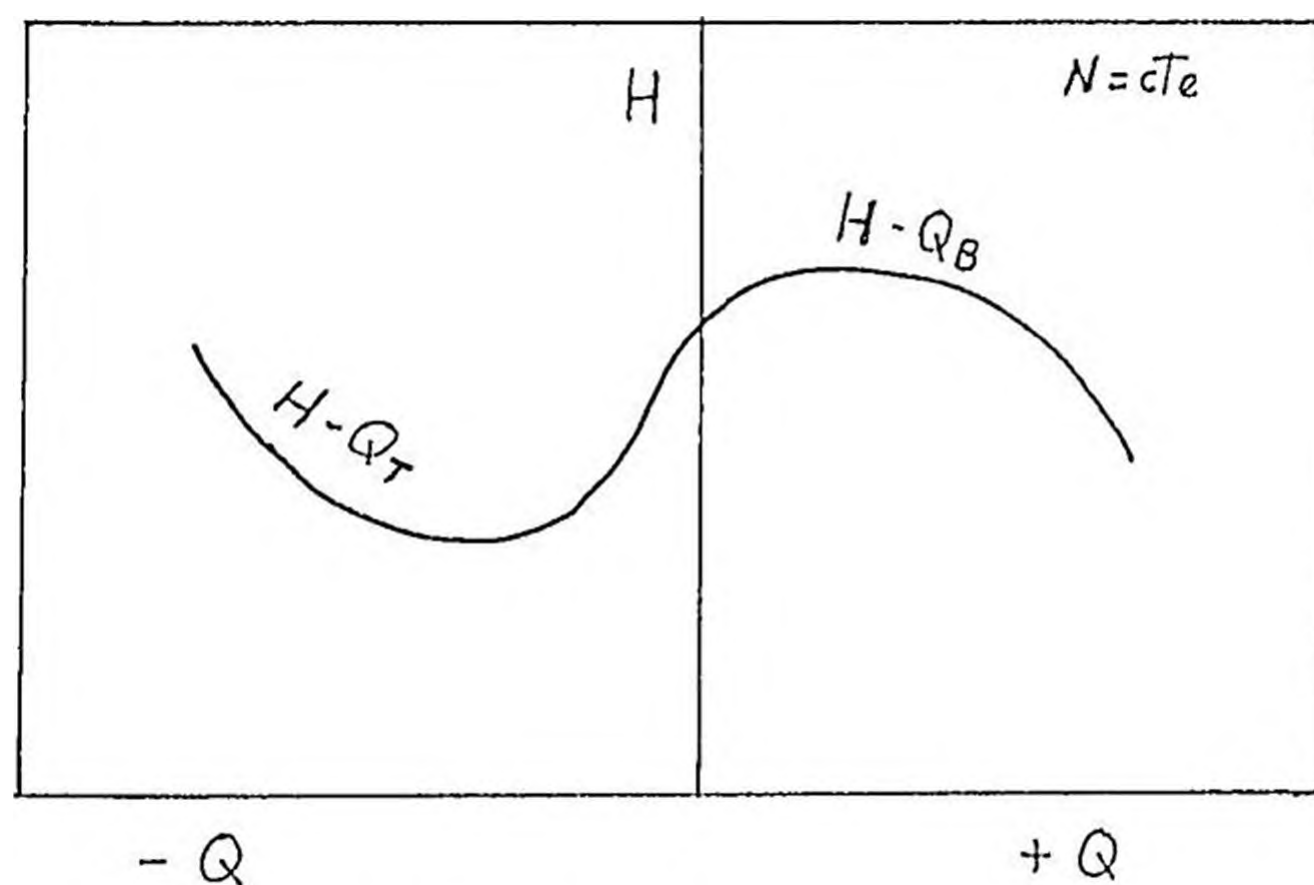


FIGURA 31.

La figura 32 nos muestra las curvas características de una bomba centrífuga operando como turbina a la misma velocidad de rotación, pero en sentido inverso.

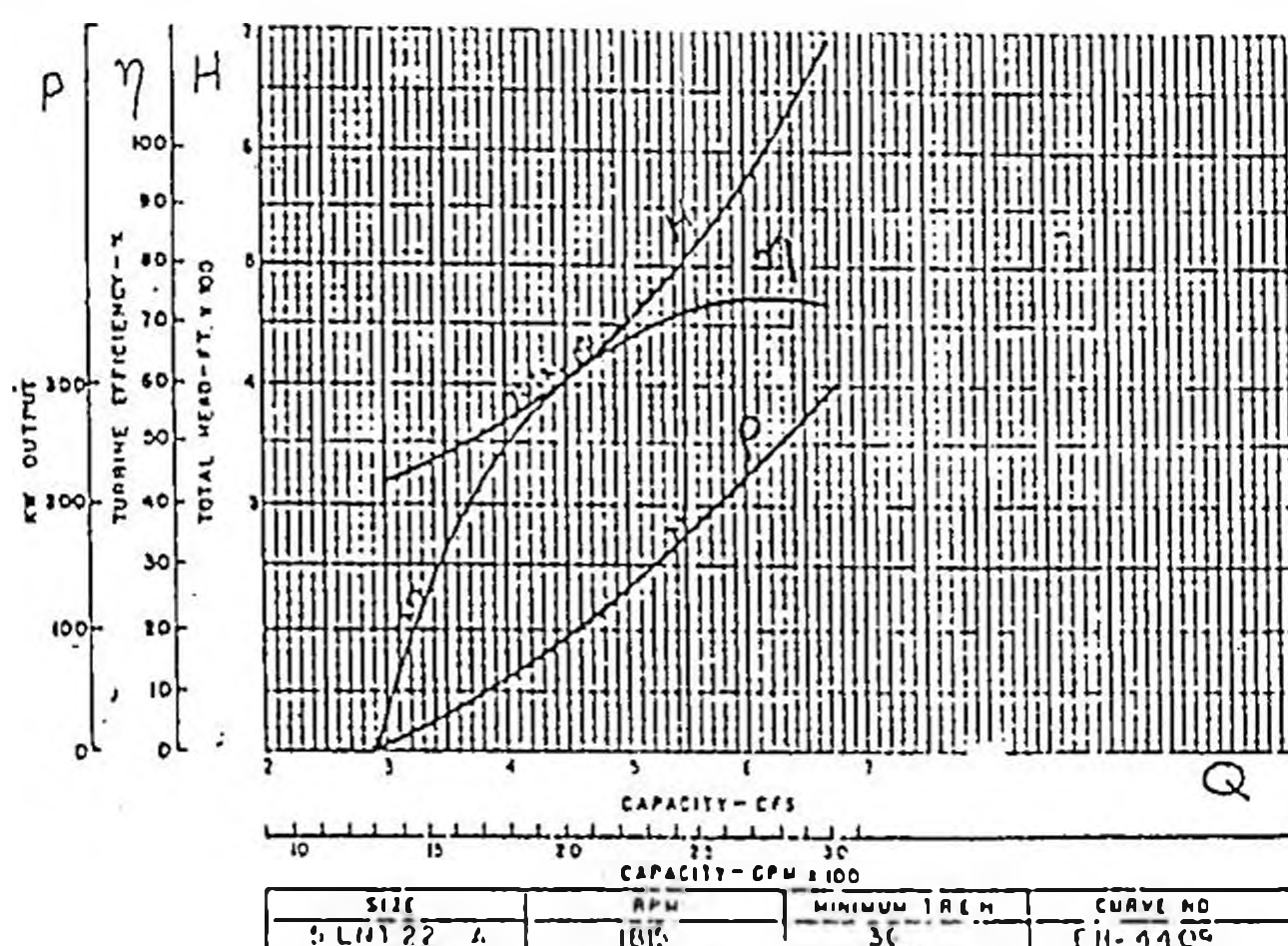


FIGURA 32.
Bomba operando
como turbina.

La figura 33 nos muestra la comparación de las curvas características de una bomba centrífuga operando a la misma velocidad en su doble función: como bomba y como turbina.

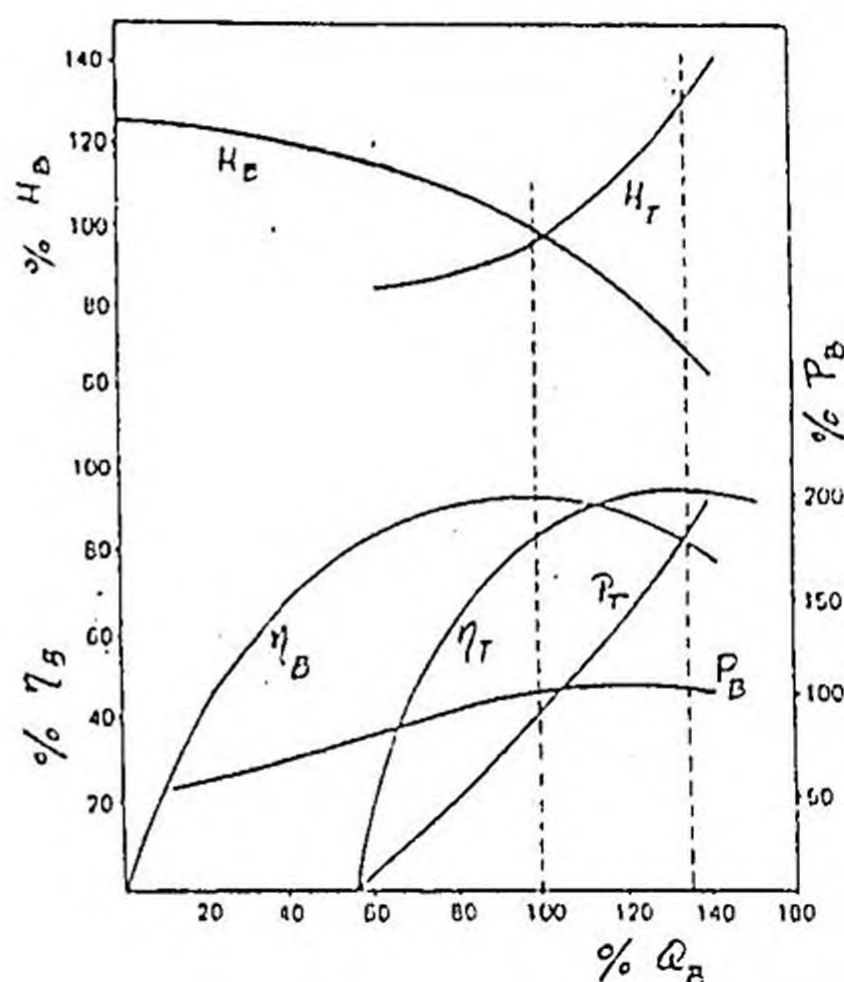


FIGURA 33:
Comparación de
curvas de funcio-
namiento.

Se sabe que el punto de máxima eficiencia es una buena condición de operación para una turbomáquina, por lo tanto, en la figura 33 para el punto de máxima eficiencia tenemos :

1. La eficiencia operando como turbina es ligeramen

te menor que operando como bomba.

2. El caudal, la altura y la potencia operando como turbina es mayor que operando como bomba.

1.5.3. Consideraciones técnicas

La bomba al funcionar como turbina, trabajaría fuera de sus regímenes normales de operación, por ello, una vez seleccionada la bomba que funcionará bajo los requerimientos de caudal y altura, como turbina, se deberá revisar el diseño de la bomba seleccionada. Las principales consideraciones técnicas que se deben tener en cuenta para garantizar una operación normal como turbina, son las siguientes ;

1. Regulación de la velocidad de rotación
2. Prevención de la cavitación
3. Velocidad de embalamiento
4. Cambios en el diseño

•

1. Regulación de la velocidad de rotación

Las turbinas hidráulicas, como la mayoría de los generadores de fuerza motriz, requieren un sistema regulador para que una variación en la carga (variación en la demanda eléctrica) no resulte en un cambio de velocidad y por lo tanto en un cambio en la frecuencia de alimentación. El método de regulación más usado para turbinas de gran tamaño es un regula

dor mecánico que regula el flujo de agua que pasa por la turbina. Tal sistema resulta costoso en las microcentrales hidráulicas por ser necesarios una serie de componentes mecanizados y es innecesariamente complejo y difícil de mantener.

La otra forma de controlar la variación de carga es a través de un regulador electrónico que regule la velocidad de la turbina mediante el ajuste de la carga eléctrica del alternador (ver figura 34).

El principio general es el siguiente:

Carga total producida por el generador	=	Carga constante en la red	+	Carga consumida por resistencia eléctrica
--	---	------------------------------	---	---

Según se enciendan y apaguen luces y aparatos eléctricos, el regulador electrónico varía la cantidad de energía que es alimentada a la resistencia disipadora de energía. Cuando no se consume energía en el circuito principal, toda la potencia es dirigida a la potencia disipadora. Si la energía del circuito principal alcanza la plena potencia de la planta, entonces no se alimenta nada a la resistencia disipadora, los ajustes se hacen instantáneamente e incluso si el 100% de la potencia eléctrica se enciende o apaga a la vez, no habrán cambios perceptibles en la frecuencia. La electricidad consumida por el circuito disipador podrá ser usada para calefacción o se disipará en el medio ambiente.

Las ventajas de un regulador electrónico son:

1. El regulador es más económico y seguro
2. Se pueden emplear turbinas más simples y económicas, sin álabes directores móviles, ni válvulas, sin aguja en la tobera.
3. Las tuberías de presión pueden ser más ligeras y económicas, ya que se elimina el golpe de ariete.
4. El regulador se puede montar en un pequeño taller sin herramientas especiales.
5. En instalaciones trifásicas, la carga del alternador está equilibrada.
6. El sistema se puede acoplar fácilmente a cualquier central hidráulica existente.

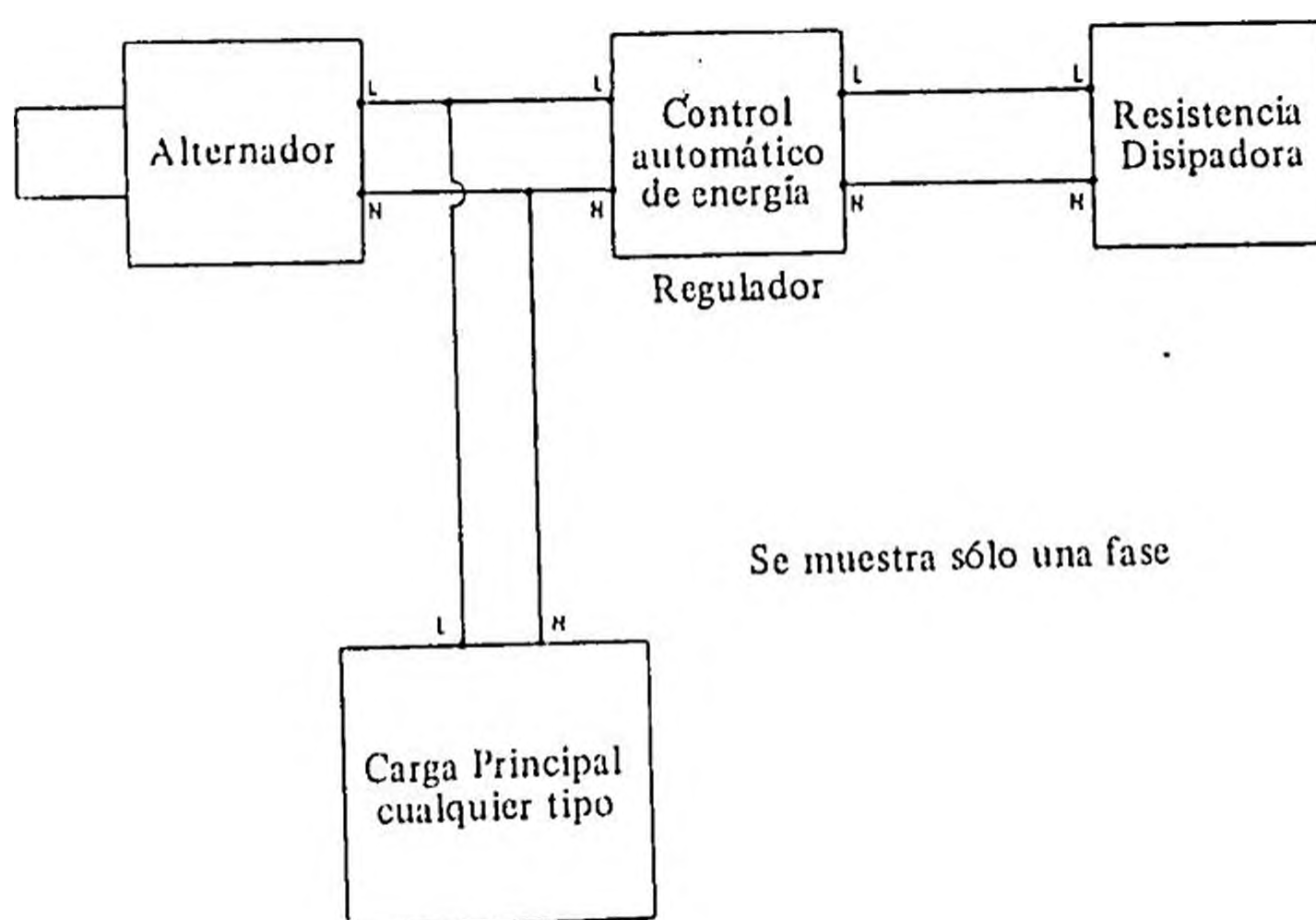


FIGURA. 34- : Diagrama del Controlador de Carga

1.5.3.2, Prevención de la cavitación

Siendo la cavitación un fenómeno perjudicial para una turbomáquina que trabaja con líquidos, es necesario que a la bomba seleccionada para operar como turbina, se le tenga que chequear la altura de succión o de descarga, ya que controlando esta altura, estaremos evitando el riesgo de cavitación en la máquina.

Se conoce la siguiente relación :

$$H_D \leq H_{at} - \sigma \cdot H - H_v$$

donde: H_D = altura de descarga del rodete sobre el nivel de aguas abajo

H_{at} = presión atmosférica en unidades de longitud

σ = coeficiente de cavitación (coeficiente de Thoma)

H = altura útil de la turbina

H_v = presión de vapor del agua, en unidades de longitud.

Para evaluar el coeficiente de Thoma (σ), es necesario utilizar la experiencia obtenida en turbinas; es decir usando curvas que relacionan σ con N_s (ver figura 35)

El cálculo de σ es sólo aproximado, toda vez que la bomba utilizada como turbina, no tendrá exactamente las mismas relaciones de σ y N_s .

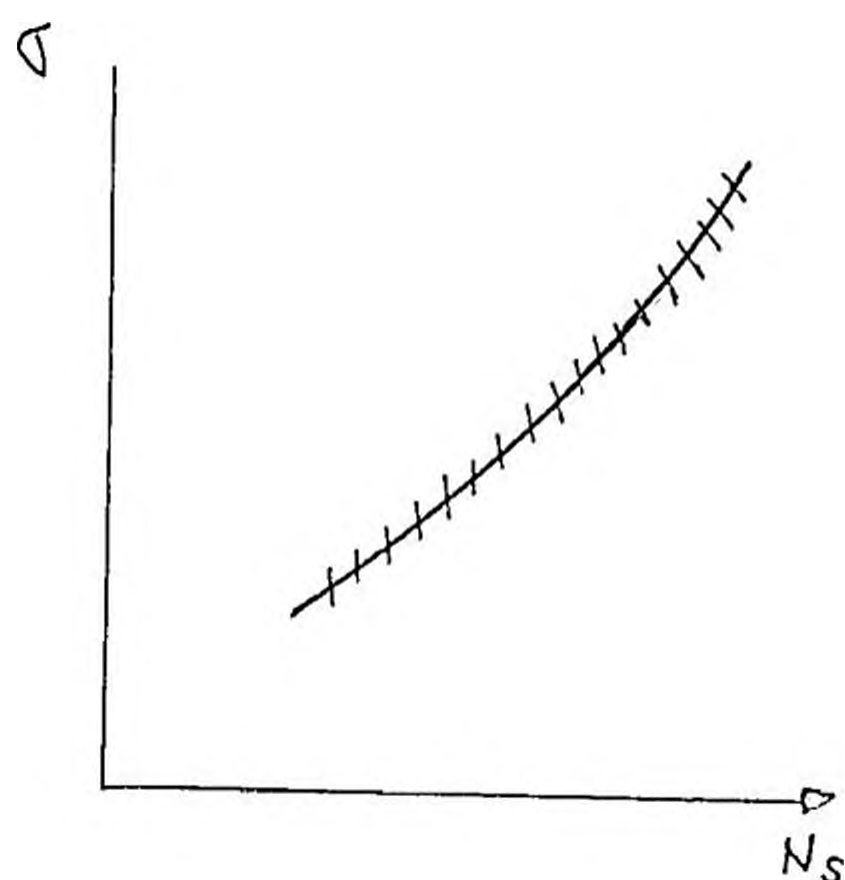


FIGURA 35: Relación
entre σ y N_s .

1.5.3.3. Velocidad de embalamiento

Si en el sistema eléctrico ocurriera alguna falla de manera que la turbina se quedara bruscamente sin carga, la turbina incrementaría su velocidad rápidamente hasta un valor máximo.

En la figura 36 podemos ver que para una altura útil dada, existe una velocidad máxima para la turbina.

Esta velocidad se denomina velocidad de embalamiento y es en este punto en el cual la turbina no produce potencia.

La velocidad de embalamiento puede ser leída directamente de la figura 36 pero también puede ser calculada de la figura 37 por medio de las leyes de afinidad para turbinas de la siguiente forma :

$$N_e = N_o \frac{H_o}{H_z}$$

donde ; N_e = velocidad de embalamiento

N_o = velocidad de operación

H_o = altura a la cual la velocidad de embalamiento se desea calcular

H_z = altura a torque cero (esta es la altura para el punto, cuando la eficiencia es cero).

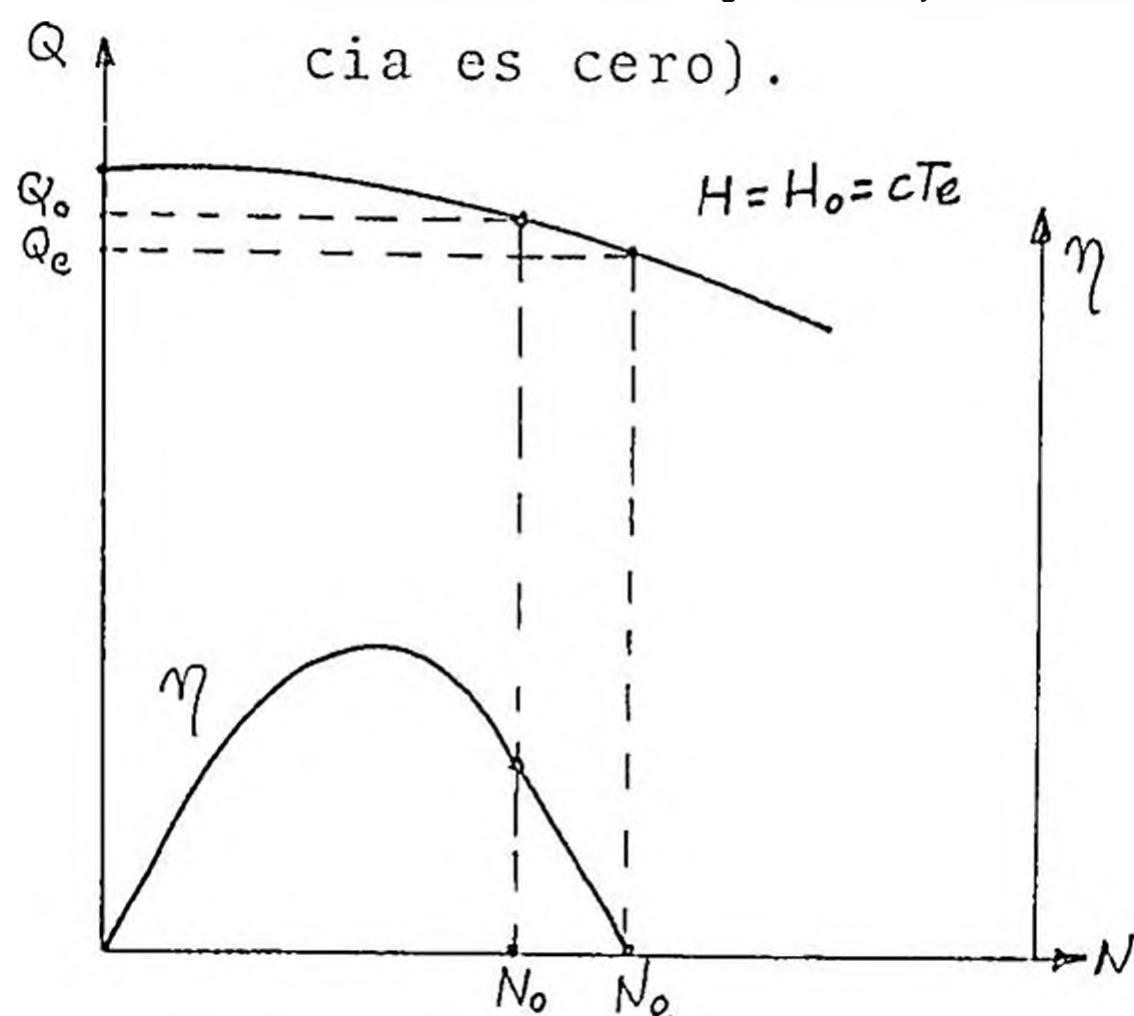


FIGURA 36:
Velocidad de embalamiento para una altura determinada

Indudablemente que la velocidad de embalamiento es muy desfavorable, cuando una bomba funciona como turbina, por lo que, para unidades que no cuentan con dispositivos de protección de sobre velocidad, se deberá verificar que la velocidad de embalamiento sea inferior a las condiciones límites de diseño mecánico de la bomba.

La velocidad de embalamiento encontrada para las bombas utilizadas como turbinas, varían entre 120% a 150% de la velocidad normal de operación.

Siendo :
$$Q_e = \frac{N_o}{N_e} \cdot Q_o$$

donde : Q_e = caudal correspondiente a la velocidad de embalamiento

Q_o = caudal correspondiente a la velocidad de operación N_o para una altura dada H_o .

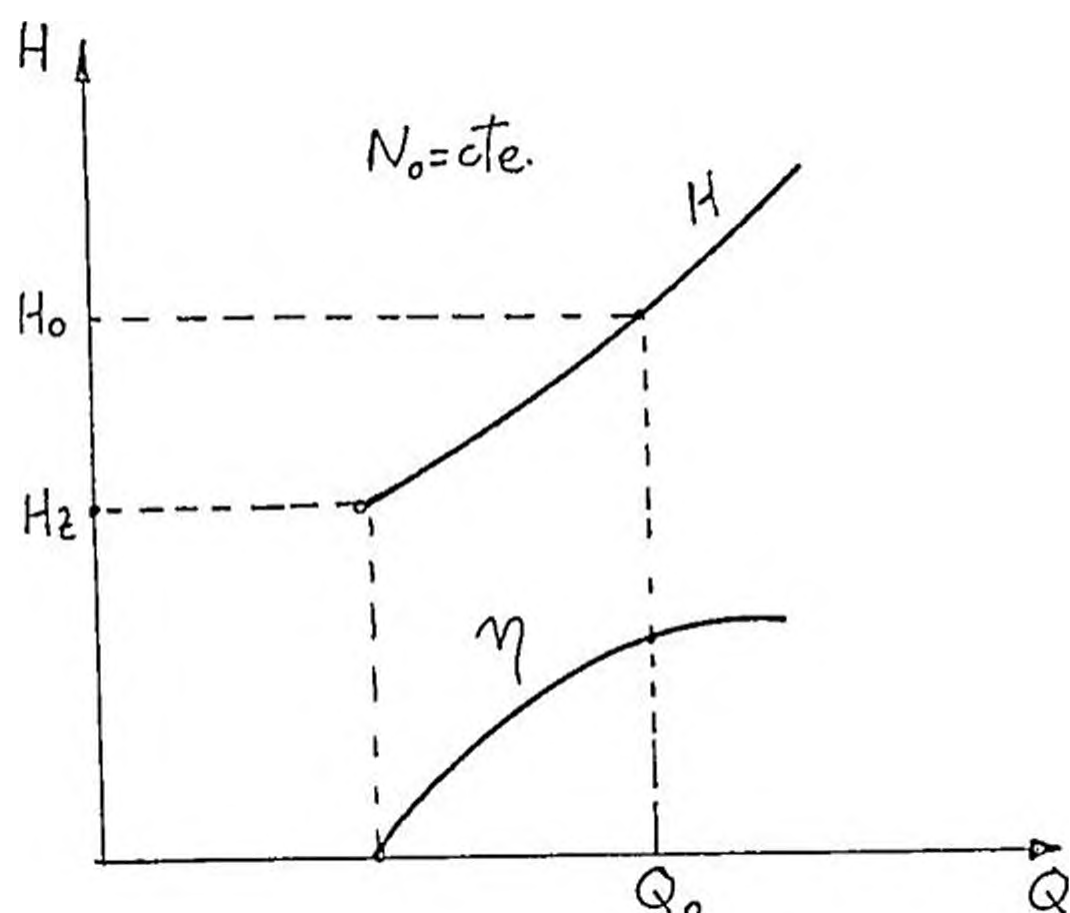


FIGURA 57*. Curva H-Q de una turbina operando a velocidad constante o

1,3*3x4, Cambios en el diseño

Hecha la selección de la bomba para que opere como turbina, se debe revisar el diseño adecuadamente, ya que funcionando como turbina, la altura y potencia de operación, son mayores que en la operación como bomba.

Se debe poner mucho énfasis en lo siguiente :

1. Debido a que la altura de la turbina es mayor que de la bomba, se debe verificar los esfuerzos en la carcasa por la mayor presión que va a soportar, por lo que se recomienda probar la carcasa a una presión no menor al 150% de la máxima presión de operación como turbina; en el caso de que la prueba no sea satisfactoria, se debe cambiar el material de la carcasa.
2. Debido a que la potencia de la turbina es mayor que de la bomba, se recomienda verificar la resistencia del eje, debido al mayor torque que ha de soportar.

Eventualmente se debe aumentar el diámetro del eje o cambiar de material.

3. Debido a que la velocidad de embalamiento de las bombas usadas como turbinas varia entre 120% y 150% de la velocidad de operación, se recomienda verificar la selección de los cojinetes.
4. Cambiar el sentido de las roscas en los componentes del eje o asegurarlos de manera que no puedan aflojarse como consecuencia del cambio de sentido de rotación de la bomba operando como turbina.

1,5.4. Rango de aplicación

Sabemos que cualquier tipo de bomba: axial, radial con o sin difusor, etc. se pueden usar como turbina. Específicamente refiriéndonos a la bomba centrífuga, estas bombas traen consigo ventajas técnicas y económicas comparadas con turbinas hidráulicas convencionales, especialmente en pequeños aprovechamientos hidráulicos.

Podemos mencionar algunas ventajas de las bombas centrífugas usadas como turbinas en P.C.H.

En el mercado se encuentran disponibles bombas estandarizadas.

El costo es menor al de las turbinas convencionales.

Al poseer una geometría fija son más fáciles de operar y mantener.

Existe una mayor disponibilidad de repuestos en el mercado (nacional o extranjero) y con costos más bajos que los que corresponden a las turbinas convencionales.

En la figura 38 un estimado del rango de aplicación de las bombas usadas como turbinas se observa que se pueden usar bombas centrífugas para caídas entre 50 m - 150 m.

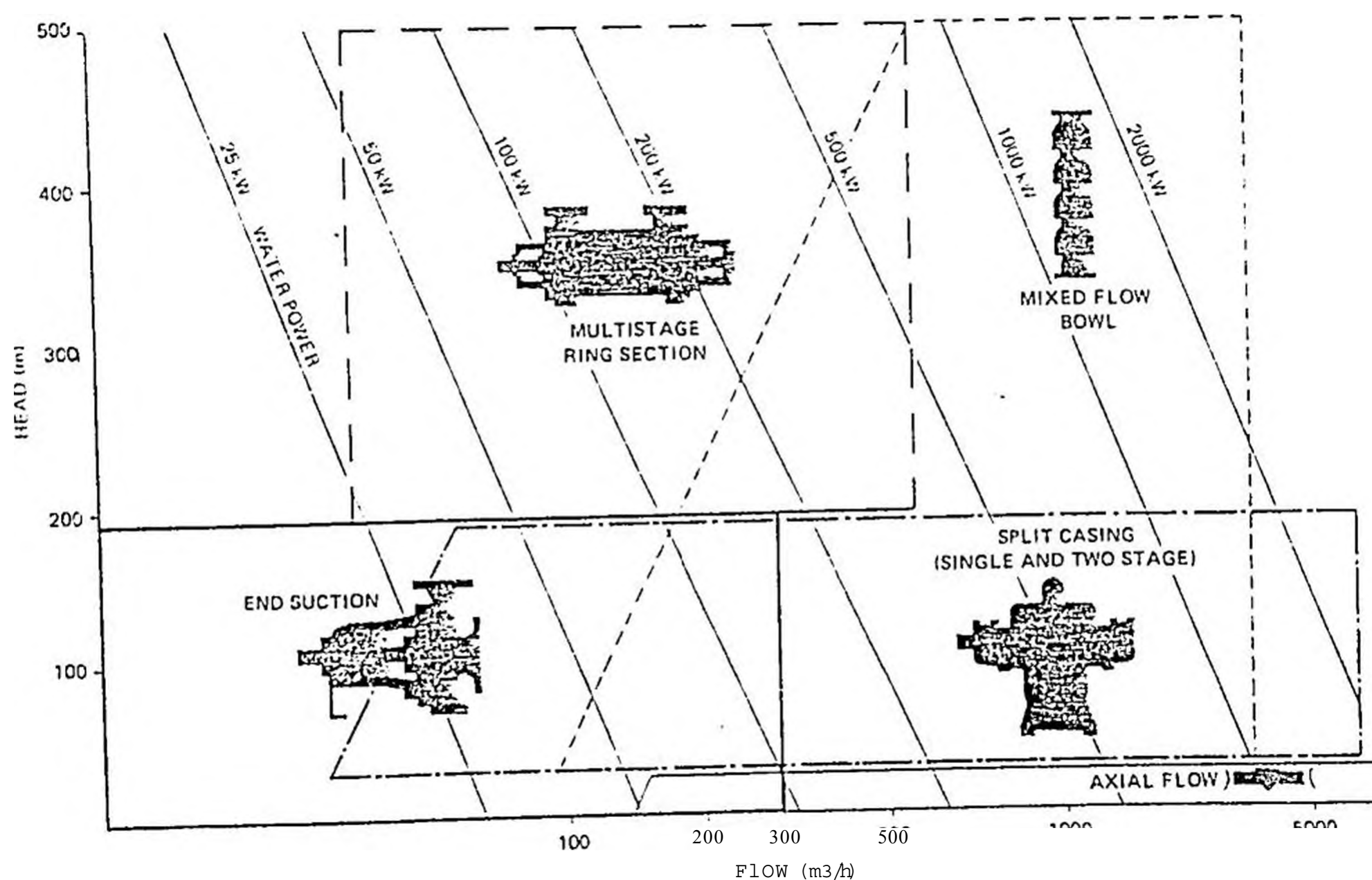


FIGURA 38 :Rango de aplicación de bombas funcionando como turbinas«

1.5.5. Características técnicas de una turbina convencional y una bomba usada como turbina

En la tabla 16 se muestran las características técnicas de una turbina Pelton de 3 inyectores y una bomba centrífuga utilizada como turbina en una misma central.

TABLA 16

DESCRIPCION	UNIDAD	BOMBA	TURBINA
% Altura neta	m	60	60
Caudal	lt/s	95	95
Potencia	Kw	45	47.5
Eficiencia		80	85
Veloc. de rot.	r.p.m	1800	900
Veloc. de emb.	r.p.m	2560	1620
Diam. del rodete	m.m	284	300

Del cuadro podemos observar que como la bomba gira a mayor velocidad que la turbina, esto traería como consecuencia un ahorro en el costo del generador, ya que será de menor tamaño.

Debemos mencionar la implementación realizada por ELECTROPERU S.A. de una unidad de 45 KW que ha servido para conocer el comportamiento de bombas de fabricación nacional operando como turbinas.

La bomba utilizada fue proporcionada por la firma HIDROSTAL, modelo 125-250 (norma ISO/DIS-2858), los

datos básicos de la unidad son:

Altura bruta : 63 m
 Caudal : 100 lt/
 Pot. aproximada : 45 KW
 Veloc. de rotación: 800 r.

De los ensayos efectuados se obtuvieron los siguientes resultados :

Altura neta : 63 m
 Caudal : 98 lt/s
 Potencia : 49 KW
 Eficiencia : 80%

1.5.6. Aspectos económicos

Es evidente que el costo de plantas de generación con bombas usadas como turbinas, es mucho menor que las que operan con turbinas convencionales.

Una bomba de doble entrada puede ser elegida para funcionar como turbina, lo que es posible frecuentemente, de manera que la unidad elegida, gire a una mayor velocidad que una turbina convencional Francis, dando una reducción adicional en el costo del generador.

El impulsor con doble entrada es equivalente a dos rodetes operando en paralelo, pasando por cada uno la mitad del caudal.

Si la velocidad específica (N_q) y la altura requerí

da para cada lado del rodete de la bomba-turbina es la misma que para el rodete de una turbina Francis convencional, entonces la velocidad de la bomba-turbina es mayor que la de la turbina convencional por un factor de $\sqrt{2}$, es decir :

$$\frac{N_B \cdot \sqrt{Q/2}}{H^{3/4}} = \frac{N_T \sqrt{Q}}{H^{3/4}} ; \text{ de donde: } \boxed{N_B = \sqrt{2} \cdot N_T}$$

donde : N_B = velocidad de rotación de la bomba-turbina

N_T = velocidad de rotación de la turbina - convencional

Q = caudal total en la turbina

H = altura útil

Podemos esperar que la totalidad de costos de reemplazar una bomba-turbina, generador sincrónico (incluyendo regulador automático de voltaje), gobernador y válvula de cierre, será menor que la mitad de los costos de una turbina convencional.

La figura 39(a) nos muestran precios para centrales de generación hidráulica equipadas con bombas y turbinas importadas.

La figura 39(b) nos muestra precios para centrales con bombas de fabricación nacional y turbinas convencionales.

En instalaciones de múltiples unidades se tiene un significativo ahorro en costos.

Como ejemplo en la tabla // se hacen comparaciones para instalaciones con múltiples unidades entre turbinas convencionales y bombas-turbinas.

TABLA 17

Nº de UNIDADES	POTENCIA UNITARIA KW	COSTO UNITARIO \$ USA KW		AHORROS EN COSTOS DE LA CENTRAL \$ USA
		BOMBA	TURBINA	
3	200	280	500	132,000
3	500	215	420	308,000
3	750	180	375	439,000
5	200	280	500	220,000
5	500	215	420	513,000
5	750	180	375	713,000

Puente: Weir Packaged reversed pump Hydro-Turbine generating sets, WEIR PUMPS LTD«,

Capítulo II

2, TRANSFERENCIA DE ENERGIA EN BOMBAS CENTRIFUGAS OPERANDO COMO TURBINAS

2,1, ECUACION DE BERGERON

Vamos a considerar una turbina radial en la cual la velocidad del fluido es uniforme en toda la sección, tanto de entrada como de salida. Además vamos a suponer que la dirección de la velocidad absoluta del fluido, en la entrada del rodete C_2 , y la velocidad tangencial U , permanecen invariables, lo que indica que la turbina funciona con abertura de los alabes directores constantes y manteniendo la misma velocidad de rotación.

Permaneciendo invariable el ángulo de salida de los alabes del rodete B , las fluctuaciones de caudal (resultado de las fluctuaciones de la altura), dá como resultado las modificaciones de los triángulos de velocidades que se muestran en la figura 40.

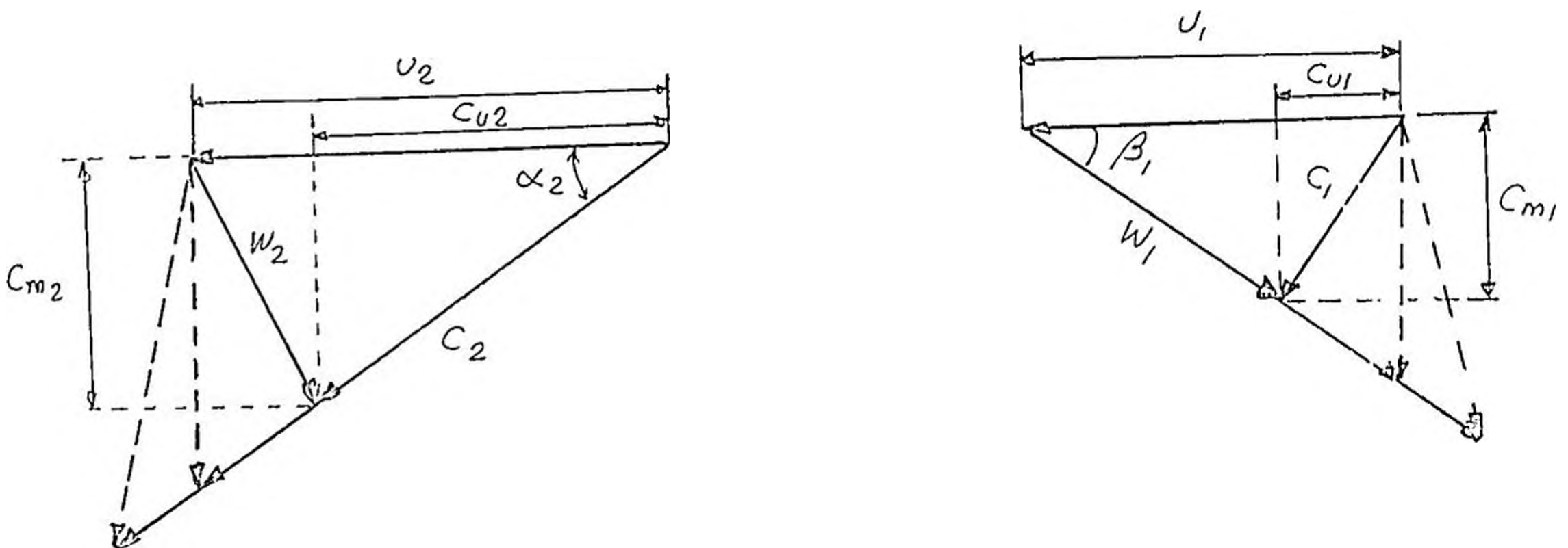


Figura 40 - Triángulos de velocidades para una abertura y velocidad de rotación constante y caudal variable

Considerando una velocidad de rotación constante N , y posición fija de los álabes directores, la altura de Euler para una turbina está dada por la ecuación :

$$H_R = \frac{U_2 C_{U2} - U_1 C_{U1}}{g} \quad (2.1)$$

de la figura 40 se obtiene :

$$C_{U2} = \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \alpha_2} \quad C_{U1} = U_1 - \frac{C_{m1}}{\operatorname{tg} \beta_1}$$

teniendo en cuenta que :

$$Q = A_1 \cdot C_{m1} = A_2 C_{m2}$$

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{D_2}{D_1} = m$$

la ecuación (2.1) se puede escribir :

$$H_R = \frac{m \cdot U_1 \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \alpha_2} - U_1 \left(U_1 - \frac{C_{m1}}{\operatorname{tg} \beta_1} \right)}{g}$$

de donde se obtiene :

$$H_R = \frac{U_1}{g} KQ - \frac{U_1^2}{g}$$

donde :

$$K = \frac{m}{A_2} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_2} + \frac{1}{A_1 \operatorname{tg} \beta_1}$$

La figura 41a nos muestra el gráfico de esta ecuación.

Considerando términos adimensionales, tendríamos :

$$\frac{g}{U_1^2} \cdot H_R = \frac{K}{U_1} \cdot Q - 1$$

La figura 41 b nos muestra el gráfico de esta ecuación:

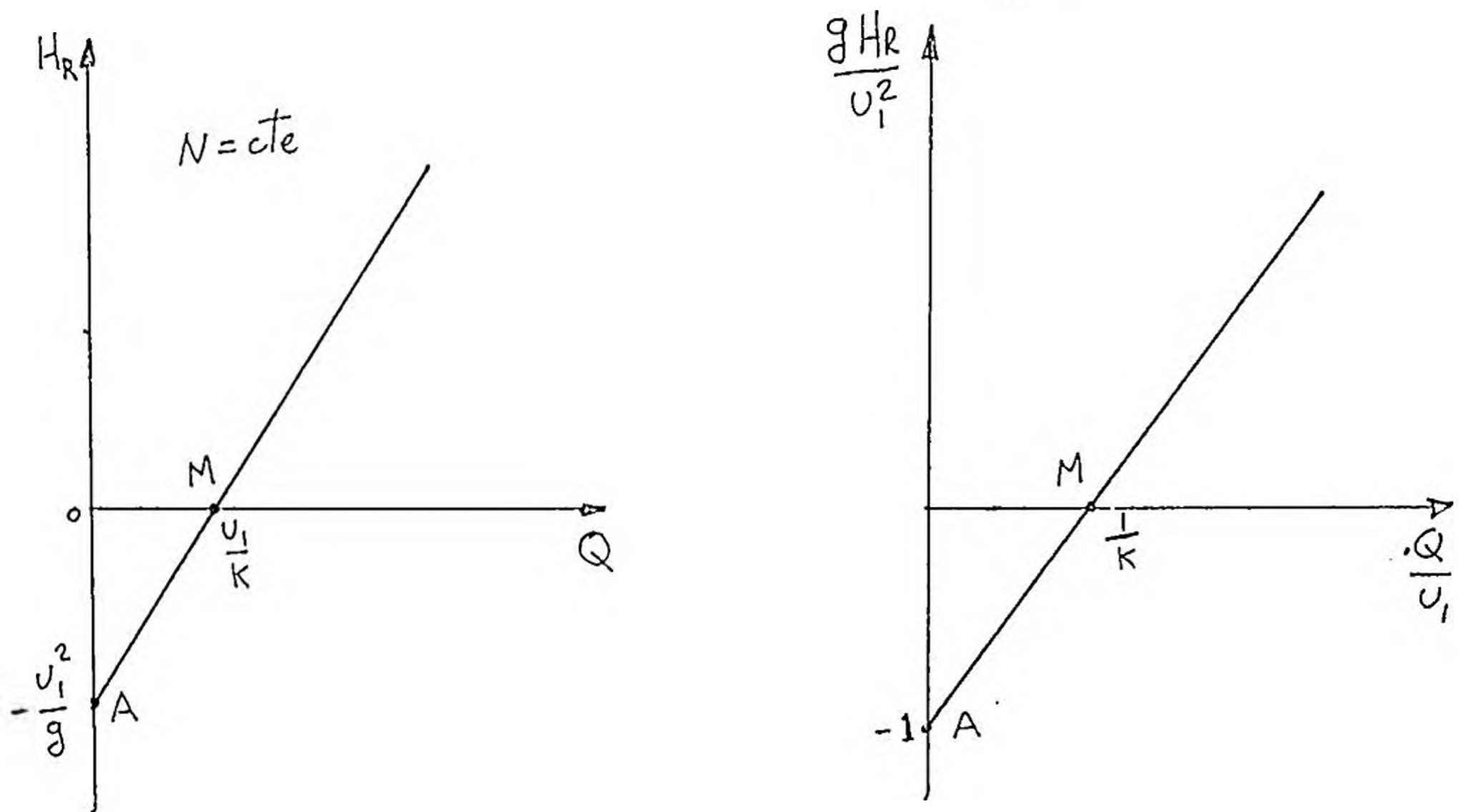


Figura 41 a. Curva de altura teórica.
- Caudal de una turbina hidráulica a velocidad constante.

Figura 41 b. Curva adimensional, correspondiente a la curva trazada en 44a.

La altura útil será :

$$H = H_R + \Delta H_{ch} + \Delta H_f$$

donde : $\Delta H_{ch} = K_{ch} (Q - Q_x)^2 \dots$ pérdidas por choque

$\Delta H_f = K_f Q^2 \dots$ pérdidas por fricción

luego :

$$H = \frac{U_1}{g} (KQ - U_1) + K_{ch} (Q - Q_x)^2 + K_f Q^2$$

Esta ecuación en general puede escribirse como :

$$H = AU_1^2 + BU_1 \cdot Q + CQ^2$$

Esta es la ecuación de Bergeron, la cual se le representa en la figura 42.

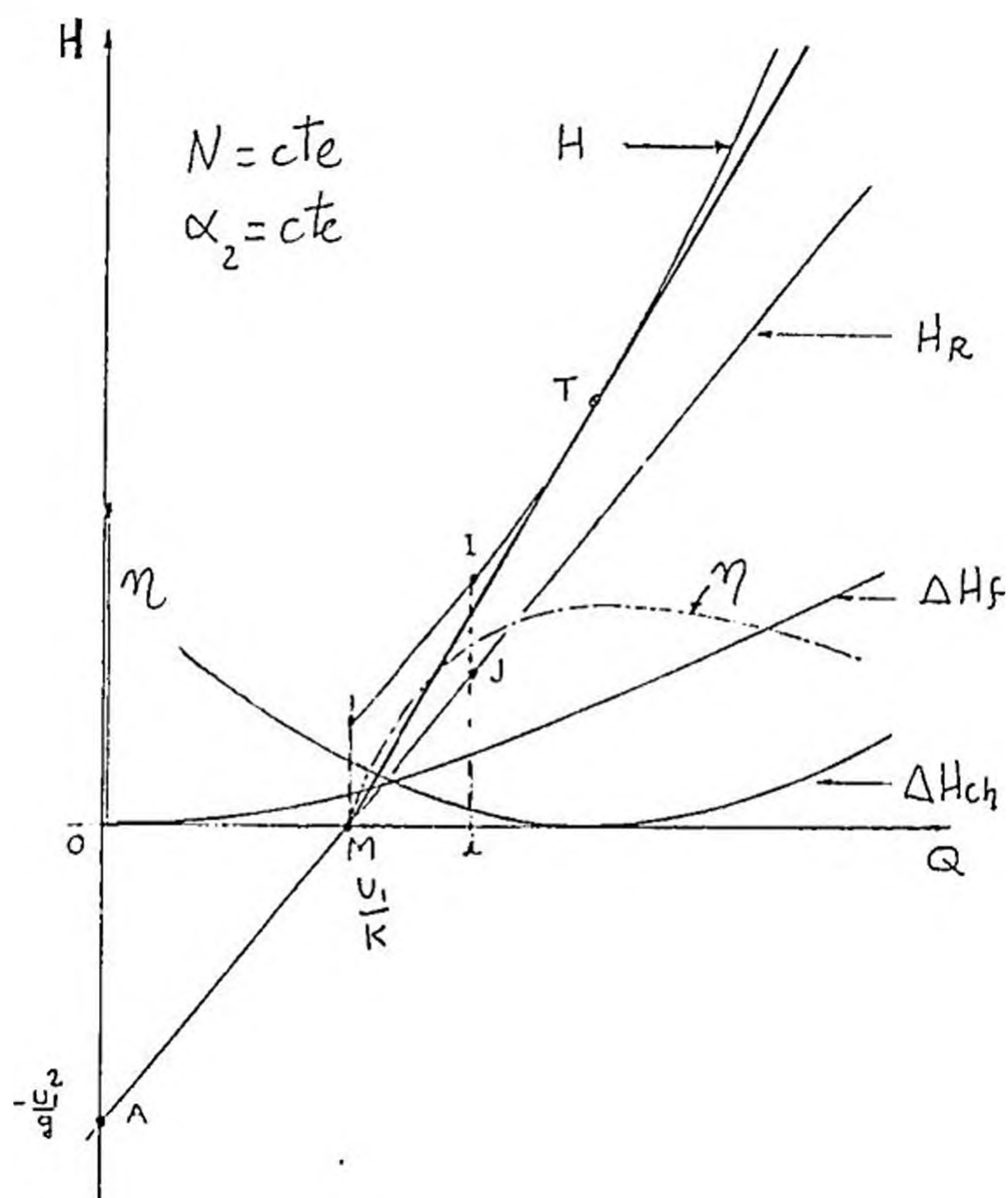


Figura 42 - Curva H vs Q para una turbina a velocidad constante y abertura de los álabes directores fija.

2.1.1. Curvas características de las turbinas hidráulicas.

Como toda turbomáquina una turbina hidráulica tendrá sus curvas de ensayo que caracterizan su funcionamiento para ciertas condiciones de operación.

Si la turbina es ensayada bajo las siguientes condiciones ; a) velocidad de rotación constante ($N = cte$)

b) abertura de los álabes directores constante ($\alpha_2 = cte$)

Las tendencias de las curvas de altura-caudal, potencia-caudal y eficiencia-caudal son las mostradas en la figura 43 .

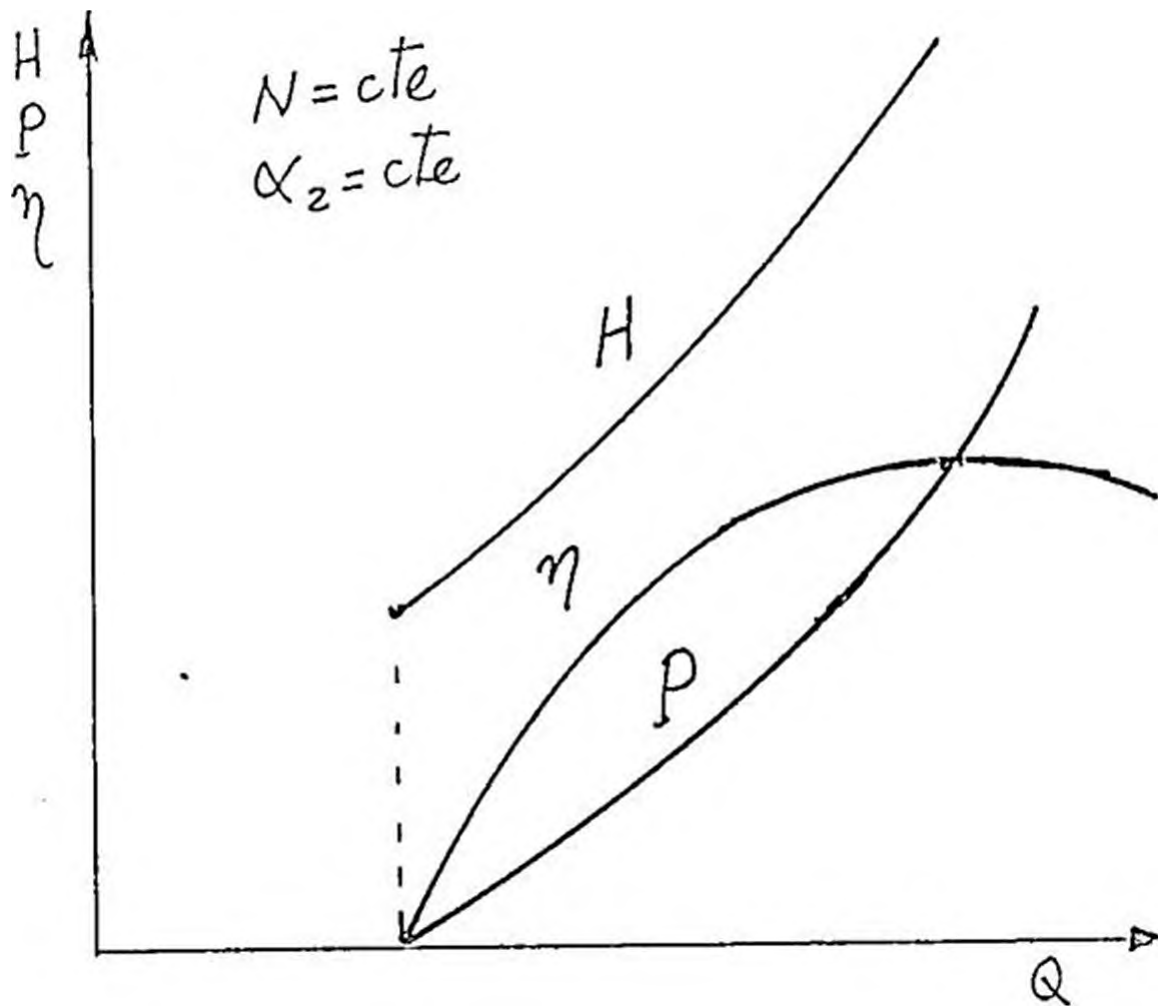


Figura 43a Curvas características de una turbina

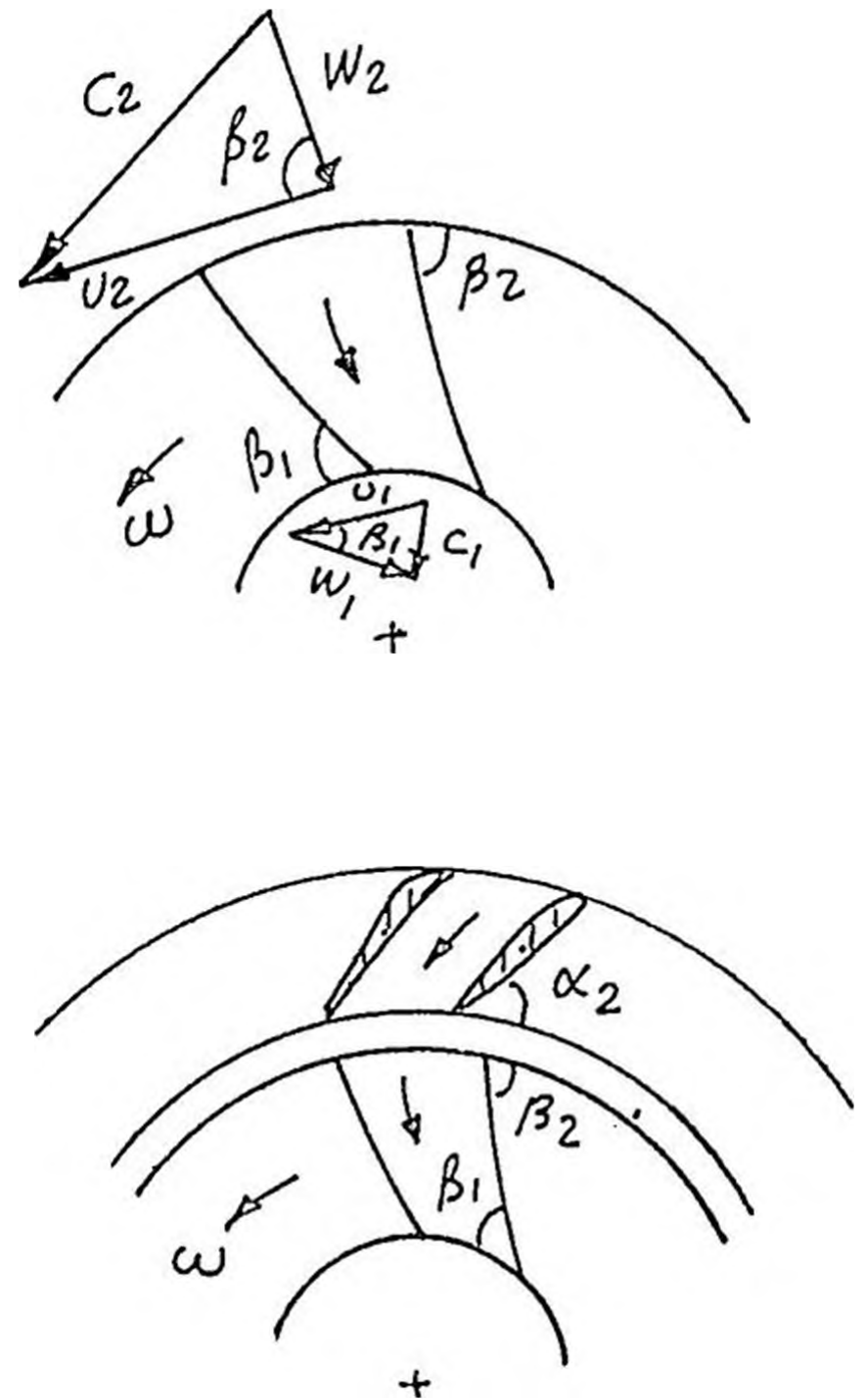


Figura 43b Diagrama de velocidades y posición de álabes directores

Cuando ensayamos la turbina manteniendo la velocidad de rotación constante, pero variando la abertura de los alabes directores, las curvas características adoptan la tendencia que se muestra en la figura 4f.

En la figura 45 los puntos T, T', V' corresponden al caudal de máxima eficiencia.

La vertical trazada desde estos puntos, al eje Q, corta a la curva de altura teórica en los puntos S, S» SM, estos puntos pertenecen a una recta que corta al eje Q en el punto P. Los puntos T, T', T" pertene

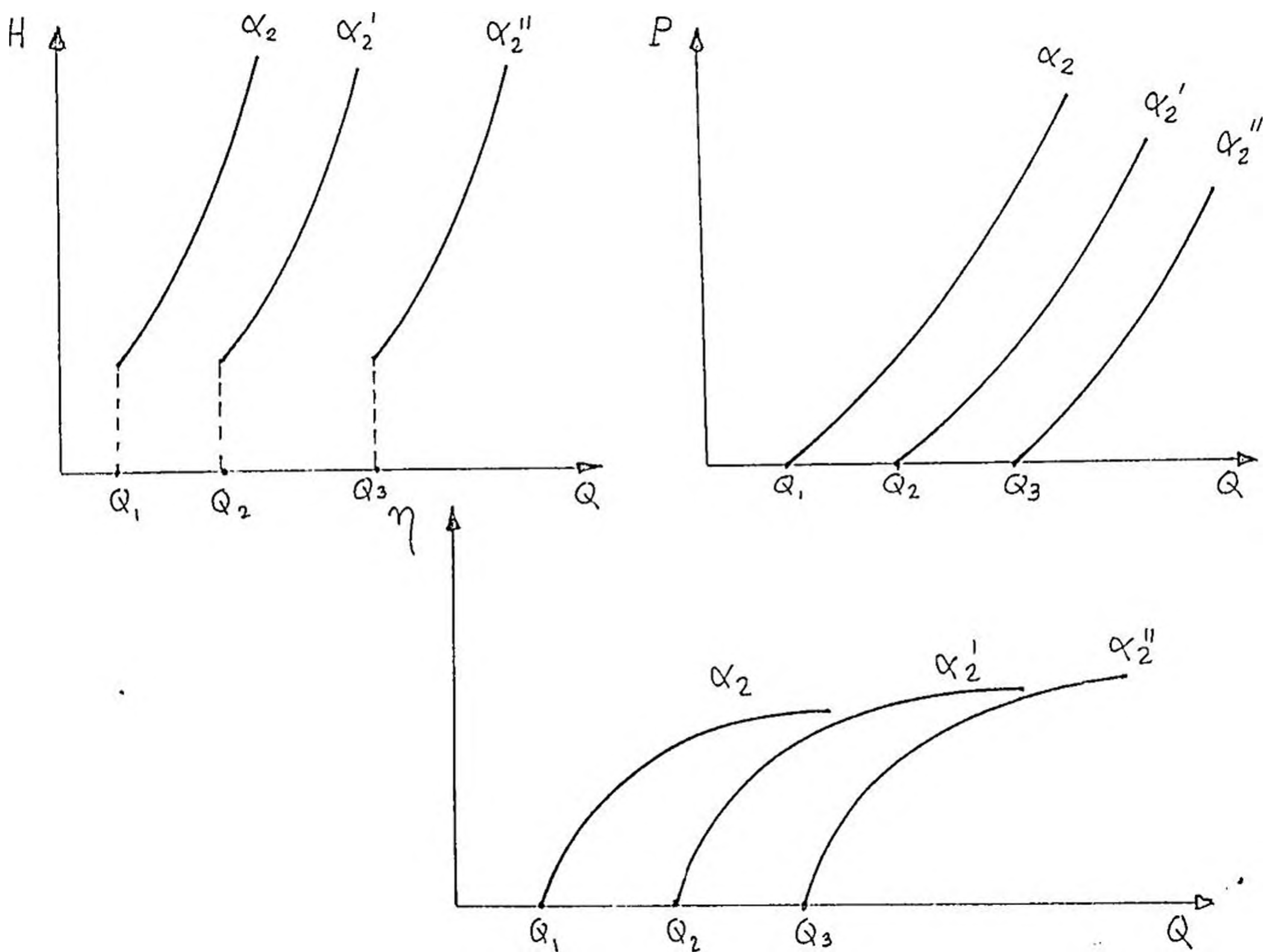


Figura 44- Curvas características para velocidad de rotación constante, y diferentes posiciones de los alabes directores, donde: $cV/ > cf2' >$

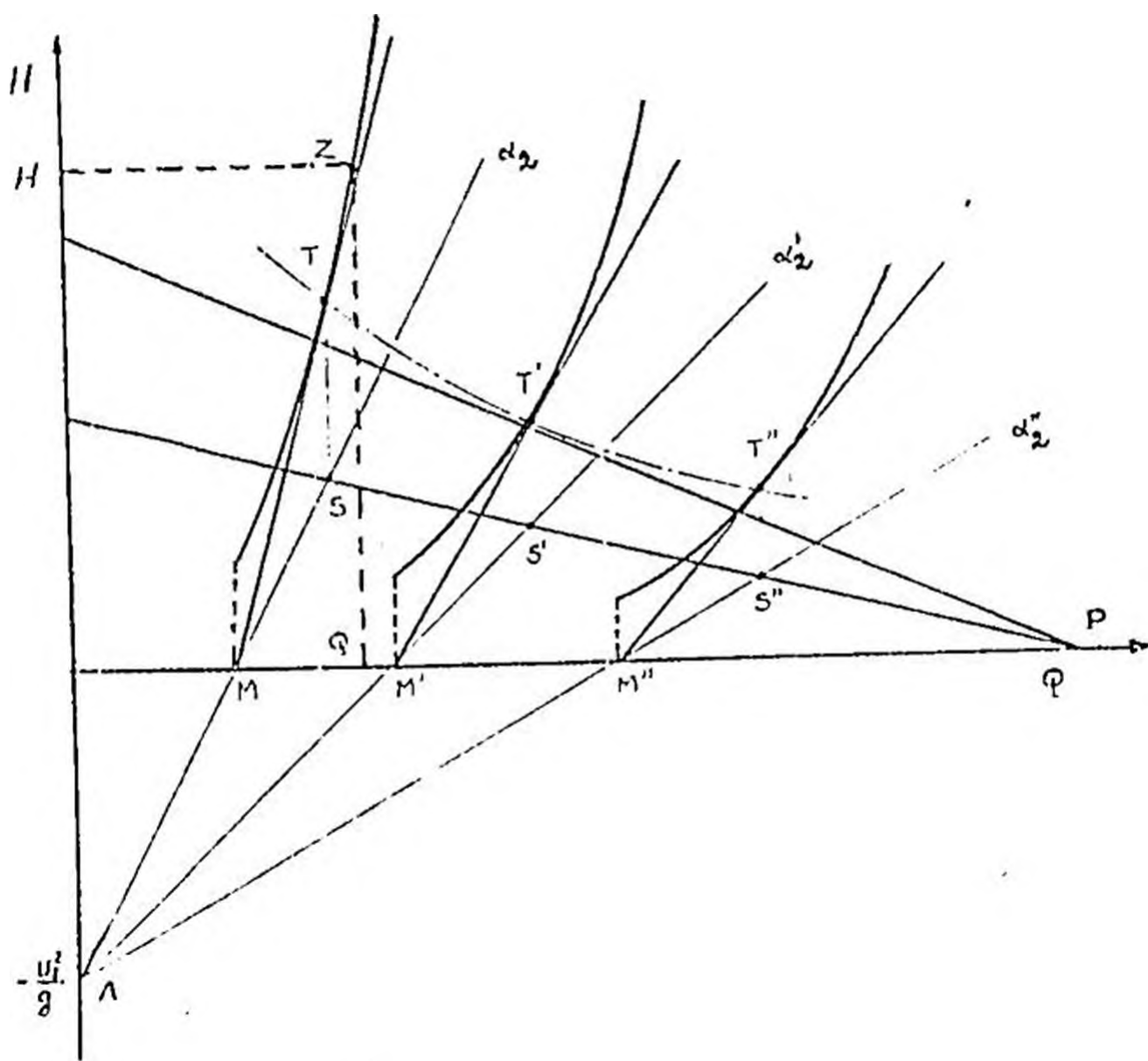
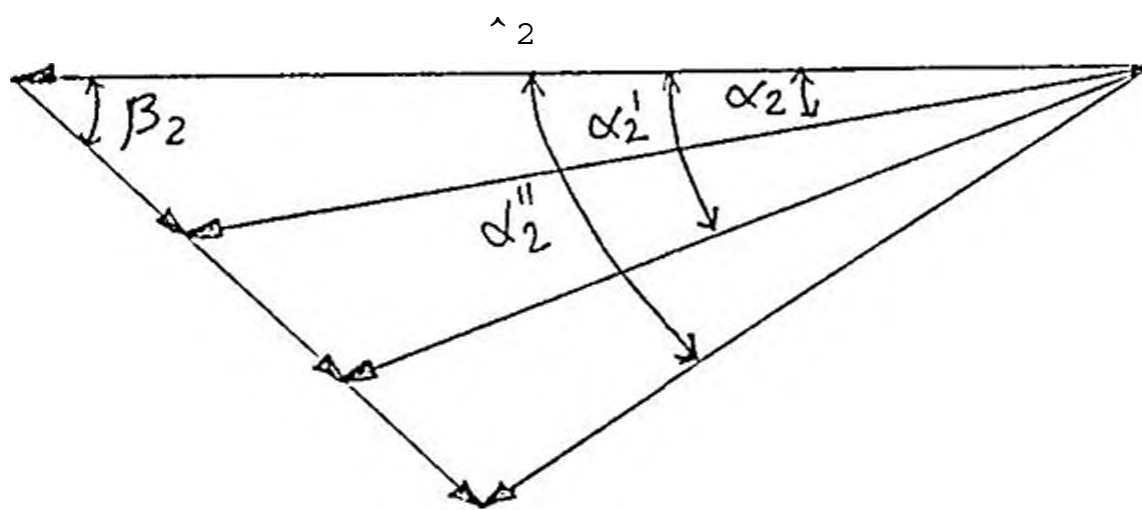


Figura 4-5- Curva característica $H Q$, para diferentes aberturas de los Alabes directores, a velocidad de rotación constante.

cen a una curva, cuyo punto de tangencia con la recta trazada desde el punto P nos indicará el punto de mayor eficiencia y por lo tanto nos dará la abertura de los álabes directores para la cual se tiene la máxima eficiencia para una velocidad de rotación constante. Todo esto es válido para una condición sin choque, es decir β_2 constante.



También es bueno tener en cuenta que las turbinas al trabajar con un salto constante ofrecen curvas de en sayo bajo esta condición, de manera de obtener curvas potencia-velocidad, torque-velocidad, eficiencia-velocidad y caudal-velocidad.

La figura 46 nos muestra en general la tendencia de estas curvas.

El punto M corresponde a la velocidad de embalamiento de la turbina.

También es muy importante notar la existencia de la curva en función de valores unitarios, tales como :

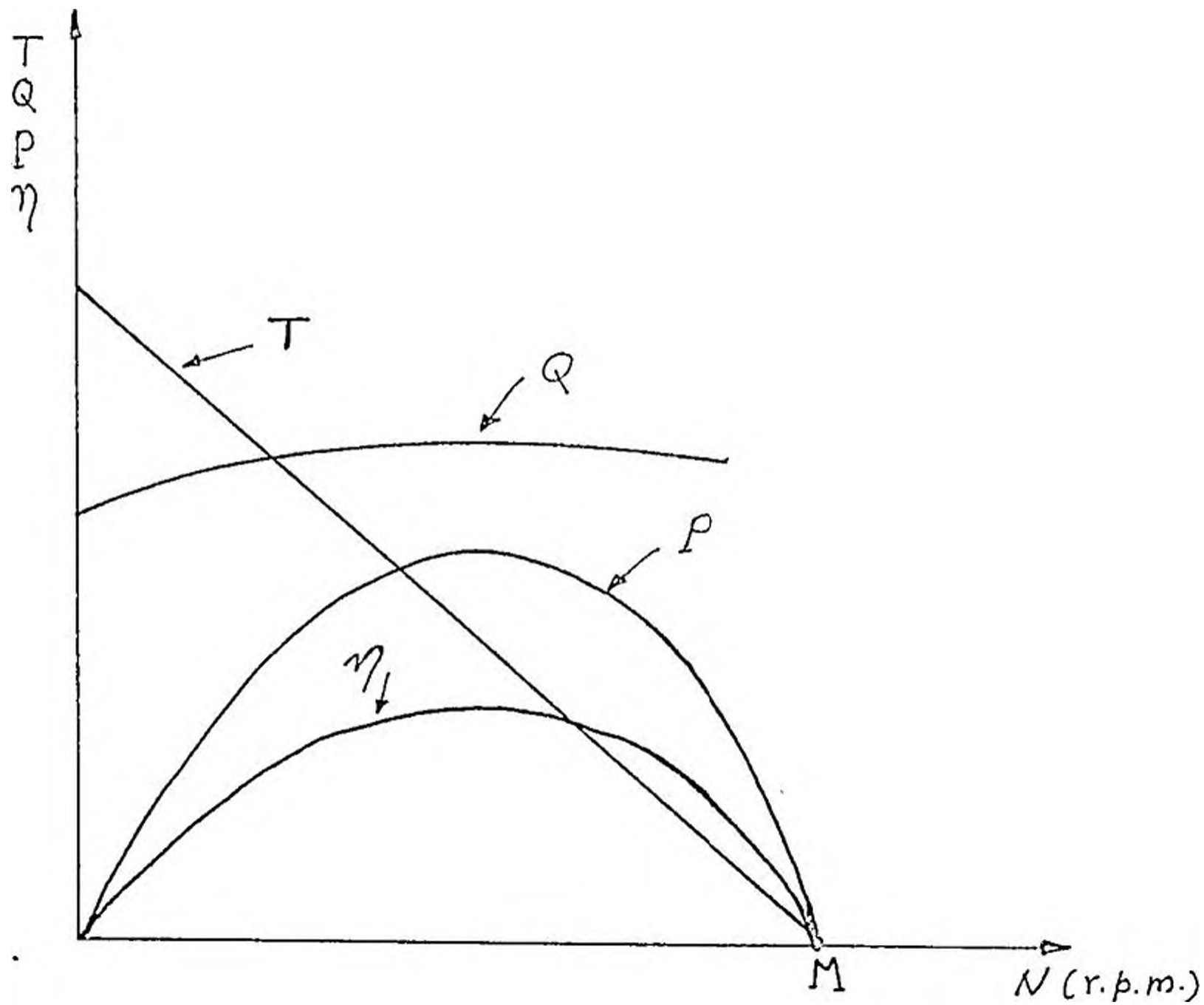


Figura 46 - Curva de ensayo a altura constante de una turbina.

velocidad unitaria (N^{\wedge}), caudal unitario (Q_q) > potencia unitaria (P^{\wedge}); para diferentes posiciones de los alabes directores; esto significa obtener las curvas de colina o curvas de máxima eficiencia o curva de conchoide de la turbina (ver figurad?).

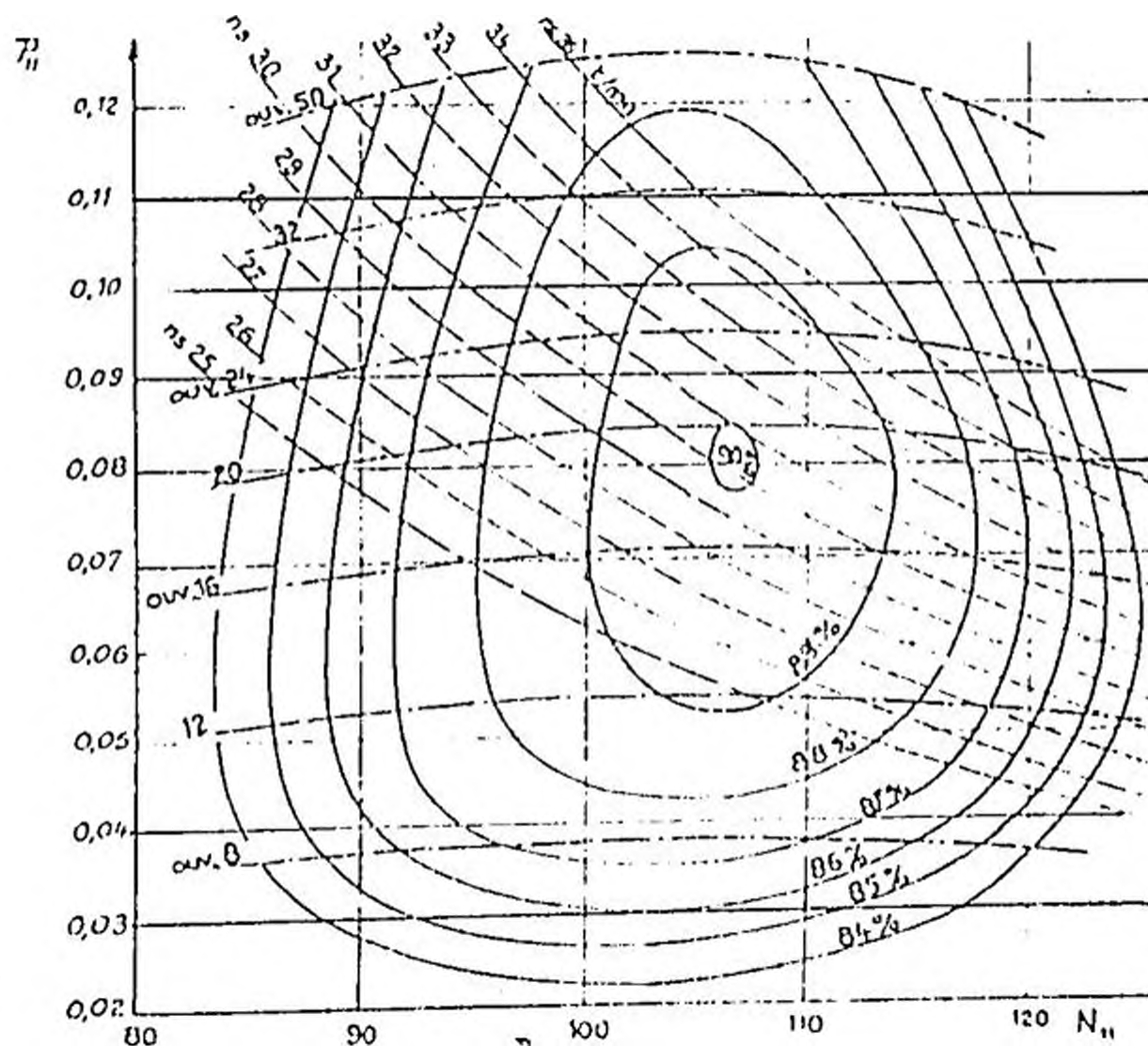


Figura - Curva de colina para una turbina en función de la potencia y velocidad unitaria,

2.2. Estudio de las diferentes formas de operación de una bomba

En esta parte del trabajo se va a realizar el estudio de las diferentes formas en las que puede operar una bomba, por lo que vamos a considerar los siguientes casos :

2.2.1. Estudio de las bombas -turbinas

2.2.2. Estudio del funcionamiento anormal de una bomba como turbina, debido al corte repentino de energía.

2.2.3. Estudio de una bomba, seleccionada para operar como turbina,

2.2.1, Estudio de las bombas -turbinas

La bomba-turbina materia de estudio es la bomba-turbina reversible, esto es, la misma máquina bombea y genera. La velocidad de rotación generalmente es la misma en ambas modalidades, no obstante - el sentido de rotación es invertido.

2.2.1.1. Generalidades del diseño de la bomba-turbina

Seleccionar una bomba turbina adecuada para una aplicación dada, es mucho más complicado que elegir una bomba o una turbina, porque,, por lo que respecta a la bomba-turbina, se tienen que aceptar compromisos en cuanto a las demandas económicas y

y físicas.

Esto quiere decir que el rodete se ha de diseñar - de modo que proporcione energía específica mayor al agua con flujo reducido.

Esta concepción del diseño lleva a un rodete de bomba-turbina muy similar al rodete de una bomba centrífuga. La variación de la energía específica se expresa por la curva de la bomba.

La inclinación de la curva es una función pura del diámetro exterior (D_2) del rodete, si se dan la velocidad y altura de diseño.

La curva es algo ajustable con ayuda de los álabes directores, pero la costumbre es colocar los álabes directores, de modo que se obtenga una curva óptima.

Por lo tanto es necesario saber las limitaciones - de operación y la interacción del funcionamiento - de bombeo y generación.

El flujo en el rodete de la bomba-turbina reversible en la modalidad de bomba y en la de turbina, - se describe hidráulicamente mediante ecuaciones idénticas. Esto quiere decir que la energía específica en un punto determinado del rodete es igual en la modalidad de bomba y en la de turbina, pero debido al hecho de que hay pérdidas en el sistema que 'consiste en túneles, tubo de carga, válvulas, caja espiral, álabes directores, rodete, etc; la

energía específica en la modalidad de bomba ha de ser más alta que la modalidad de turbina. El único parámetro variable disponible para un rodete de bomba-turbina, es el flujo.

La figura muestra un diagrama típico de rendimiento de una bomba turbina.

La inclinación de la curva de la bomba está en función del diámetro del rodete (D_2) • Una curva de gran pendiente demanda un mayor diámetro del rodete. Esto causará en consecuencia mayores pérdidas por fricción en el disco y reducirá el rendimiento. Por otro lado, si se reduce el diámetro se producirá una curva menos estable. Las regiones de inestabilidad pueden afectar el funcionamiento de la bomba para mayores saltos.

El rendimiento máximo como turbina de una bomba-turbina es de alrededor 1.5% menos que el de una turbina normal, pero la bomba-turbina no funcionará nunca con caídas con las que pueda obtenerse máximo rendimiento. Una cifra realista por tanto es de alrededor de 1-2% inferior a la turbina convencional.

2,2.1.2. Vibraciones de la bomba-turbina

Durante la puesta en marcha, antes que se haya conectado la unidad a la red, la máquina puede caer

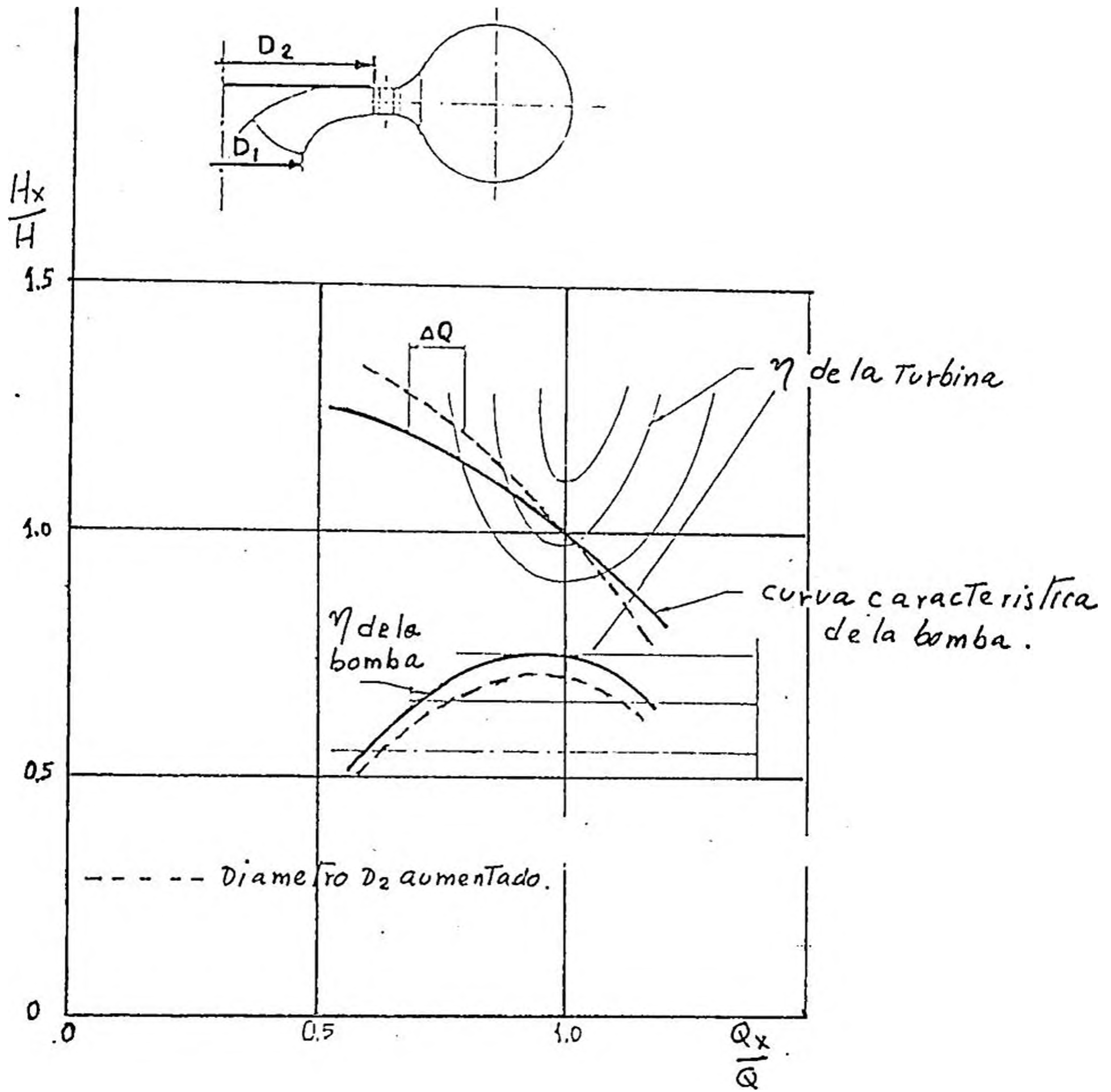


Figura 4-8-Diagrama típico de rendimiento de una bomba-turbina.

accidentalmente en el cuarto cuadrante y comenzar súbitamente a bombear mientras marcha como turbina, ver figura 49. Esto consume mucha energía y como resultado de ello baja la velocidad y la máquina vuelve al primer cuadrante y comienza la secuencia otra vez. Este comportamiento puede experimentarse, incluso con el aparato de álabes directores bloqueado.

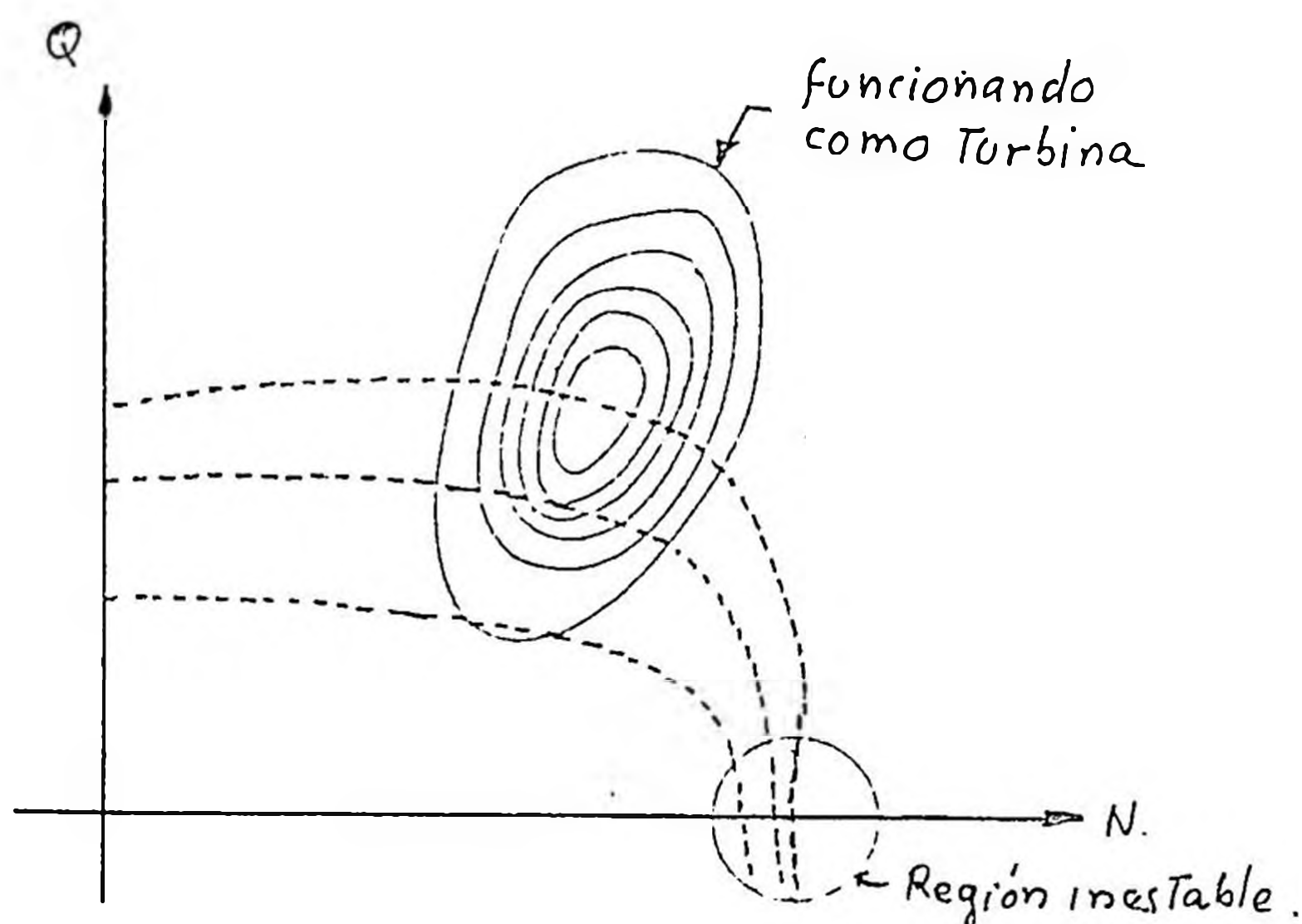


Figura 49

En la modalidad de bombeo, también puede bombearse con los álabes directores un poco fuera de posición. Esto puede causar vibraciones de los álabes directores. Con mayores caídas puede causar avería de bombeo debido a flujo inestable en esta posición - específica de los álabes directores.

Puede producirse vibración de los álabes directo -

íes en la modalidad de bombeo debido a procedimientos inadecuados de funcionamiento o a mal funcionamiento de los sistemas de control. También se puede producir ruidos y vibraciones de los alabes directores en la modalidad de turbinas, pero la explicación en este caso puede hallarse principalmente en los parámetros de diseño del rodete. La concentración de energía en el borde de entrada del rodete en la modalidad de turbina (debido a un ángulo incorrecto de entrada) es muy alta, porque el rodete está siempre funcionando con una caída inferior a la óptima. Por lo tanto se dispone siempre de energía suficiente para producir vibración y ruido.

No es posible observar esta tendencia a la vibración en los ensayos de los modelos porque las velocidades del agua en el modelo en relación con la velocidad local del sentido en el agua es diferente a la del prototipo.

Con frecuencia la vibración se comprueba que está relacionada con fenómenos de resonancia y el modelo no podrá responder mecánicamente de manera correcta, debido a la diferente rigidez de los componentes mecánicos implicados. La velocidad del sonido en el agua está influenciada por la elasticidad del entorno.

res en la modalidad de bombeo debido a procedimientos inadecuados de funcionamiento o a mal funcionamiento de los sistemas de control. También se puede producir ruidos y vibraciones de los alabes directores en la modalidad de turbinas, pero la explicación en este caso puede hallarse principalmente en los parámetros de diseño del rodete. La concentración de energía en el borde de entrada del rodete en la modalidad de turbina (debido a un ángulo incorrecto de entrada) es muy alta, porque el rodete está siempre funcionando con una caída inferior a la óptima. Por lo tanto se dispone siempre de energía suficiente para producir vibración y ruido.

No es posible observar esta tendencia a la vibración en los ensayos de los modelos porque las velocidades del agua en el modelo en relación con la velocidad local del sentido en el agua es diferente a la del prototipo.

Con frecuencia la vibración se comprueba que está relacionada con fenómenos de resonancia y el modelo no podrá responder mecánicamente de manera correcta, debido a la diferente rigidez de los componentes mecánicos implicados. La velocidad del sonido en el agua está influenciada por la elasticidad del entorno.

En nuestro caso la velocidad efectiva del sonido - es la velocidad en el espacio sin álabes que existe entre el borde de salida de los álabes directores y el borde de entrada del rodete .

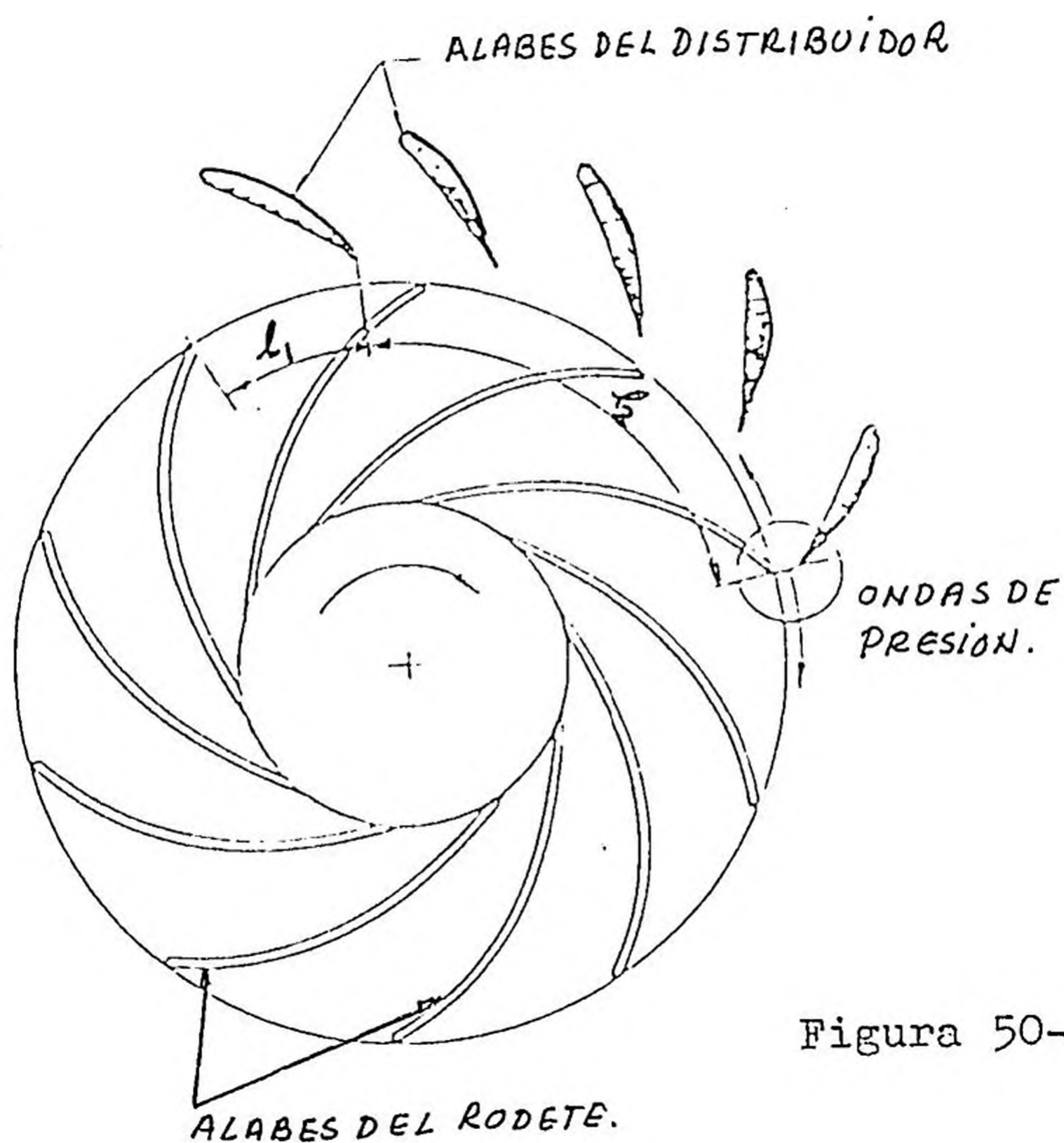
En este espacio circunferencial las perturbaciones se provocan (paleta de rodete que pasa a un álabe director) en diferentes lugares y en distintos momentos. Por supuesto estas perturbaciones son cíclicas y están relacionadas con la velocidad de rotación.

Todas estas perturbaciones se transmiten a su vez en forma de ondas de presión al mismo lugar del espacio sin alabes. Las ondas de presión se transmiten, tanto en dirección de rotación como antirotación (ver figura 50) .

Si una de estas ondas de presión llega a un punto en que, en el mismo momento, se genera una nueva onda de presión, se amplificará y continuará su carrera por todo el sistema y dará por resultado una vibración con una frecuencia relacionada con la velocidad del sonido, las velocidades circunferenciales y las distancias existentes en el espacio sin álabes.

Como puede comprenderse, con un número de 20 álabes directores y 7-9 paletas de rodete, por ejemplo, - las posibilidades de que se produzca una onda de presión son muy grandes.

El problema de vibración y ruido antes mencionado no es exclusivo de las bombas-turbinas. Las turbinas Francis de alta caída corren el mismo riesgo, pero se han establecido parámetros de diseño que se ha comprobado que producen un funcionamiento suave de las turbinas.



2.-2,1,3, Consideraciones fundamentales de la transferencia de energía

De la ecuación de Euler : $H_j = \frac{1}{g} (u_2'^2 - u_1'^2)$ considerando entrada radial para el caso de la bomba y salida radial para el caso de la turbina, la ecuación de Euler se reduce a .

$$H_{R\infty} = \frac{C_{U2} \cdot U_2}{g}$$

En el caso de turbina se cumple :

$$H_{R\infty T} = H_T \cdot \eta_{hT}$$

En el caso de bomba se cumple :

$$H_{R\infty B} = \frac{H_B}{\eta_{hB}}$$

aplicando la ecuación de Euler :

$$H_T = \frac{C_{U2T} \cdot U_{2T}}{g \cdot \eta_{hT}}$$

$$H_B = \frac{C_{U2B} \cdot U_{2B}}{g} \cdot \eta_{hB}$$

Considerando que la altura útil en la función de -
bomba y turbina no varía, se tiene :

$$\frac{U_{2B}}{U_{2T}} = \frac{C_{U2T}}{C_{U2B}} \frac{1}{\eta_{hB} \cdot \eta_{hT}}$$

en primera instancia podemos considerar :

$$C_{U2T} \approx C_{U2B}$$

esto significa que : U_{2B} es mayor que U_{2T} .

Si el efecto de circulación alrededor del álabe afecta a C_U , se sabe que podría cambiar el valor -
dentro de un rango permitido, haciendo que las lí
neas de flujo no sigan una trayectoria definida al
paso por los álabes.

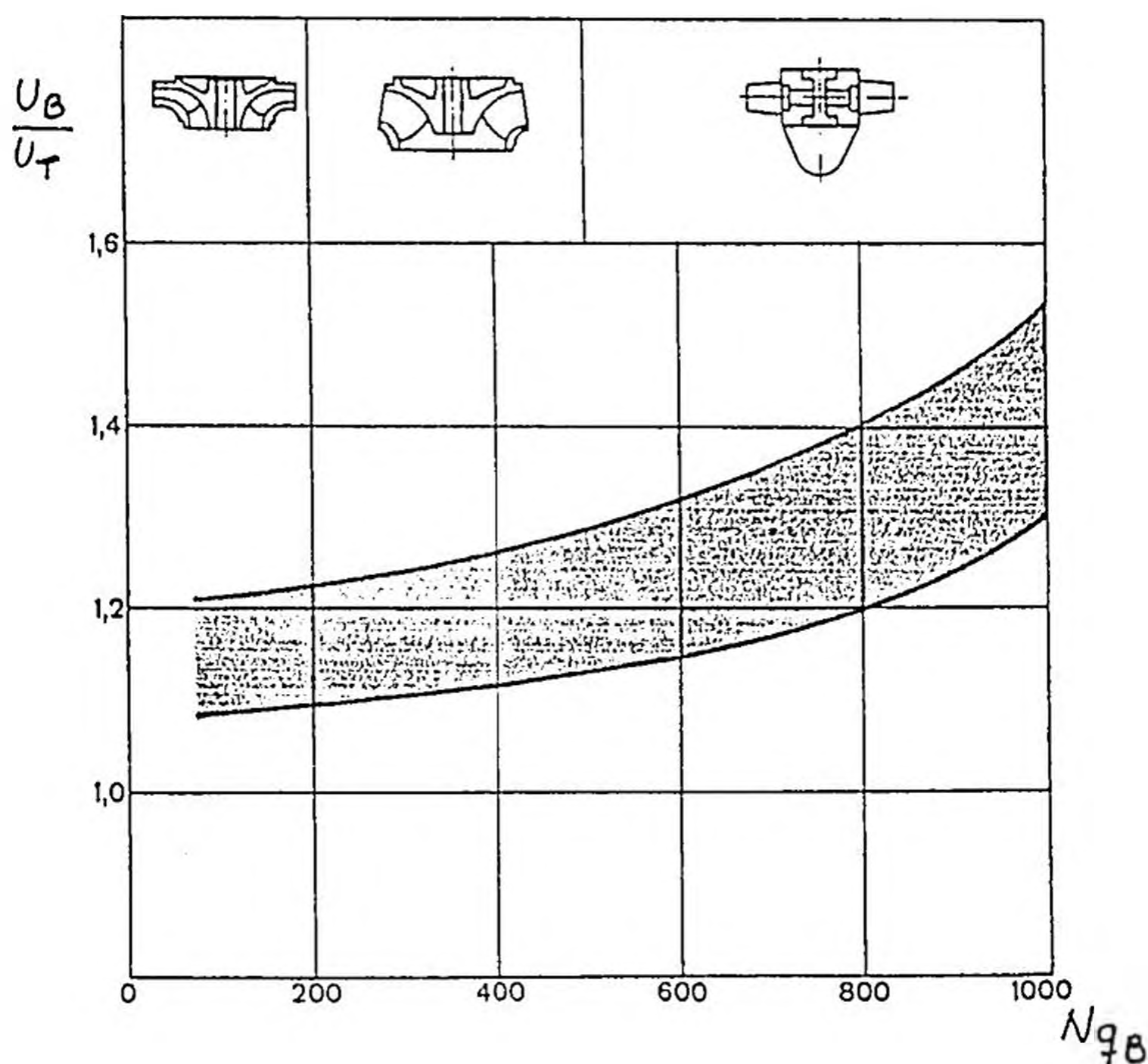


Figura 51 - Variación de la relación $\frac{U_B}{U_T}$ en función de la velocidad específica de la bomba N_{qB} .

Para la misma velocidad de rotación, se tendría que la bomba sería de mayor radio que la turbina. En la figura 51 se puede advertir que la relación de estas dos velocidades circunferenciales del ábabe es siempre mayor que uno y crece con la velocidad específica de la máquina.

Esta es una razón por la que se prefiere para estos usos las máquinas radiales, que son de menor velocidad específica que las axiales. Sin embargo cuando se trata de mover grandes caudales contra pequeñas cargas, pueden ser aconsejables las bombas-turbinas axiales, como las del tipo Deriaz, en

la que el radio como bomba es igual al radio como turbina y en consecuencia la velocidad de rotación como bomba es mayor que como turbina.

2.2.2. Estudio del funcionamiento anormal de una bomba como turbina, debido al corte repentino de energía

Cuando una bomba está funcionando en flujo invertido, en el caso de los cortes de energía, como

- una turbina libre, la velocidad de embalamiento - puede excederse de lo normal con consecuencias de sastrozas si no se han tomado las precauciones para contrarrestar las fuerzas resultantes del exceso de velocidad y cambio de rotación o prevenir el desarrollo de la velocidad de embalamiento, por medio de válvulas de cierre rápido o de raches, etc. las relaciones entre la altura, torque y velocidad deben ser determinadas bajo todas las condiciones posibles por lo menos aproximadamente, si las condiciones de seguridad están dadas. Si las bombas son también usadas como turbinas, por ejemplo en una central hidráulica, se requerirán curvas exactas de funcionamiento.

Para condiciones transitorias, tal como el corte repentino de energía, el tiempo de cierre exacto de la válvula o la elevación de presión o caída de las oscilaciones de presión, no pueden ser estable

cidas con gran precisión. Es siempre necesario tener margenes de seguridad.

En los casos extremos se necesitarán realizar pruebas en modelos que nos den datos adecuados para poder realizar cálculos exactos.

2.2.2.1. Cálculo de la altura de la bomba, operando en forma anormal como turbina

La altura efectiva de la bomba es : $H = H_B = H_R \cdot \eta_h$ operando como una turbina, la altura de la turbina : H_T será menor que la altura de la bomba: H_B en la totalidad de las pérdidas.

Sea H_d la altura geodésica, es decir la diferencia de niveles entre el pozo de succión y el pozo de descarga.

Sea ΔH_E las pérdidas de carga en el sistema.

La altura de la bomba sería : $H_B = H_d + \Delta H_E$.

La altura de la turbina sería : $H_T = H_d - \Delta H_E$, por lo tanto, operando como bomba se tendría :

$$\frac{H_d}{H_B} = \frac{H_d}{H_d + \Delta H_E} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta H_E}{H_d}} = \frac{1}{1 + K}$$

operando como turbina:

$$\frac{H_T}{H_d} = \frac{H_d - \Delta H_E}{H_d} = 1 - \frac{\Delta H_E}{H_d} = 1 - K$$

donde : $K = \frac{\Delta H_E}{H_d}$

De donde se obtiene :

$$H_T = K_o \cdot H_B$$

donde : $K_o = \frac{1 - K}{1 + K}$

Es decir :

$$H_T = K_o \cdot \eta_h \cdot H_R$$

2.2.2.2. Consideraciones generales del funcionamiento anormal de una bomba

La figura 55 nos muestra la curva de funcionamiento típica de bombas de diferentes velocidades específicas. Todos los diagramas están dibujados tomando la altura de diseño H , la capacidad de diseño Q y el torque de diseño T de la bomba, dividida por la velocidad relativa, $N_r = \frac{N^*}{N}$ como unidad. Este método fué utilizado por Thoma.

El caudal Q es positivo cuando el líquido fluye de la zona de succión a la zona de descarga de la bomba.

La altura es positiva cuando la presión en la zona de descarga de la bomba es mayor que en la zona de succión. El torque es positivo cuando el eje del impulsor es accionado por el motor y es negativo cuando el líquido acciona el impulsor.

En las condiciones anormales, tales como el flujo

inverso, disipación de energía, etc. son condiciones transitorias y cambian de una condición a otra; la velocidad está constantemente variando durante to da la condición transitoria de flujo, la altura y el torque son diferentes en cada momento.

Las curvas de velocidad y flujo pueden ser calculadas por aproximaciones para pequeños intervalos de tiempo Δt (ejemplo : 1 a 42 seg.) de una condición desconocida a otra.

La altura se conoce, de la presión en la tubería , si hay oscilaciones de presión, éstas deben ser calculadas de las características de las tuberías. La variación de la velocidad angular en un intervalo de tiempo dt es :

$$d\omega = \frac{dT}{I} \cdot dt$$

donde I es el momento de inercia del conjunto relativo, tales como : rotor-motor, eje e impulsor.

Utilizando la velocidad relativa N_R , los valores correspondientes de Q , H y T después de dt pueden ser encontrados en la figura 52, en la parte superior están mostradas las características de rotación positiva (rotación normal de la bomba).

En la parte inferior se muestra en la rotación inversa, cuando una bomba está girando en flujo invertido como una turbina libre, acelera su velocidad de embalamiento, al menos que la altura decaiga en

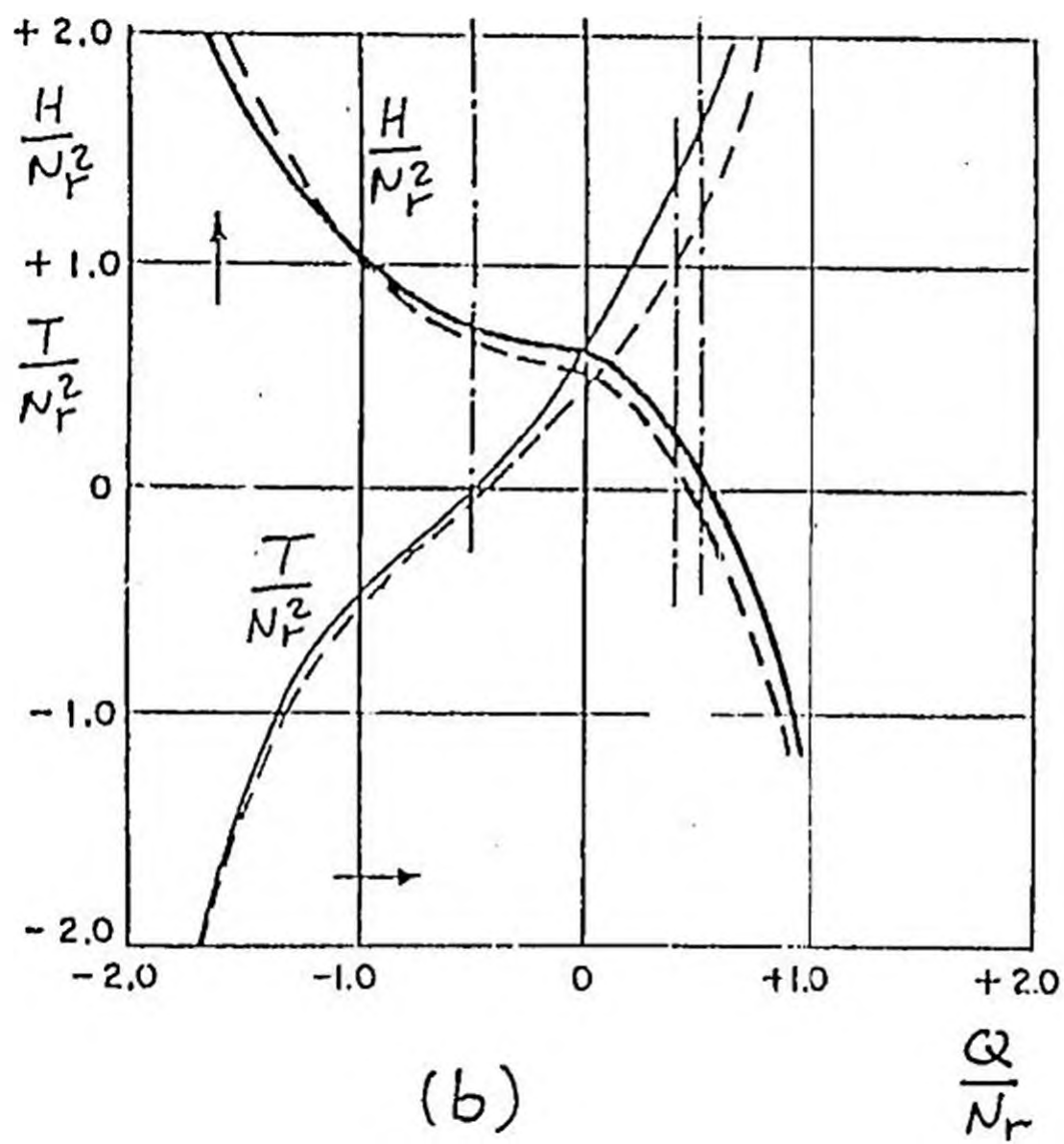
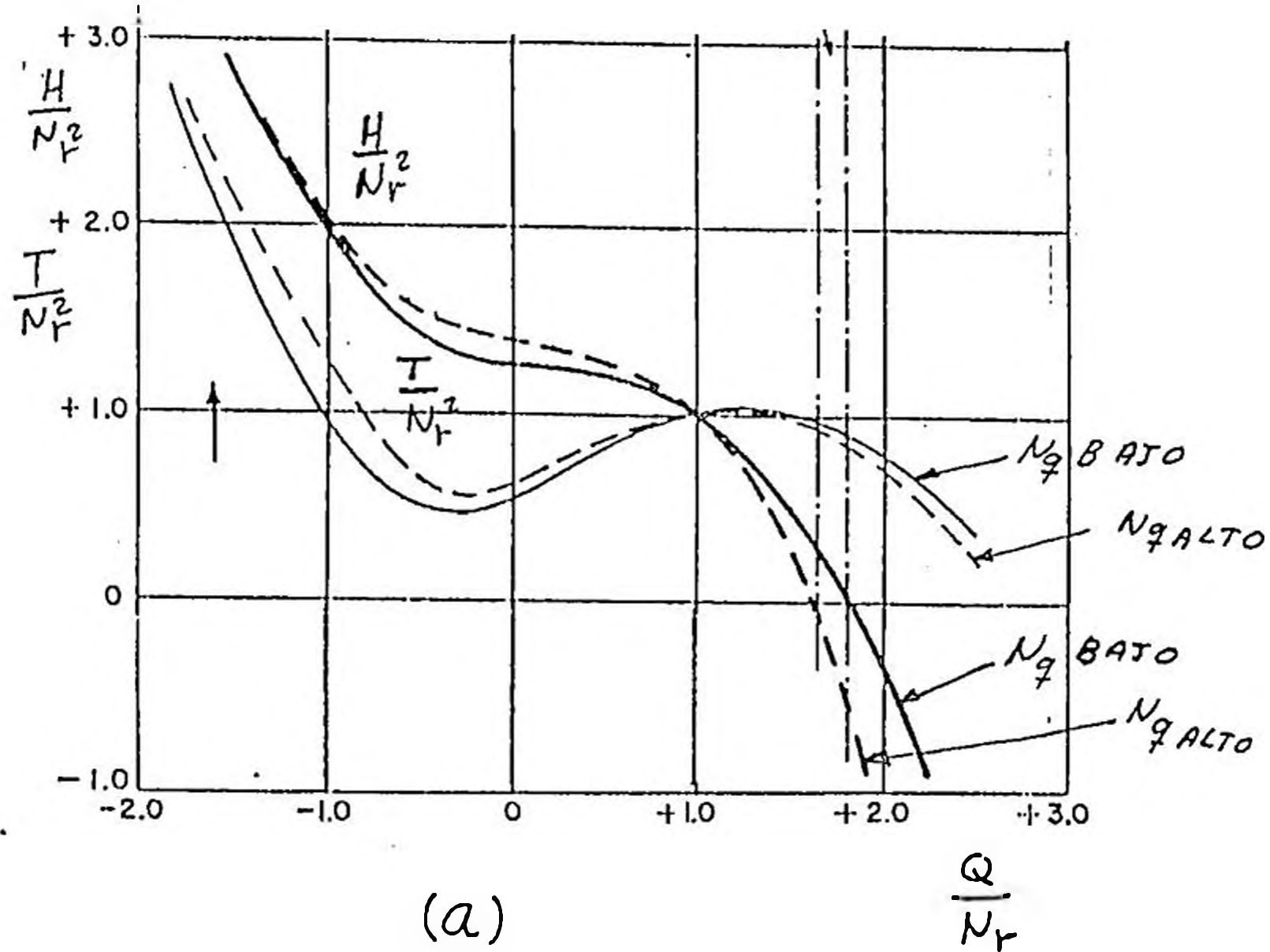


Figura 52- Curva completa de funcionamiento de una bomba.

(a) En rotación positiva.

(b) En rotación inversa.

el momento.

La velocidad de embalamiento también depende de la velocidad específica.

Teniendo en cuenta que :

$$H_R \cdot g = U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2 + C_2^2 - C_1^2$$

para un impulsor centrífugo que tiene una alta relación U_2/U_1 , el primer miembro de la ecuación se incrementa considerablemente cuando la velocidad aumenta, mientras los otros términos cambian levemente, en tanto que hay una pequeña diferencia entre W_1 y W_2 .

Como $H_R \cdot g$ es constante, $C_2^2 - C_1^2$ debe disminuir, lo que se da por el aumento de C_1 . La figura 53 nos muestra el diagrama de velocidades correspondiente a la operación de la turbina a la velocidad normal y sobrevelocidad.

El incremento de $U_2^2 - U_1^2$, reduce la altura dinámica en tanto que la fuerza centrífuga actúa contra el flujo y hay un equilibrio, cuando el flujo disminuye y no se ejerce el torque sobre el impulsor.

Esta es la máxima velocidad de embalamiento a una altura constante.

La figura 54 es un diagrama típico de una condición, cuando una bomba descarga por una larga tubería desde el tanque A al tanque B y la energía es in-

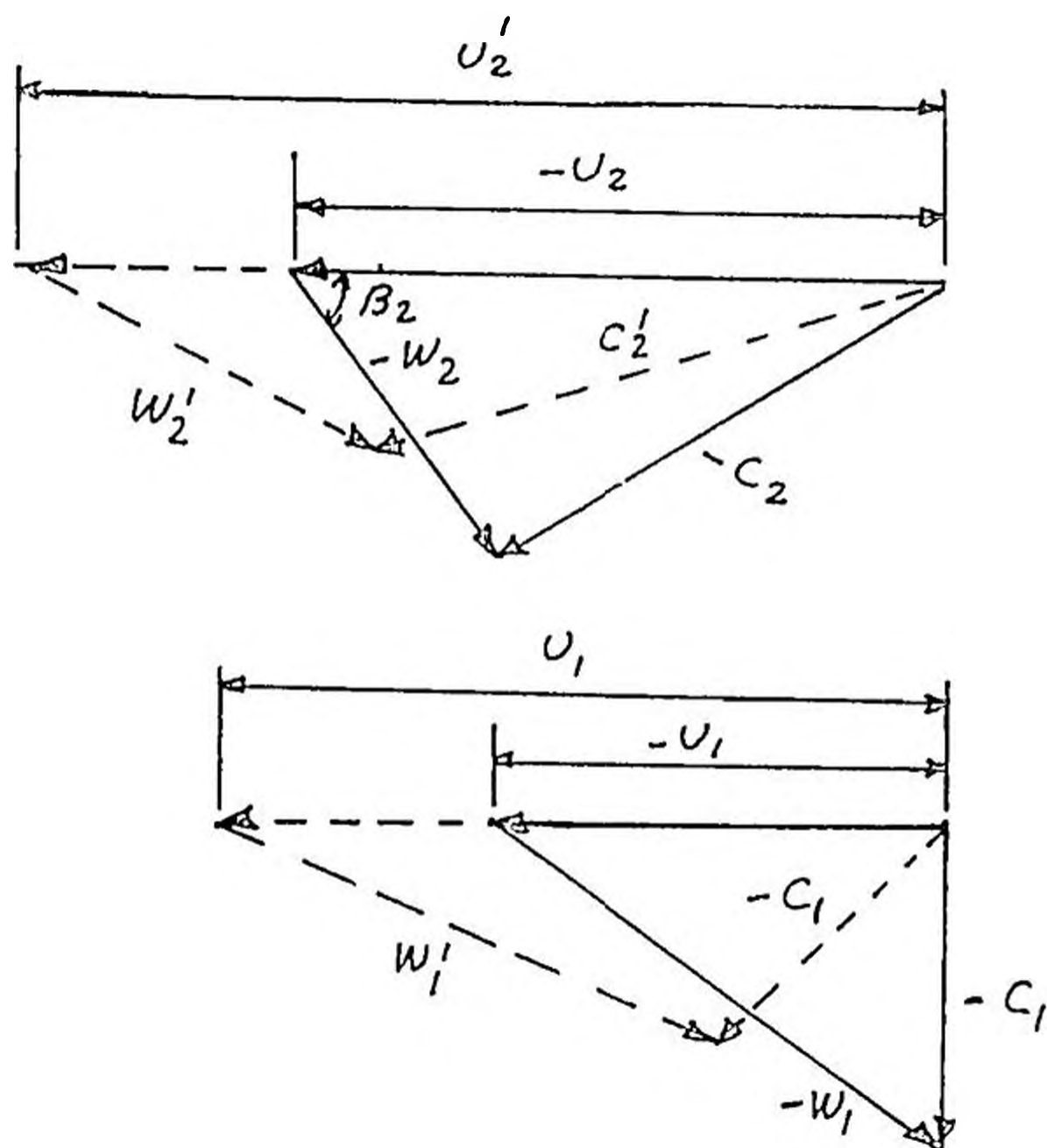


Figura 53 - Triángulo de velocidades de una bomba operando como turbina

terrumpida, pero no se cierra la válvula.

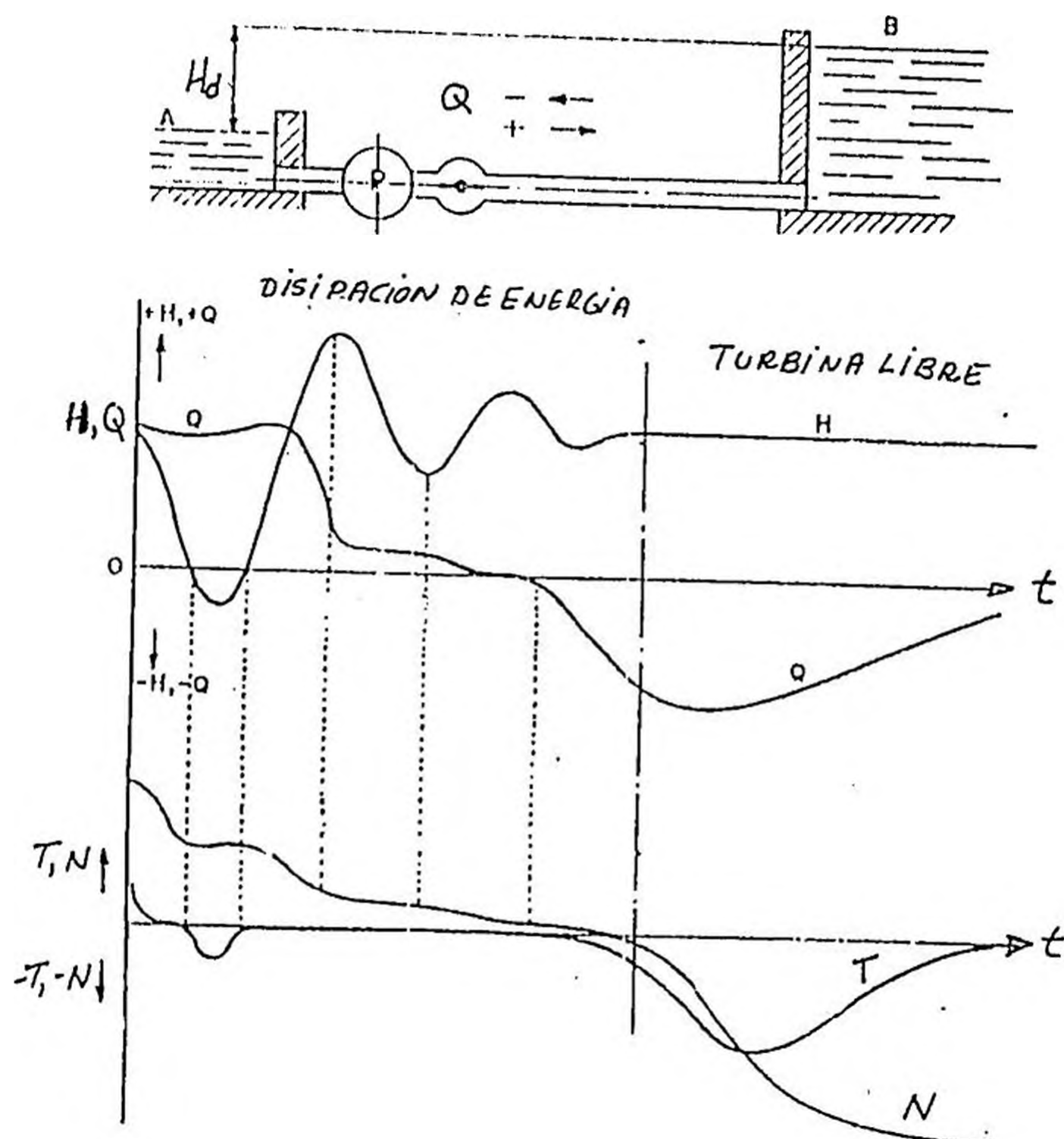
Durante la repentina desaceleración de la bomba, la columna de agua en la tubería por causa de su inercia, continua su viaje con una lenta disminución de la velocidad.

Suponiendo que esto produce una caída de presión, - por lo cual la altura aguas abajo de la bomba, es - menor que la altura aguas arriba (H , negativo).

La bomba es activada por el flujo negativo (turbina de flujo invertido), hay un torque negativo y la bomba se acelera en este período.

Cuando la onda de presión regresa y la altura comienza a elevarse más que H_d , la velocidad y el flujo decrece rapidamente y eventualmente el flujo es

reversible. Un torque negativo actúa sobre el impulsor que lo obliga a detenerse y acelera la bomba en rotación inversa hasta obtener la velocidad de embalamiento.



•Figura 59 - Variación de la altura, caudal, torque y velocidad de una bomba después de corte de energía, en función del tiempo. ~

2.2.3. Estudio de una bomba seleccionada para operar co mo turbina.

Cuando se quiere usar una bomba para que opere co
mo turbina, los datos iniciales se refieren a los
que se requieren como turbina, es decir : altura ú
til (H), caudal (Q) o potencia en el eje (P) y ve
locidad de rotación (N).

La bomba se debe seleccionar considerando el punto
de máxima eficiencia correspondiente a la misma ve
locidad de rotación.

Teniendo en cuenta la ecuación de Euler, tenemos :

a) Cuando funciona como turbina :

$$H_{R \infty T} = \eta_{hT} \cdot H_T$$

b) Cuando funciona como bomba :

$$H_{R \infty B} = \frac{1}{\eta_{hB} \cdot \mu_B} \cdot H_B$$

Considerando que la transferencia de energía es la
misma como bomba que como turbina, se tiene :

$$\frac{H_B}{H_T} = \eta_{hB} \cdot \eta_{hT} \cdot \mu_B$$

Es decir la altura de la bomba operando como turbina
es mayor que la altura de la bomba operando co
mo tal.

En la mayoría de los casos por razones prácticas -

podemos considerar que la eficiencia hidráulica operando como bomba y como turbina, es la misma, asimismo se considera el coeficiente de resbalamiento de la bomba (μ_B) igual a la unidad, en consecuencia se tiene :

$$H_B = \eta_h^2 \cdot H_T \quad (2.2)$$

La ecuación anterior nos indica que la bomba seleccionada tendrá para su máxima eficiencia, una altura útil menor que la que se requiere cuando funciona como turbina.

Considerando que la altura útil de una turbomáquina es proporcional al cuadrado del caudal, se puede escribir lo siguiente :

$$\frac{H_B}{H_T} = \left(\frac{Q_B}{Q_T} \right)^2$$

Teniendo en cuenta la ecuación 2.2, se tiene :

$$Q_B = \eta_h \cdot Q_T \quad (2.3)$$

Es decir el caudal de operación de la bomba seleccionada para su máxima eficiencia, será menor que el caudal requerido cuando funciona como turbina. Con respecto a la eficiencia total, podemos afirmar que con los antecedentes que se tienen de ensayos, la eficiencia de la bomba en su punto de mejor rendimiento es ligeramente mayor que la que co

responde a su eficiencia funcionando como turbina. En la práctica podemos considerar que son iguales.

Generalmente la máxima eficiencia de la bomba utilizada como turbina, es ligeramente inferior a la de una turbina convencional.

También se puede llegar a demostrar que entre las velocidades específicas existe la siguiente relación :

$$N_{qB} = \frac{N_{qT}}{\eta_h}$$

CAPÍTULO III

3. CRITERIOS DE SELECCION DE BOMBAS PARA OPERAR COMO TURBINAS

3.1. ESTUDIO DE LOS PARAMETROS DE SELECCION

Como ya se sabe, el punto de referencia para seleccionar una bomba para operar como turbina, es el punto de máxima eficiencia que se obtiene de las curvas características del catálogo de bombas.

En ese punto de operación se debe cumplir :

1. El caudal y la altura útil de la bomba operando como turbina, deben ser mayores que en su operación como bomba.
2. La eficiencia de la bomba operando como turbina, es ligeramente menor que la eficiencia en su operación como bomba.

En la ecuación 2.2, podemos hacer :

$$\eta_h^2 = \frac{1}{K_H}$$

por lo tanto se tendría :

$$H_B = \frac{H_T}{K_H}$$

donde K_H es el factor de corrección de la altura - de la turbina ($K_H > 1$).

Asimismo en la ecuación 2.3 hacemos : $\eta_h = \frac{1}{K_Q}$
se tiene :

$$Q_B = \frac{Q_T}{K_Q}$$

donde K_Q es el factor de corrección del caudal de la turbina ($K_Q > 1$).

Asimismo para la eficiencia tendríamos :

$$\eta_B = \frac{\eta_T}{K_\eta}$$

donde K_η es el factor de corrección de la eficiencia de la turbina ($K_\eta \leq 1$).

3.1.1. Factores de corrección

Los factores de corrección son coeficientes numéricos que sirven para corregir los valores correspondientes de caudal, altura y eficiencia de la turbina, que permiten obtener los valores de caudal, altura y eficiencia de la bomba; que debe operar como turbina.

Estos factores quedan establecidos de la siguiente manera :

$$K_Q = \frac{Q_T}{Q_B} ; K_H = \frac{H_T}{H_B} ; K_\eta = \frac{\eta_T}{\eta_B}$$

Estos factores solo se pueden obtener a base de ensayos y varían con la velocidad específica (modelo de la bomba), estos factores varían de un fabricante a otro, aún teniendo el mismo modelo, la misma velocidad específica.

Se ha observado que los factores K_H y K_Q varían entre 1.1 y 1.2 y el factor K_η varía entre 0.92 y 0.99.

El gráfico 55 nos muestra la variación de estos factores con la velocidad específica.

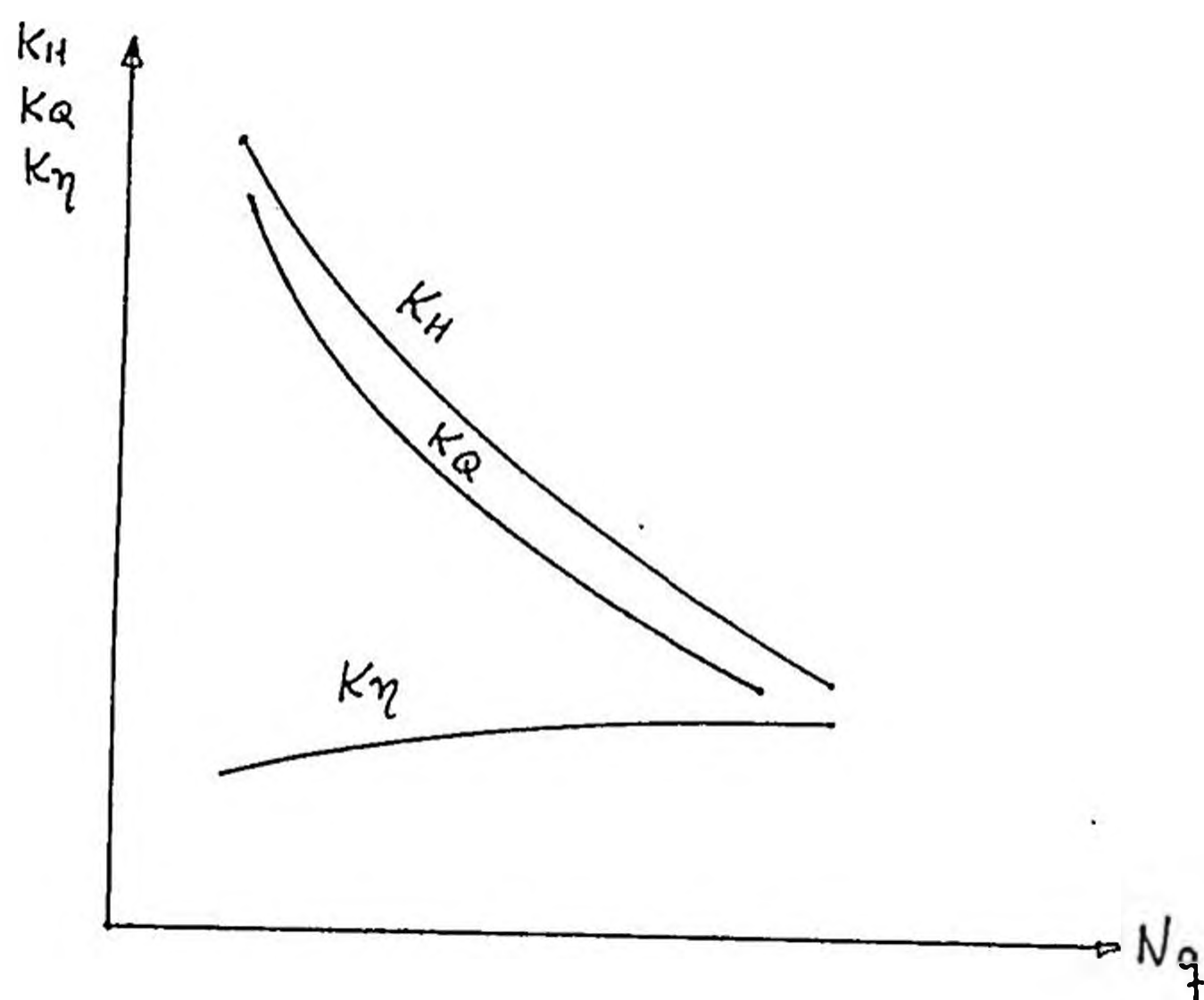


Figura 55 - Factores de corrección en el punto de máxima eficiencia para la selección de bombas.

3.1.2. Selección de la bomba

Especificando los datos de altura útil (H_T), el caudal (Q_T) o potencia en el eje de la turbina (P_T)

y la velocidad de rotación (N), se debe seleccionar la bomba que funcionando como turbina satisfaga los requerimientos de altura y caudal con la máxima eficiencia.

No se puede cometer el error de seleccionar una bomba con los datos \hat{H} , \hat{Q} correspondientes a la turbina, directamente del catálogo de bombas del fabricante, porque las curvas de funcionamiento del catálogo corresponden a la operación como bomba y no como turbina. Esto significaría tener una bomba sobredimensionada y operando fuera de su punto óptimo como turbina.

La forma correcta de seleccionar la bomba, consiste en utilizar los factores de corrección dados por los fabricantes de bombas (ver figura 55) que relacionan los puntos de máxima eficiencia cuando operan como bomba y como turbina.

Utilizando las ecuaciones anteriormente planteadas se pueden obtener la altura y el caudal de la bomba y seleccionar la bomba que va a operar como turbina.

3,1.3. Método tentativo de selección

En muchos casos no se tienen los factores de corrección proporcionados por el fabricante.

En este caso se puede hacer una selección preliminar mediante el siguiente método : la potencia en el eje para el caso de funcionamiento como bomba y turbina se puede calcular a través de :

$$P_T = 9.81 H_T \cdot Q_T \cdot \eta_T \quad \text{KW}$$

$$P_B = \frac{9.81 H_B \cdot Q_B}{\eta_B} \quad \text{KW}$$

Considerando que la eficiencia η_B es igual a la eficiencia η_T y que la potencia en ambos casos es la misma, tenemos :

$$(H_T \cdot \eta) \cdot (Q_T \cdot \eta) = H_B \cdot Q_B$$

de donde podemos obtener :

$$H_B = H_T \cdot \eta$$

$$Q_B = Q_T \cdot \eta$$

como los valores de H_T y Q_T son conocidos, debemos fijar un valor de la eficiencia η .

El principal problema de este método está en la corr^orecta suposición de la eficiencia η .

Si el valor supuesto es demasiado alto, se tendrá seleccionada una bomba sobredimensionada y con un funcionamiento como turbina, fuera de su mejor punto.

Si el valor supuesto es demasiado bajo, la bomba -

seleccionada puede resultar muy pequeña, y por lo tanto no va a satisfacer los requerimientos como turbina.

Este método como lo indica el título, permite es coger un tipo de bomba cercano al óptimo requerido, el que se debe definir posteriormente median te ensayos en laboratorio.

3.2. ANALISIS DE LA CAVITACION: NPSH y NPEH

Tan igual como en las turbinas convencionales en las bombas operando como turbinas, se presentará el fenómeno de cavitación en zonas donde la pre sión de vapor es menor o igual a la presión de va por correspondiente a una determinada temperatura del agua.

Para evitar este fenómeno es necesario mantener una suficiente altura de descarga o contrapresión en el tubo de descarga.

Se conoce la expresión que nos permite determinar la altura de descarga, también llamada altura de succión :

$$H_s \leq H_{at} - h_v - N.P.E.H$$

siendo : H_s = altura de descarga del rodete sobre el nivel de aguas abajo.

H_{at} = altura correspondiente a la presión -
atmosférica del lugar.

h_v = altura correspondiente a la presión -
del vapor del agua a una determinada
temperatura.

N.P.E.H = altura neta positiva de descarga
(Net Positive Exhaust Head).

N.P.E.H = $\sigma \cdot H$

σ = coeficiente de Thoma.

H = altura útil.

3.2.1. Análisis del fenómeno de cavitación en bombas usa das como turbinas

El análisis del fenómeno se va a realizar en el -
canal existente entre dos álabes por donde fluye
el líquido, para el caso de un rodete funcionando
como bomba y después funcionando como turbina.

a) Funcionando como bomba

En la figura 56a) se muestra la distribución de -
la velocidad relativa donde no se tiene en cuenta
la existencia del flujo secundario o vórtice.

En la figura 56b) se muestra el fenómeno de flujo
secundario, que consiste en una circulación del lí-
quido en el canal en sentido contrario a la velo-
cidad de rotación del rodete.

En la figura 56c) se muestra la distribución real de la velocidad relativa, donde se ve el efecto ocasionado por el flujo secundario sobre la velocidad relativa,

De lo anterior podemos deducir lo siguiente :

La mayor velocidad relativa se da en la parte con cava del alabe (lado "b") y por lo tanto en este lado se darán las menores presiones, que traerian como consecuencia que el fenómeno de cavitación se produzca en el lado "b" del alabe. Ver figura 56d) .

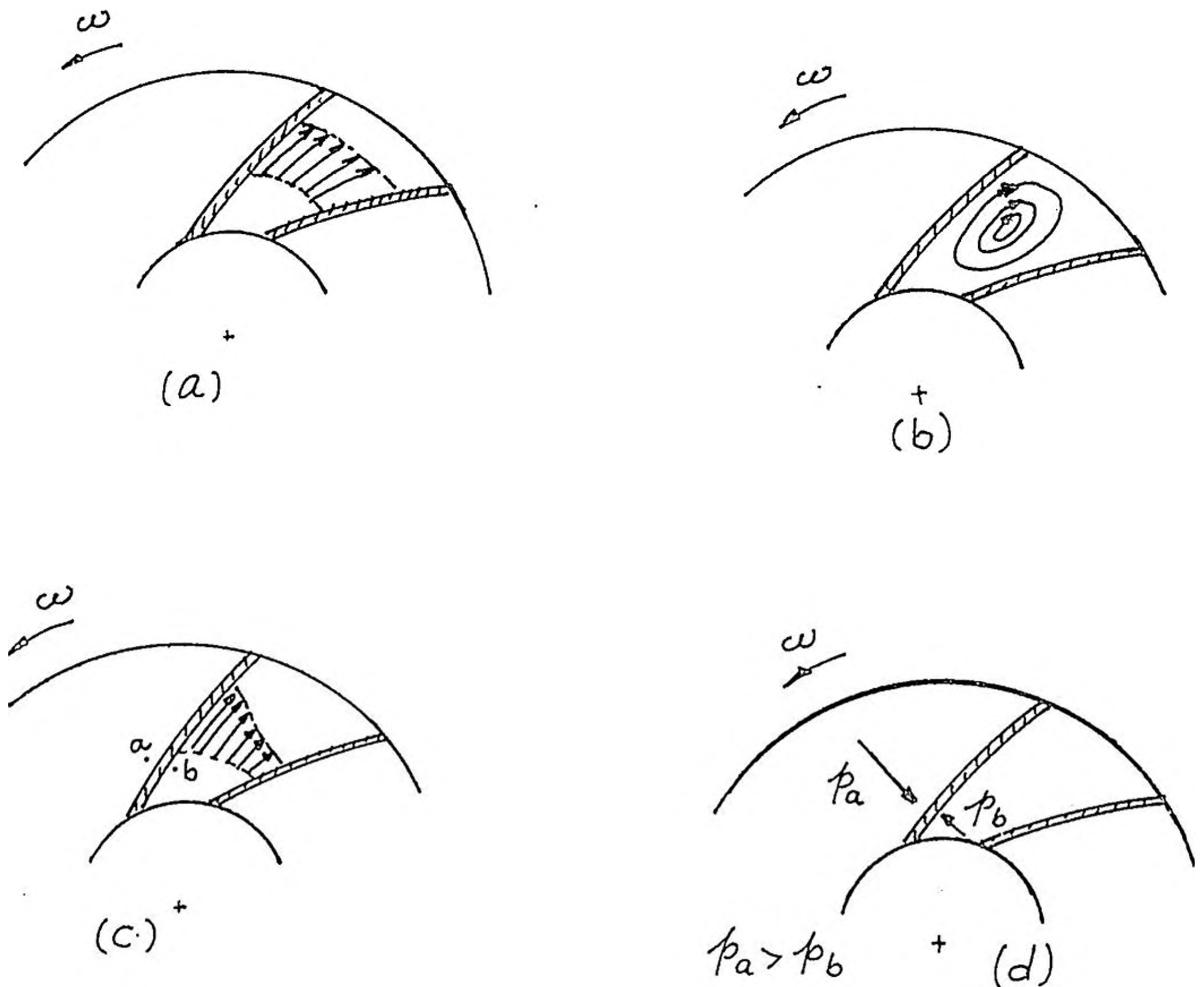


Figura 56 - Efecto del fenómeno de vórtice en un rodete radial de una bomba y su efecto en la cavitación

b) Funcionando como turbina

Lo único que cambia con respecto al caso anterior es el sentido de flujo y sentido de rotación del rodete.

Haciendo un análisis semejante al anterior, podemos resumir todo en la figura 57, de donde deducáremos lo siguiente : La mayor velocidad relativa se dará en el lado cóncavo del alabe (lado "b"), correspondiéndole por lo tanto la menor presión.

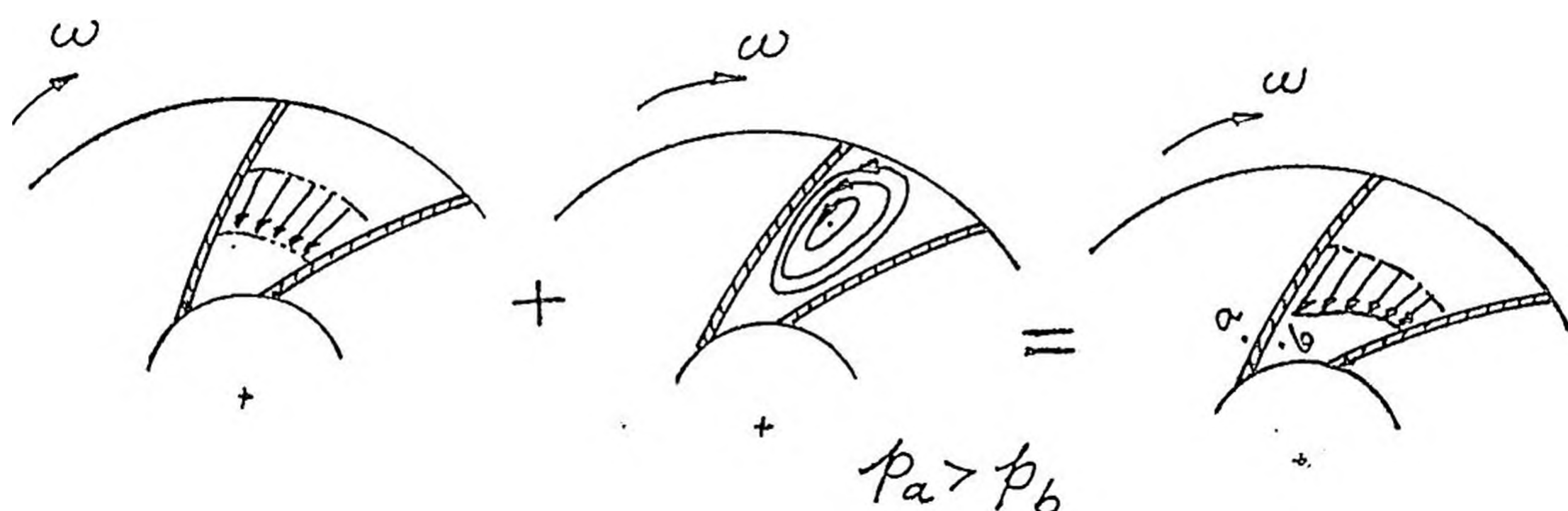


Figura 57 ~ Efecto del fenómeno de vórtice en un rodete radial de una turbina y su efecto en la cavitación "

Del análisis realizado, tanto en la parte a) como en b), podemos resumir lo siguiente : El fenómeno de cavitación en una bomba operando como turbina, siempre se producirá en el mismo lado del álabe, ésto como consecuencia de que se ha invertido el sentido de flujo y de rotación a la vez,

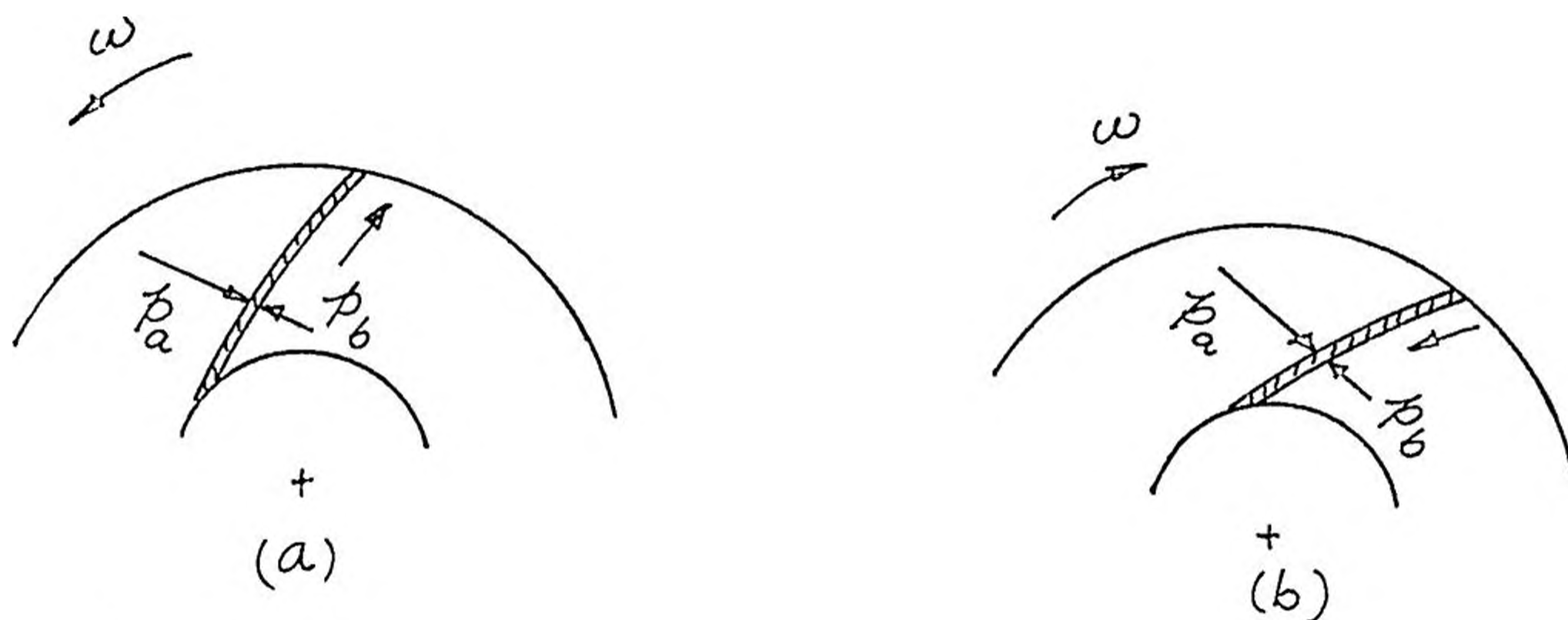


Figura 5g - Comparación de presiones absolutas en ambos lados del alabe de un rodete de una bomba (a) funcionando como bomba,
(b) funcionando como turbina.

3,2,2. Aspectos generales que se deben tener en cuenta - durante los ensayos de cavitación en modelos de bombas y bombas-turbinas

Para los ensayos de cavitación se deben investigar los siguientes casos, dentro del rango de bombeo:

- a) Influencia del N.P.S.H en las características de la bomba.
- b) Influencia del N.P.S.H sobre la cavitación en los álabes del modelo en el lado de succión.

Normalmente las características de la bomba son medidas con un valor de σ donde no existe cavitación.

Siendo : $\sigma = \frac{(N.P.S.H) \cdot H}{\dots}$

donde : N.P.S.H = Net Positive Suction Head (altura neta positiva de succión).

Si reemplazamos en la ecuación conocida :

$$H_s = H_{at} - h_v - \text{N.P.S.H}$$

se obtiene :

$$\sigma = \frac{H_{at} - H_s - h_v}{H}$$

Si la bomba se instala por debajo del nivel del depósito de succión, entonces se tiene :

$$\sigma = \frac{H_{at} + H_s - h_v}{H}$$

donde los parámetros involucrados en la ecuación ya han sido definidos.

Manteniendo el caudal constante y variando la altura de succión, es posible determinar la influencia en las características y la alteración en la cavitación (figura 59).

El valor de σ donde la eficiencia y la altura de bombeo caen repentinamente, se define frecuentemente como $\sigma_{crítico}$. En la práctica es difícil determinar exactamente el valor de $\sigma_{crítico}$, debido a que las curvas algunas veces no tienen una caída tan pronunciada. La figura 60 muestra cuatro de las tendencias más comunes; cuando se

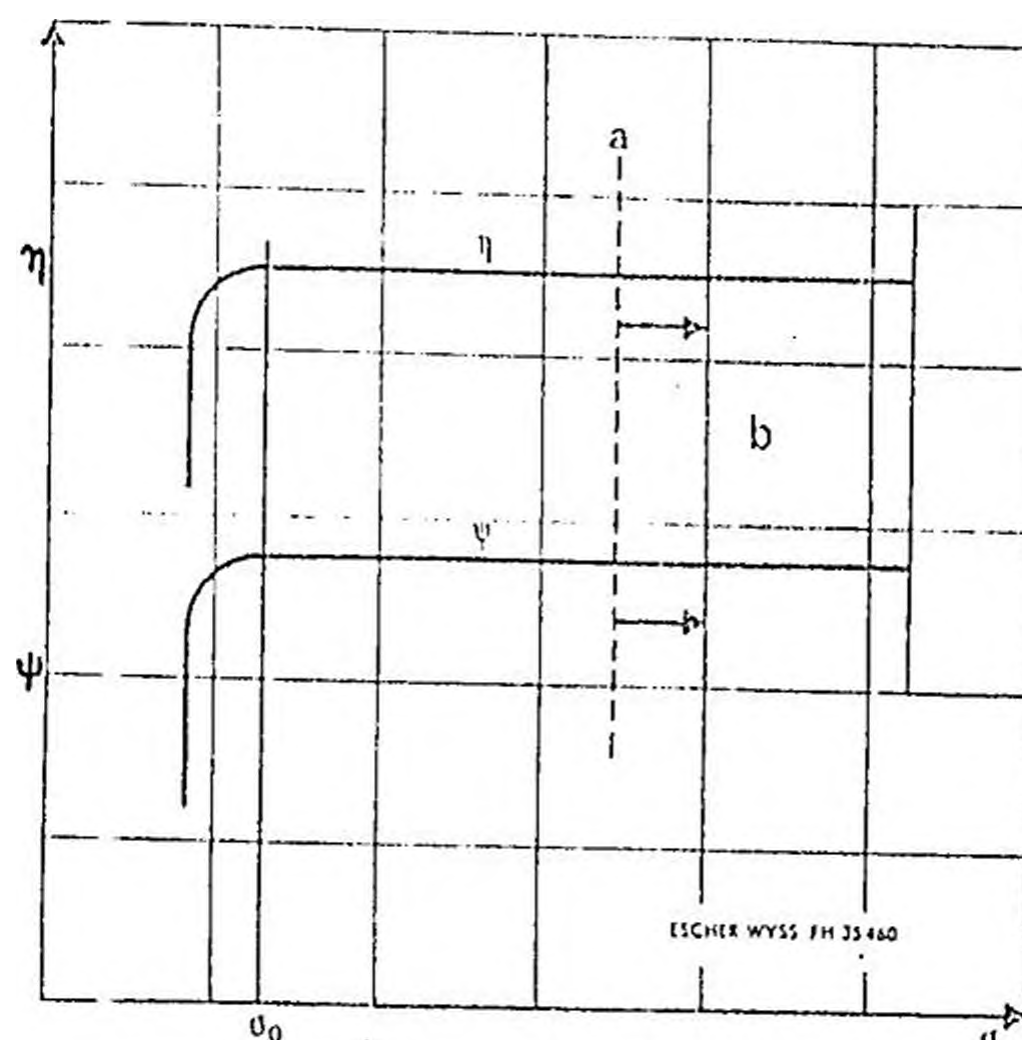


Figura 5"9 - Gráfico de cavitación de las pruebas en el modelo,

A la derecha de la línea "a" (en el área b) - no existe cavitación visible.

A la izquierda de la línea, existe cavitación visible, aumentando, mientras "a" disminuye, sin embargo la eficiencia MqM empieza a bajar en " a_0 ".

Mediciones a "f" constante.

usan estas curvas para determinar el N.P.S.H. requerido por la máquina, se deben tener en cuenta las siguientes normas :

- a) El mínimo valor de σ donde la eficiencia aún no se ve influenciada por la cavitación será: σ_0 .
- b) El valor de σ donde la eficiencia ha caído en el valor de x comparado con el correspondiente a a , se designa como : σ_x .

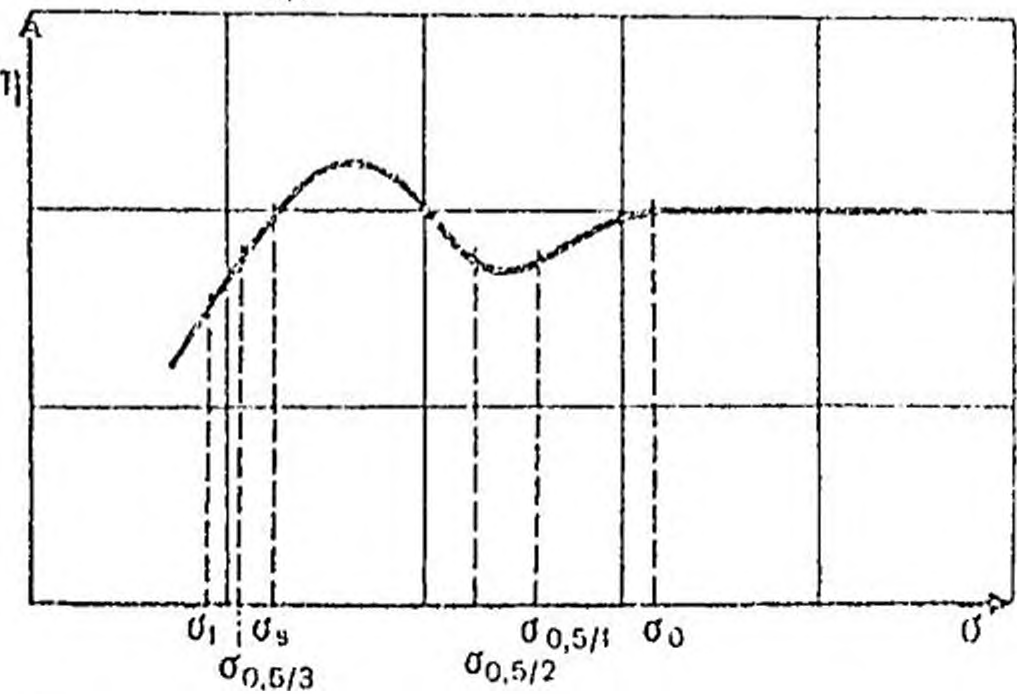
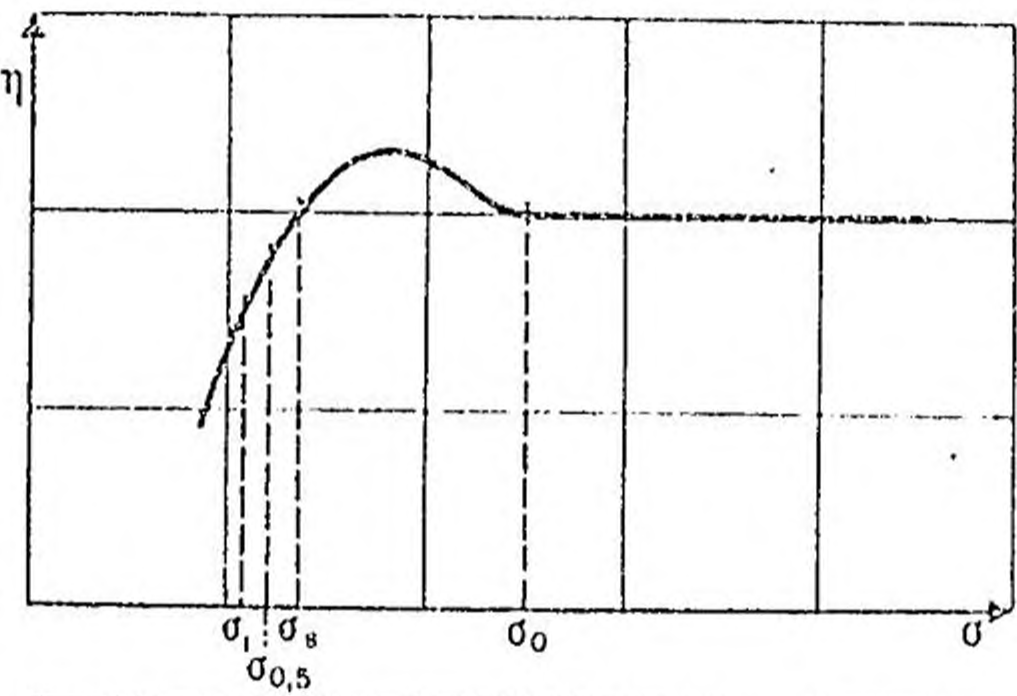
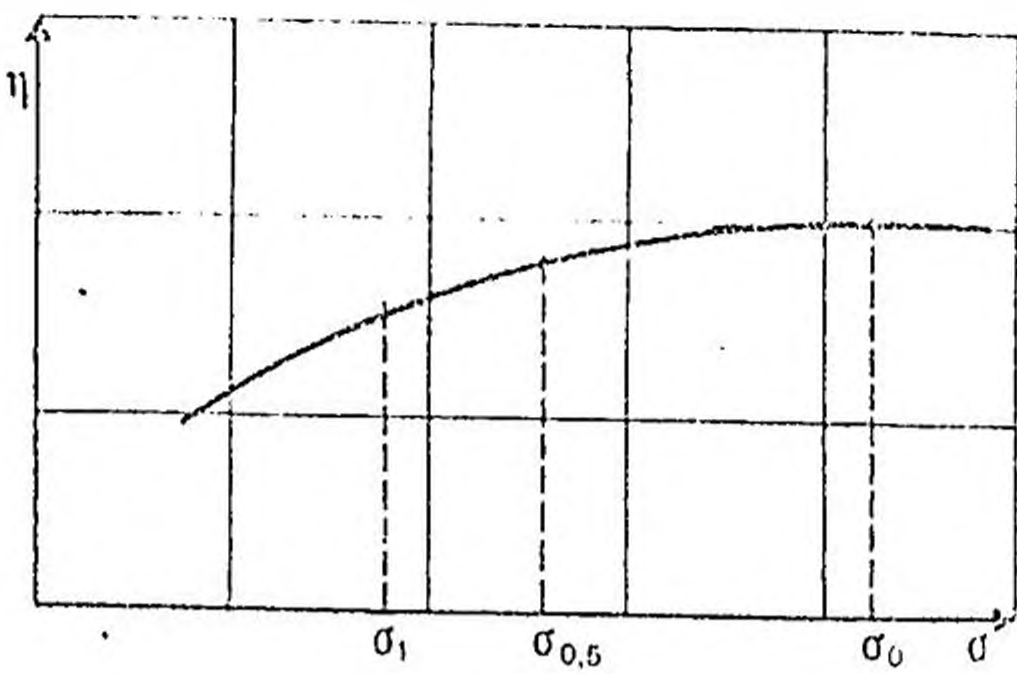
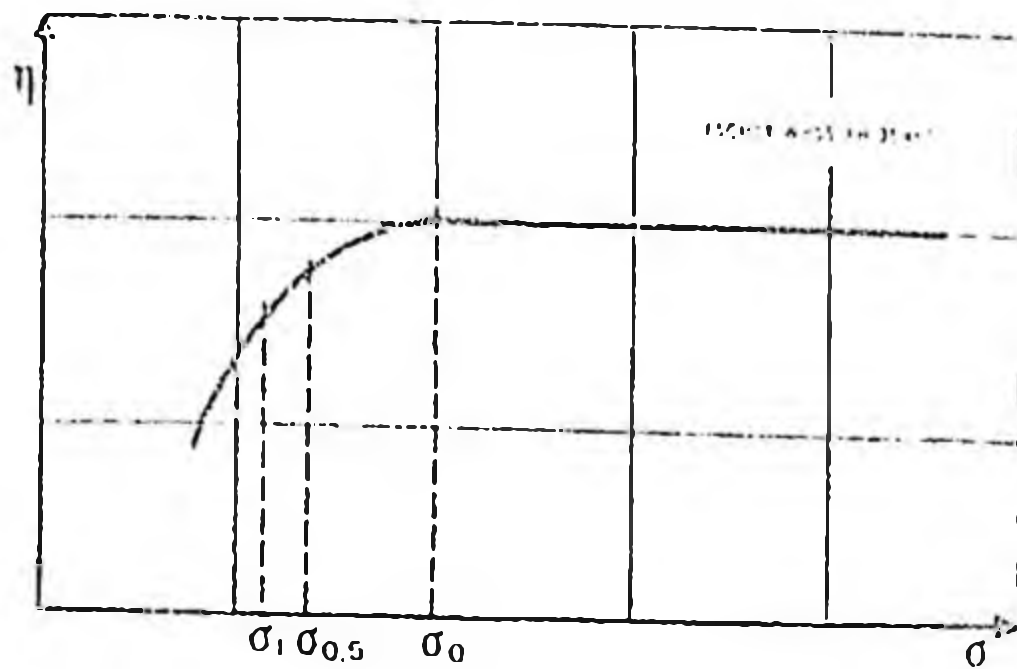


Figura 60- Formas mas comunes de curvas en cavitación.

σ_0 = Minimo valor de σ en donde la η aun no es influenciada por la cavitación.

$\sigma_{0.5}$ = Valor de σ en donde la η es 0.5% menor que la η en σ_0

σ_1 = Valor correspondiente para una caída de 1% en la η

σ_s = Valor de σ en la intersección de la curva de η en el rango de $\sigma > \sigma_0$ y la rama de caída violenta de la η .

Si resultan varios puntos para el valor de \underline{x} a lo largo de la curva : $\eta - \sigma_x$, un segundo índice puede usarse para identificarlos.

- c) Rara vez se muestra algún interés en el valor de $\underline{\sigma}$ en el rango de $\sigma > \sigma_0$. El tramo de caída brusca de la curva de eficiencia se designa por σ_s .

En las pruebas de cavitación en bombas se debe observar el lado de succión de los álabes y hasta donde se pueda , el lado de descarga. Estas observaciones permiten seguir el inicio de la cavitación y su posterior crecimiento con valores bajos de $\underline{\sigma}$. Las pruebas deben ser dibujadas o fotografiadas.

Durante estas investigaciones se puede determinar que la cavitación visible generalmente comienza con un valor más elevado de $\underline{\sigma}$ que $\underline{\sigma_0}$, con el área y la intensidad aumentando, mientras $\underline{\sigma}$ cae.

Si los resultados de la medición de cavitación son llevados a los diagramas de curvas características de la bomba, resulta un gráfico como el de la figura 61.

Cuando se diseña, se debe conocer la variación entre los niveles de los depósitos de succión y de descarga. Una vez que se asume la altura de instalación, el trapecio para el rango posible de

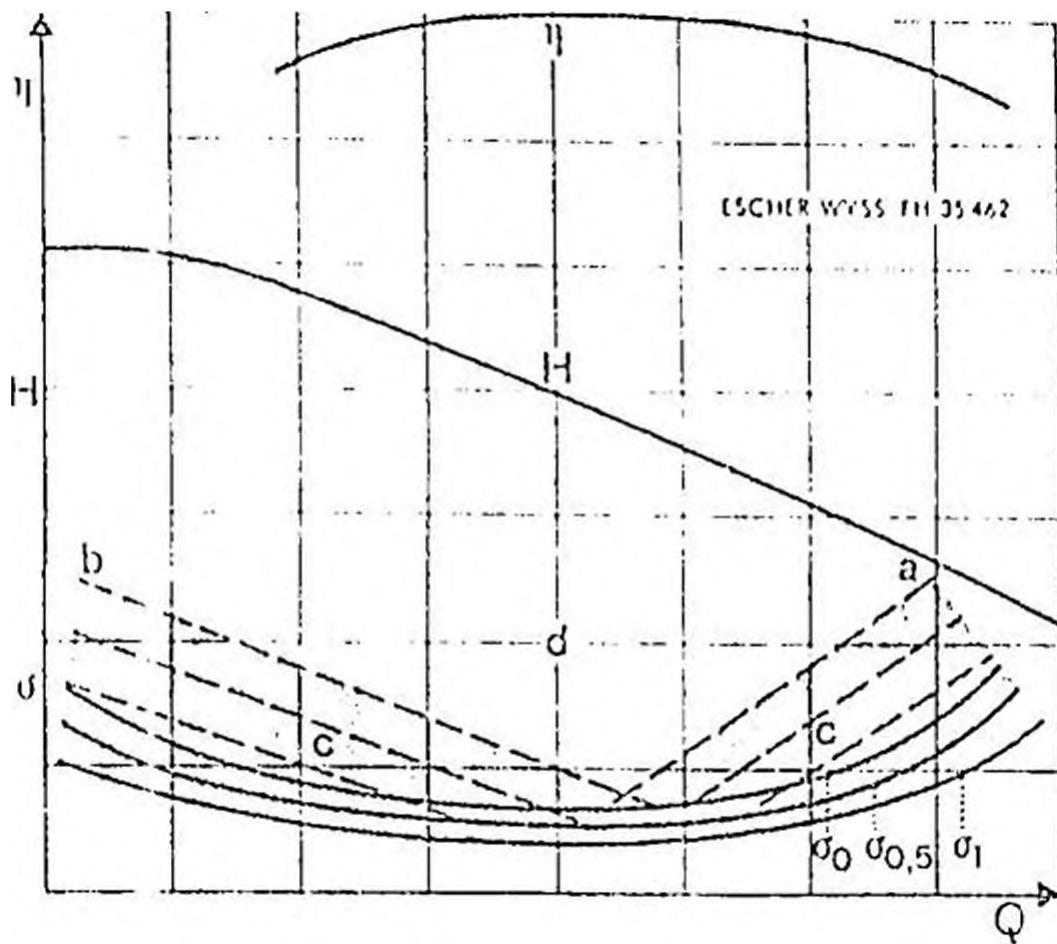


Figura 61- Curvas características de la bomba[®]
 a=Inicio de la línea de cavitación? lado de descarga[®]

b=Inicio de la línea de cavitación: lado de succión[®]

c=Línea de igual tipo de cavitación[®]

d=Zona libre de cavitación[®]

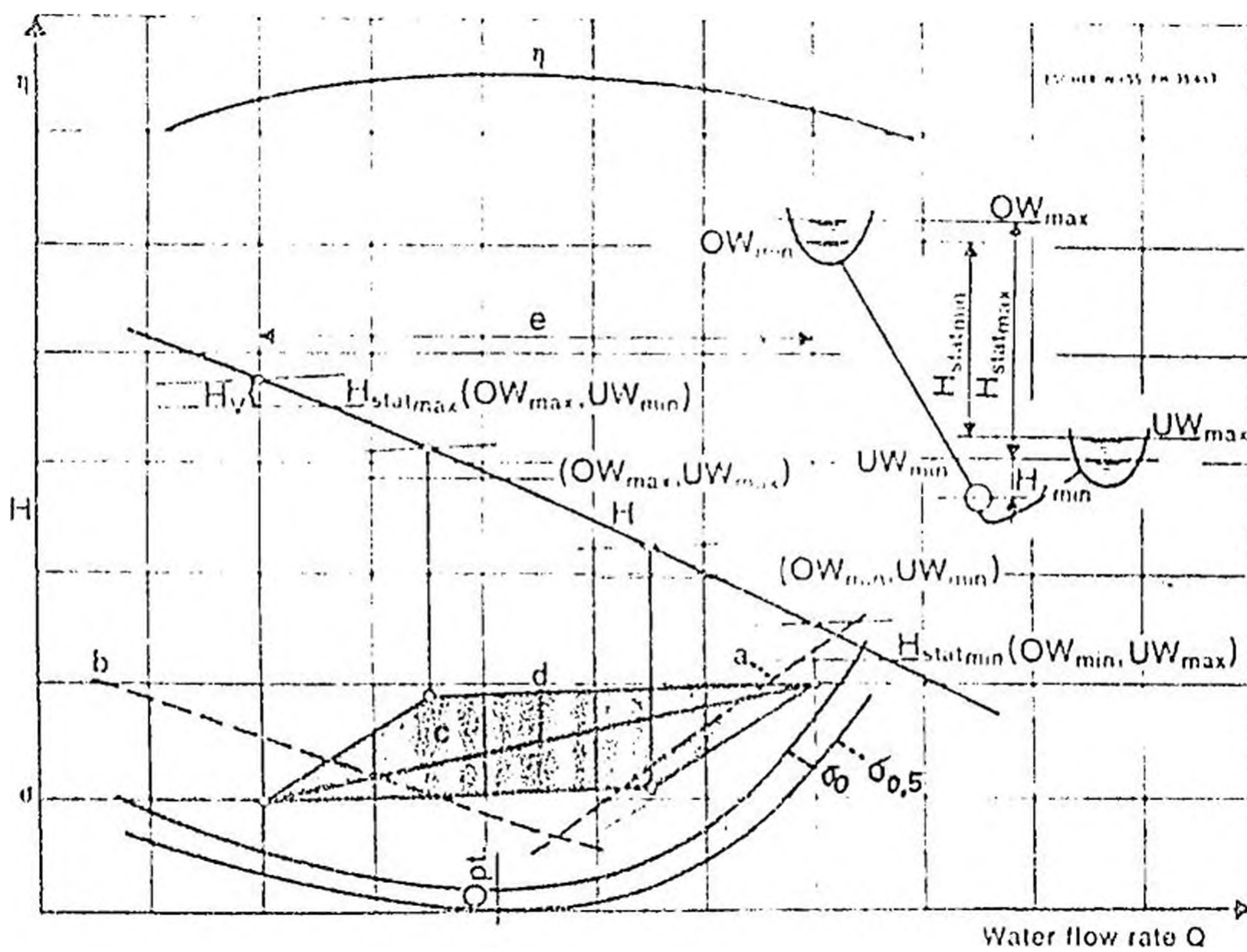


Figura 62- Características de la bomba con el trapecio de operación para g

c= Campo posible de operación de g (trapecio)[®]

d= Una de las posibles líneas de operación[®]

operación puede ser trazado (figura 6Z).

En muchos casos el ciclo de bombas comienza en $H_{est.min}$ (a $Fura$ máxima de succión y altura mínima en la descarga). La bomba entonces trabajará a lo largo de la línea de operación como en la figura 6Z, hasta que $H_{est} > m^x$ es alcanzado. También podría suceder que cualquier punto dentro del trapecio, podría correrse de acuerdo a otra combinación de altura de elevación y altura de succión, dependiendo de los niveles de agua en cada depósito.

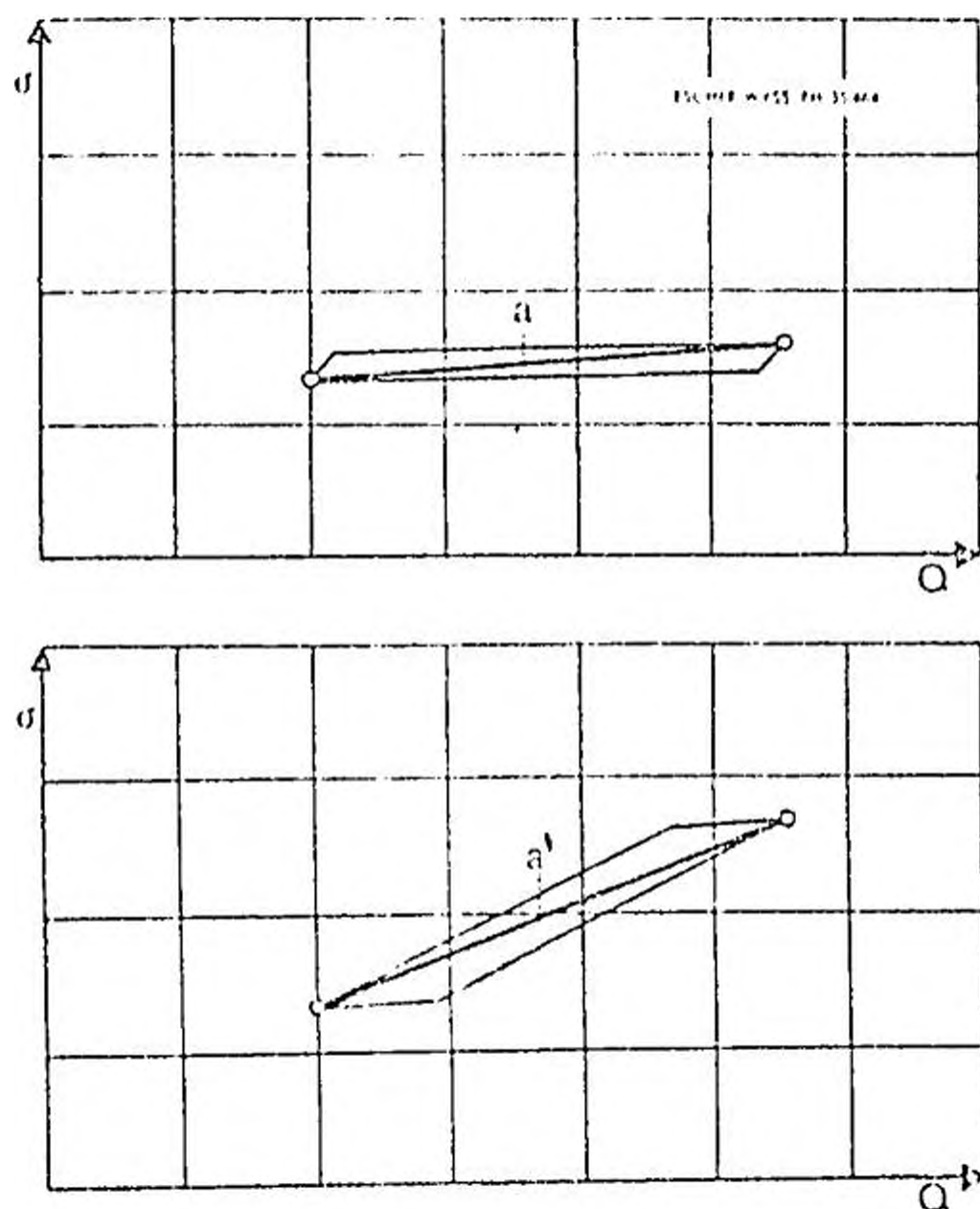


Figura 63 - Influencia de la variación del nivel aguas abajo en la forma del trapecio. " Pequeñas variaciones del nivel, dan un trapecio plano con una línea plana de operación : a " Grandes variaciones del nivel, dan un trapecio elevado, con una línea de operación empinada:

Este trapecio surge de los niveles extremos de alturas en la descarga y succión y su forma es gobernada por las fluctuaciones de los niveles del agua. Si hay poca variación de la altura de succión, o variará poco en el rango de operación, así que resultará un trapecio achatado.

Si la altura de succión varía considerablemente, entonces a variará bastante, con lo que se formará un trapecio algo empinado (figura 63).

La altura de instalación será fijada poniendo el trapecio dentro de las curvas características de acuerdo con la figura 61. Si por ejemplo se desea que no ocurra cavitación visible dentro del rango de operación, el nivel de instalación debe ser escogido de tal manera que las esquinas del trapecio, justo toquen las curvas.

Otro factor crucial que afecta el nivel de instalación es la relación de altura de bombeo :

$$\frac{H_{\max}}{H_{\min}}$$

Si por ejemplo se comparan dos máquinas idénticas con la misma altura media de bombeo y la misma velocidad, pero con relaciones de alturas diferentes, para tener la misma seguridad contra la cavitación; la bomba con mayor relación de alturas, necesitará estar más sumergida, en otras pa-

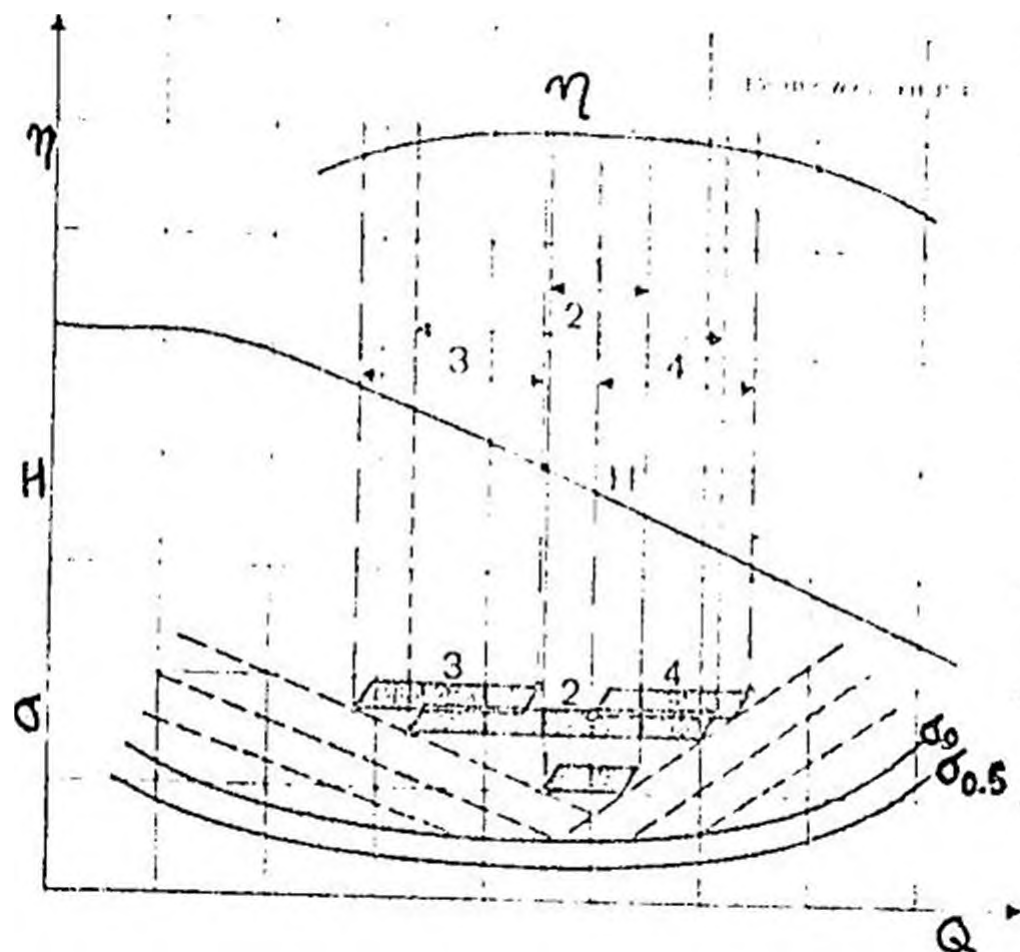


Figura 64 Influencia de la relación de altura de bombeo y la ubicación del campo de operación en la altura de instalación para un funcionamiento libre de cavitación.

Rango de operación 1 = baja relación de altura de bombeo, punto de diseño, en el óptimo para bombeo.

Rango de operación 2 = alta relación de altura de bombeo, punto de diseño en el óptimo para bombeo,

Rango de operación 3 = mediana relación de altura de bombeo, punto de diseño a la izquierda del óptimo para bombeo.

Rango de operación 4 = mediana relación de altura de bombeo, punto de diseño a la derecha del óptimo para bombeo.

labras debe tener una altura de instalación más baja (figura 64, trapecios 1 y 2).

Si el rango de altura de bombeo de una máquina es desplazado hacia la izquierda o derecha del óptimo de operación, entonces esta máquina requerirá

un mayor N.P.S.H. que otra máquina diseñada con el óptimo (ver figura 64, trapecios 3 y 4), luego ya se sabe, el rango de altura de bombeo debe ser ajustado un poco a la izquierda del óptimo cuando se diseñan bombas-turbinas, porque esto llevará a una eficiencia más alta de la turbina.

Para escoger la altura de instalación, se debe responder la pregunta ¿qué grado de cavitación puede ser tolerado?.

Factores de ingeniería y económicos generalmente conducen a un nivel de instalación tan bajo, que ya se está garantizando un rango de operación sin cavitación.

Al momento de contestar esta pregunta, debemos tener en cuenta los siguientes aspectos que juegan un papel muy importante :

De acuerdo a Krapp la intensidad de destrucción mecánica crece con la 5ta, a 8va. potencia de la velocidad del fluido, en forma más simple sería, - con el cubo de la altura de bombeo.

La cavitación es más permisible en bombas con poca altura de bombeo que aquellas con gran altura de bombeo.

Si se conoce la curva de operación de la bomba para una curva empinada (gran variación de la altura de succión) se puede seleccionar una altura de

instalación mayor, que para aquella que tenga una curva de operación aplanada (poca variación de la altura de succión), porque en el caso anterior la máquina no está trabajando en el rango de cavitación durante todo el período de operación (figura 65).

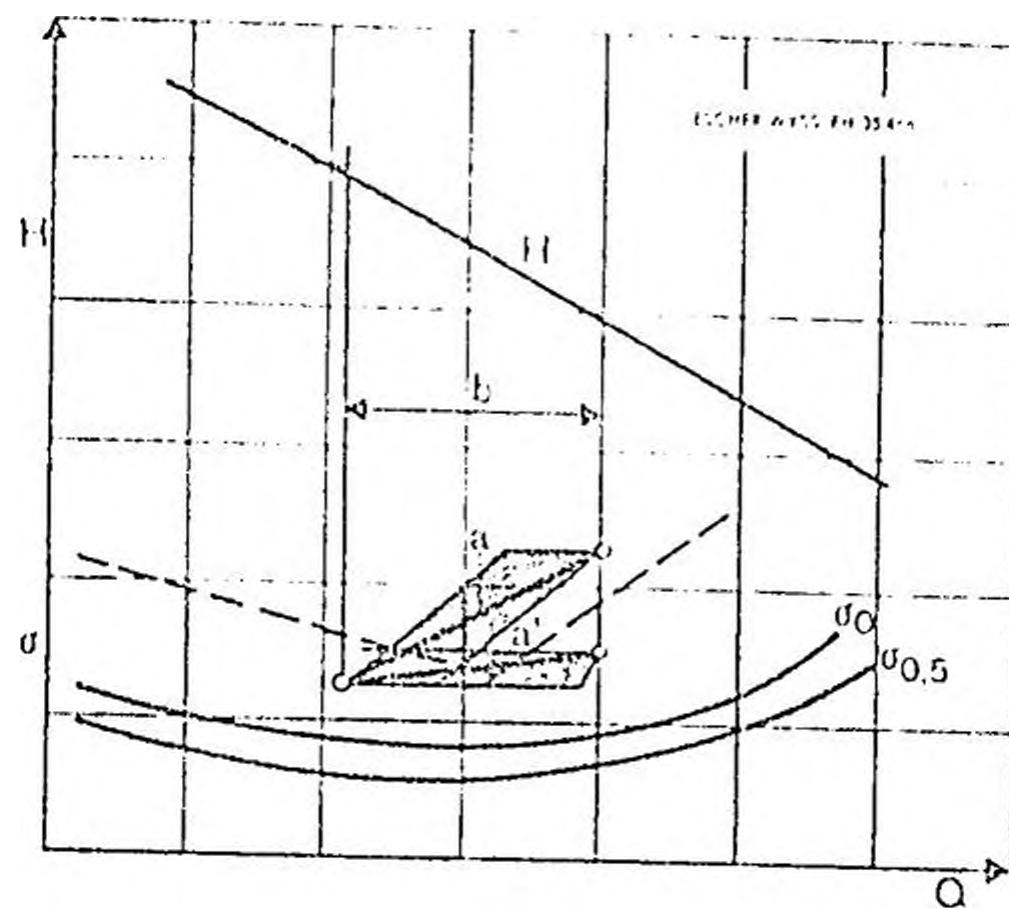


Figura 65 - Influencia de la inclinación de las curvas de bombeo en la determinación de la altura de instalación.

Línea de operación a = la bomba trabaja principalmente en el rango libre de cavitación.

Línea de operación a' = la bomba trabaja en un rango propenso a la cavitación, en todo su rango de operación.

b = rango de operación

- c) Si el período de operación, se conoce como función de la altura de bombeo, por ejemplo, si en el rango superior de altura, la operación es breve o poco frecuente, la cavitación en este rango, se puede aceptar bajo ciertas circunstancias (figura 66f).

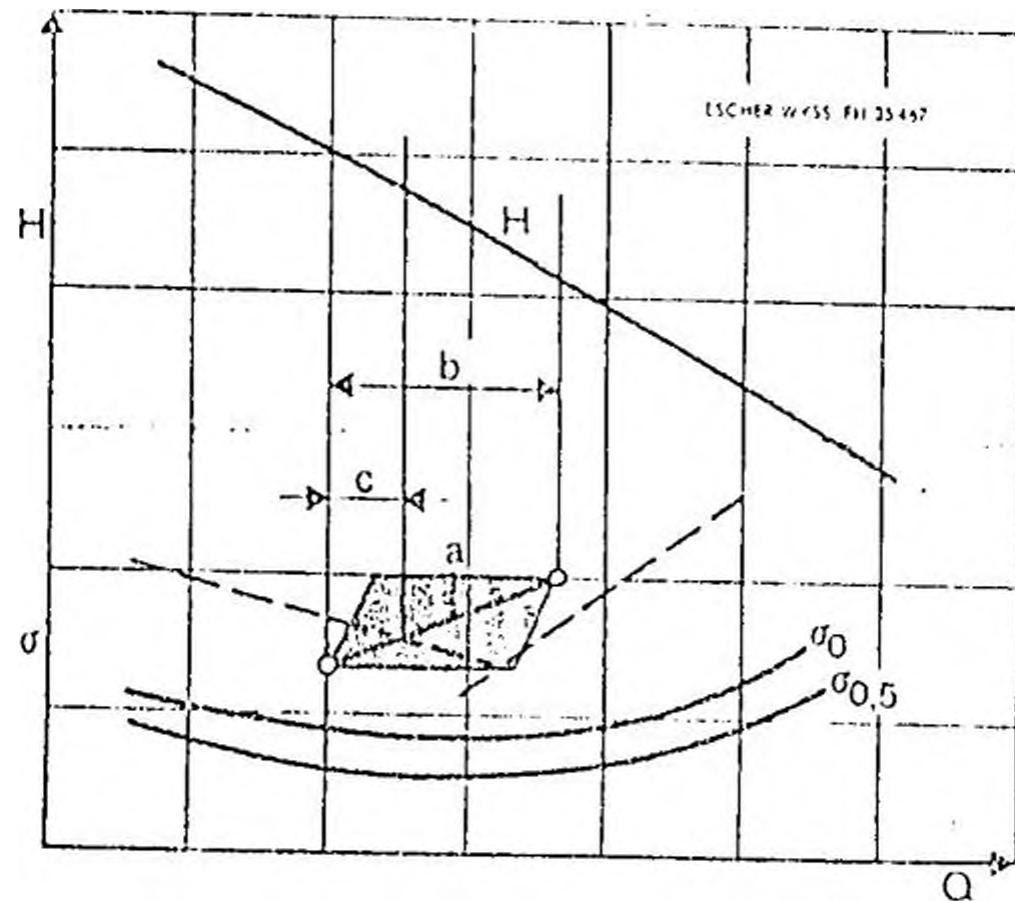


Figura 66 - Influencia del tiempo de funcionamiento en la determinación del nivel de instalación,

a = línea de operación

b = rango total de operación

c = rango de operación abarcado raramente.

- d) Hoy en día como regla, un material para el rodete que tenga buenas propiedades desde el punto de vista de erosión por cavitación, se puede tomar para diseñar con cavitación,
- e) Normalmente por razones económicas, se puede aceptar una cierta erosión por cavitación (costos en obras civiles), Condiciones especiales o requerimientos de gastos también pueden ser permitidos al momento de escoger la altura de instalación.

Antes de concluir este capítulo, debo manifestar que para interpretar la cavitación observada en los modelos, se necesita un cierto grado de expe-

riencia. La intensidad de la cavitación debe ser juzgada de acuerdo a la forma de la zona de cavitación, en particular la localización y extensión de la zona afectada.

3.2.3. El fenómeno de cavitación en turbinas usadas en P. C.H.

El coeficiente de Thoma σ definido por :

$$\sigma = \frac{N.P.E.H}{H}$$

se determina durante el ensayo de modelos de turbinas hidráulicas en unidades de ensayos de cavitación provistas con un sistema de circulación de agua en circuito cerrado. Dentro de la unidad de ensayo, una bomba de vacío, rebaja la presión a un nivel tal, en el cual se da la cavitación. Como resultado del ensayo, el valor crítico del coeficiente σ se calcula de :

$$H_s = H_{at} - h_v - \sigma H$$

de donde : $\sigma = \frac{H_{at} - h_v - H_s}{H}$

Los ensayos de cavitación en modelos de turbinas se realizan para diferentes condiciones de operación de la turbina, sobretodo un rango anticipado de operación,

Sobre la base de los resultados de ensayo de cavitación, se construyen las curvas características - con $\sigma = \text{cte.}$ trazadas en el diagrama topográfico de la turbina (figura 67) o pueden ser construidas en forma de curvas individuales (figura 68).

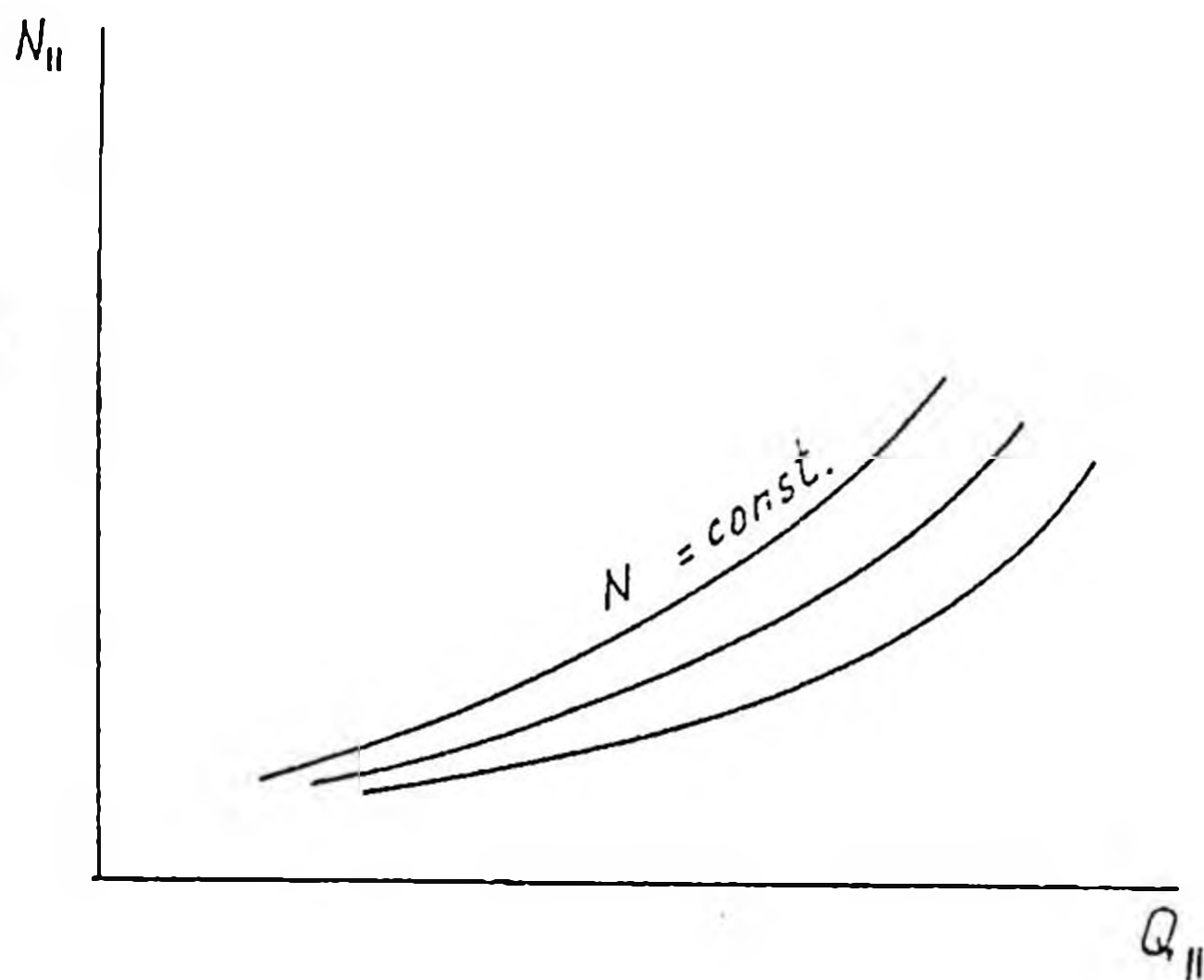


Figura 67.

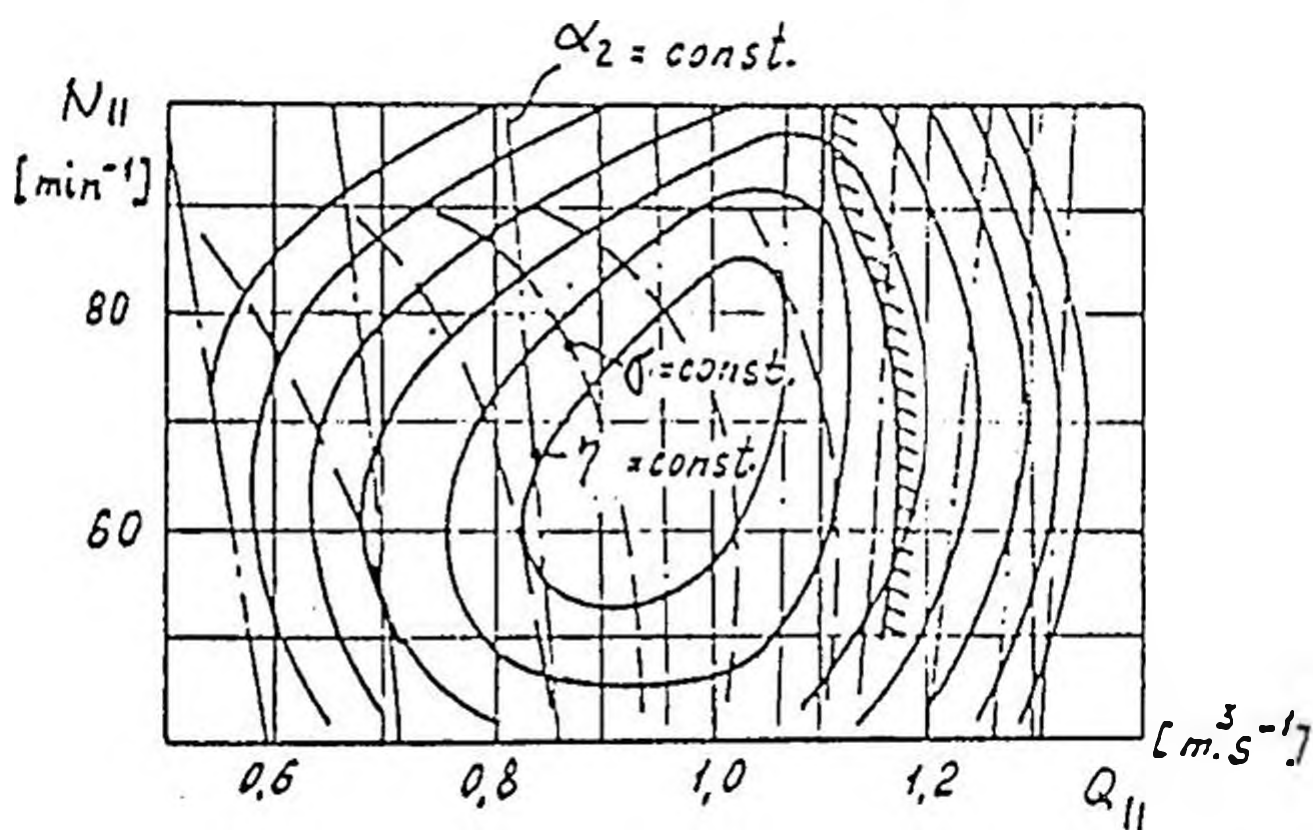


Figura 68.

El análisis de las curvas características de cavitación de las turbinas, muestran que $\underline{\sigma}$ depende de las condiciones de operación.

En particular $\underline{\sigma}$ se incrementa con el incremento de

$$Q_{II} \text{ a } N_{II} = \text{cte.}$$

3.2.3.1. Condiciones de operación de las turbinas libres de cavitación

En la central hidráulica, la turbina será instalada de manera que no se produzca cavitación para ninguna condición de operación. Para esto, el tipo y serie de turbina será seleccionada por el rango específico de altura y variación de potencia. Además la altura de succión H_s debe estar definida para la turbina.

De la relación :

$$H_s < H_{at} - h_v - \sigma H$$

donde la presión atmosférica depende de la altitud sobre el nivel del mar, además de las condiciones climáticas, en donde la reducción de la presión atmosférica es posible en el valor promedio de 0.35 - 0.45 m de columna de agua.

La presión de vapor saturado h_v , generalmente está comprendida entre 0.08 - 0.45 m de columna de agua, para una temperatura entre 5 - 30°C.

Para condiciones particulares de instalación de la turbina, H_{at} y h_v usualmente son fijadas por el nivel de aguas abajo.

La altura de succión H_s es seleccionada en la eta

pa de diseño. Para P.C.H. el rango eficiente de valores de $\underline{H_s}$ está entre 2 a 6 m.

Los valores medios de diseño de $\underline{H_s}$ están entre 1 a 3 m, es obvio que el valor particular de $\underline{H_s}$ depende de las dimensiones de la turbina.

Cuando se selecciona el tipo de turbina se debe tener en cuenta que cuando la altura efectiva \underline{H} crece, el valor de $\underline{\sigma}$, tiende a disminuir.

Para operar turbinas de saltos bajos, el valor límite de $\underline{\sigma}$ debe estar entre 1.5 a 2.

Para mayores saltos, $\underline{\sigma}$ debe estar entre 0.03 a 0.04. El coeficiente $\underline{\sigma}$, depende de las dimensiones geométricas de los conductos de agua de la turbina y en particular de las dimensiones de los canales del rotor.

Las turbinas de flujo axial que se caracterizan por tener altos valores de velocidades específicas; tienen los valores más altos de N_{11} y Q_{11} y entre las turbinas de reacción, muestran los mayores coeficientes de cavitación : $\underline{\sigma}$. La turbina Francis tiene bajos valores de N_{11} , Q_{11} y σ , en el rango de condiciones óptimas de operación.

Debemos distinguir varias series, entre las turbinas Kaplan, donde cada serie se caracteriza por tener un campo óptimo de aplicación, en este aspecto, las turbinas Francis son similares.

La altura máxima está limitada en cada serie por condiciones de operación de la turbina, libres de cavitación.

La turbina puede ser instalada en la planta con altos valores negativos de la altura de succión - logre obligar a realizar excavaciones profundas y por lo tanto a un incremento en el costo de la construcción.

Para encontrar la altura de succión : H_s , podemos utilizar la siguiente fórmula práctica :

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K_s \cdot \sigma \cdot H$$

donde : ∇ = nivel de aguas abajo con respecto - al nivel del mar, en m.

K_s = factor de seguridad del coeficiente de cavitación.

El factor de seguridad K_s se introduce en la fórmula para garantizar que no se produzca cavitación.

σ = coeficiente de cavitación, determinado en los ensayos del modelo.

Usualmente en turbinas grandes, σ es de un mayor valor que el correspondiente a su modelo.

Se recomienda que K_s tome valores entre : 1.1 - 2.0. Para completar la eliminación del peligro de cavitación, se puede tomar K_s por encima

Capítulo IV

BANCO DE ENSAYO! Y PLAN DE ENSAYO! EXPERIMENTALES

4.1, DESCRIPCION DEL BANCO DE ENSAYOS

El banco de ensayos es una unidad experimental que se encuentra ubicada en el Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulicas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la U.N.I.

El banco de ensayos consta de las siguientes partes:
(ver figura 6.5).

Electrobomba

Sistema de tuberías

Bomba-turbina

Tanque de carga y descarga

Regulador hidráulico de velocidad

Motor-generador de montaje pendular

Instrumentación

Tablero de control eléctrico

A continuación se va a describir sólo las partes más importantes del banco de ensayos.

4.1.1. Bomba-turbina

La bomba-turbina es una réplica de una típica turbina de reacción de baja velocidad específica, en voluta de eje horizontal.

Consta de distribuidor y caja de cojinetes.

El rotor es de tipo Francis, manufacturado en bronce, de tipo abierto, los alabes directores también son de bronce y pueden ser fácilmente variados por un mecanismo de anillo externo. La posición angular de los alabes directores puede ser leída sobre una escala provista en la máquina.

El rotor, los álabes directores y la salida del rotor son visibles en condiciones de operación a través de una cubierta de material transparente.

Esta cubierta transparente posee puntos de toma de presión que permite medir la variación radial de la presión en el rodete.

El rotor y los álabes directores están cubiertos - por una voluta de fierro fundido.

Los álabes directores están provistos con control manual, un indicador angular y un par de álabes exteriores de muestra, que indican la verdadera posición de los álabes directores dentro del distribuidor.

El eje es soportado sobre un par de cojinetes lubricados con grasa, uno de rodillos y el otro de bolas. El rotor está enchavetado y asegurado por medio de un perno de bronce.

Al otro lado del rotor, en el eje se encuentra un

tambor de freno fabricado de acero.

Durante el funcionamiento, el torque de salida es medido por medio del sistema faja-freno-dinamómetro, tipo resorte, estando el tambor diseñado para ser llenado con agua para propósitos de refrigeración.

La velocidad de rotación del eje, es indicado directamente en un tacómetro, accionado por medio de una faja.

La turbina está conectada por intermedio de un acoplamiento desenganchable al motor-generador, cuyo estator está soportado por un par de cojinetes de rodillos. Esta unidad puede ser usada como motor durante el ensayo como bomba y como un generador durante el ensayo como turbina.

4,1,2, Regulador hidráulico

Los álbes directores son controlados por medio de un regulador hidráulico de aceite, existiendo también la posibilidad de control manual cuando se requiere.

Este regulador es una unidad totalmente independiente, incluida su propia bomba de aceite y es accionada desde el eje principal por la turbina.

Este regulador incorpora los refinamientos y controles normalmente asociados con una unidad indus

trial de este tipo.

4.1.3. Tablero de control

Para la operación de la máquina como bomba o como turbina, se tiene un sistema eléctrico de control que está alojado en una cabina encerrada en paredes de acero laminado. Esta cabina incluye un banco de resistencias capaz de absorber continuamente la potencia total de salida de la turbina, bajo condiciones hidráulicas especificadas.

El panel también incluye voltámetro, amperímetro, switches, luces indicadoras, controles de velocidad y carga en forma de intervalos o finamente.

El sistema eléctrico también posee un rectificador de corriente, cuando se tiene corriente alterna, ya que el sistema trabaja con un voltaje de 220 V. a corriente continua.

4.1.4, Instrumentación

La instrumentación utilizada en el equipo, básicamente se ha utilizado para medir : la velocidad de rotación, la presión en la entrada y salida de la turbina, el flujo de agua y la fuerza de fricción en el freno.

4,1.4.1. Tacómetro

Se ha utilizado para medir la velocidad de rotación de la turbina.

El tacómetro posee una escala birotacional con las siguientes características :

Marca : SMITHS

Rango : 0-4000 r.p.m.

Aproximación: 50 r.p.m.

Este tacómetro se encuentra montado en la unidad, y está conectado al eje a través de una faja.

4.1.4.2. Manómetro

El equipo posee dos manómetros Bourdon, uno en la entrada (II) y el otro en la salida (I) de la turbina; las características de estos manómetros son :

MANOMETRO EN II

Marca : ARMFIELD

Rango : 0-56 m de agua

Aproximación: 1 m de agua

MANOMETRO EN I

Marca : ARMFIELD

Rango : 0-5 m de

Aproximación: 0.25 m^{agua} agua

Es bueno tener en cuenta que en el ensayo realizado, no se ha utilizado el manómetro de Bourdon en I, sino un manómetro de columna de agua por ser más sensible a pequeñas presiones.

4.1.4.3. Tobera

Originalmente el equipo estuvo equipado con un manómetro de columna, de un líquido (alcacene) que nos daba el flujo de agua directamente en litros por minuto.

Este manómetro se encontraba conectado a una tobera.

En el ensayo realizado se ha utilizado un manómetro con columna de Hg, ya que el "alcance" no se pudo preparar, ni mucho menos encontrar en el mercado.

La medición del flujo de agua se ha realizado - indirectamente, para esto debemos leer en el manómetro de columna, la altura de agua en mm de Hg, que indica la caída de presión en la tobera.

4.1.4.4. Dinamómetro

Se han utilizado dos dinamómetros de absorción para medir la fuerza de fricción que se produce en la volante del rotor, en contacto con una cinta alrededor de ella.

El fundamento teórico del freno de cinta es bien conocido. Es evidente que, conociendo la fuerza tangencial o de fricción, el diámetro de la volante y la velocidad de rotación, la potencia en el eje; queda determinada utilizando la fór.

mula conocida de potencia al eje o potencia al freno.

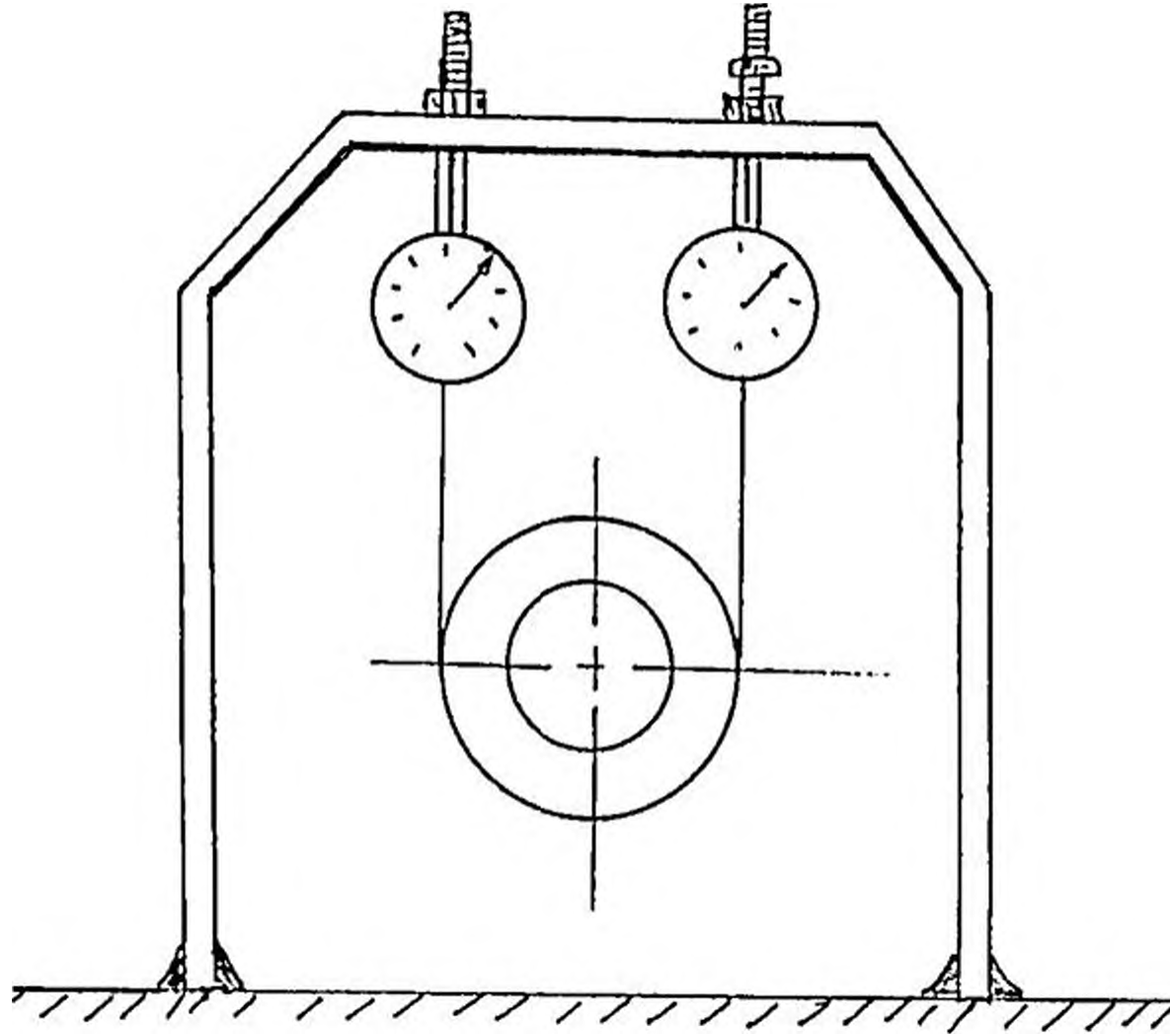


Figura 70 - Esquema del sistema de frenado de la volante de la turbina

Las características de los dinamómetros son los siguientes :

DINAMÓMETRO Nº 1

Marca : SALTER

Rango : 0-25 Kg

Aproximación: 100 g.

DINAMÓMETRO Nº 2

Marca : SALTER

Rango : 0-10 Kg

Aproximación: 50 g.

El circuito de ensayo consta además de la máquina a ensayar, los instrumentos de medida mencionados de una bomba centrífuga accionada por un motor de 15 HP y 25 m de altura que se opera, sólo cuando la máquina a ensayar funciona como turbina.

Las turbinas del circuito son de PVC reforzado para soportar altas presiones y evitar problemas de corrosión.

El circuito por ser cerrado, posee un tanque cilíndrico de gran capacidad con mira de nivel de vidrio. El plan de ensayos experimentales ha sido dividido en dos partes :

4.2. Ensayos preliminares

4.3. Ensayo de la bomba como turbina (ensayo principal),

4.2. ENSAYOS PRELIMINARES

Estos ensayos se refieren a aquellos realizados con la finalidad de preparar el equipo para la realización del ensayo principal.

Los ensayos preliminares comprenden básicamente lo siguiente :

4.2.1. Calibración de instrumentos

Los instrumentos que fueron calibrados son:

- a) tacómetro
- b) manómetro
- c) tobera
- d) dinamómetro

4-2.1.1. Calibración del tacómetro

El tacómetro del equipo cuyas características - se han dado en 4.1.4., fué calibrado usando un tacómetro digital, cuyas características son :

Digital Phototach
 Model 1893 (coiled cord)
 Model 1984 (straight cord)
 Power instruments, inc.

La tabla 4Q nos muestra el resultado de la calibración y el gráfico 71 nos muestra la curva de calibración correspondiente.

Tabla 4Q - Datos de calibración del tacómetro

r	LECTURA PATRON r . p . m.	LECTURA DEL INSTRUMENTO r . p . m.
i	128	100
2	396	370
3	850	850
4	1125	1125
5	1275	• 1280
6	1552	1560
7	1820	1850
8	2056	2060
9	2223	2240
10	2390	2400
11	2500	2500
12	2623	2600
13	2750	2750
14	2880	2850
15	3040	3040

4.2*1.2» Calibración del manómetro

El manómetro calibrado es el que se colocó en la entrada (II) de la turbina, las características de este manómetro están mostradas en 4.1.4. La calibración se realizó con el calibrador patrón de peso muerto del Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulicas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la U.N.I.

La tabla 4.9 nos muestra el resultado de la calibración y el gráfico 7.2. nos muestra la curva de calibración correspondiente.

Tabla 4.9 ~ Datos de calibración del manómetro colocado en la sección II de la turbina

Nº	LECTURA PATRON r.p.m.	LECTURA DEL INSTRUMENTO r.p.m.
1	2.0	3.51
2	5.8	7.02
3	9.5	10.54
4	12.8	14.05
5	16.0	17.56
6	20.0	21.08
7	23.5	21.60
8	27.5	28.10
9	30.5	31.62
10	35.0	35.13
11	38.5	38.65
12	42.0	42.16
13	46.0	45.67
14	49.5	49.19
15	52.5	52.70

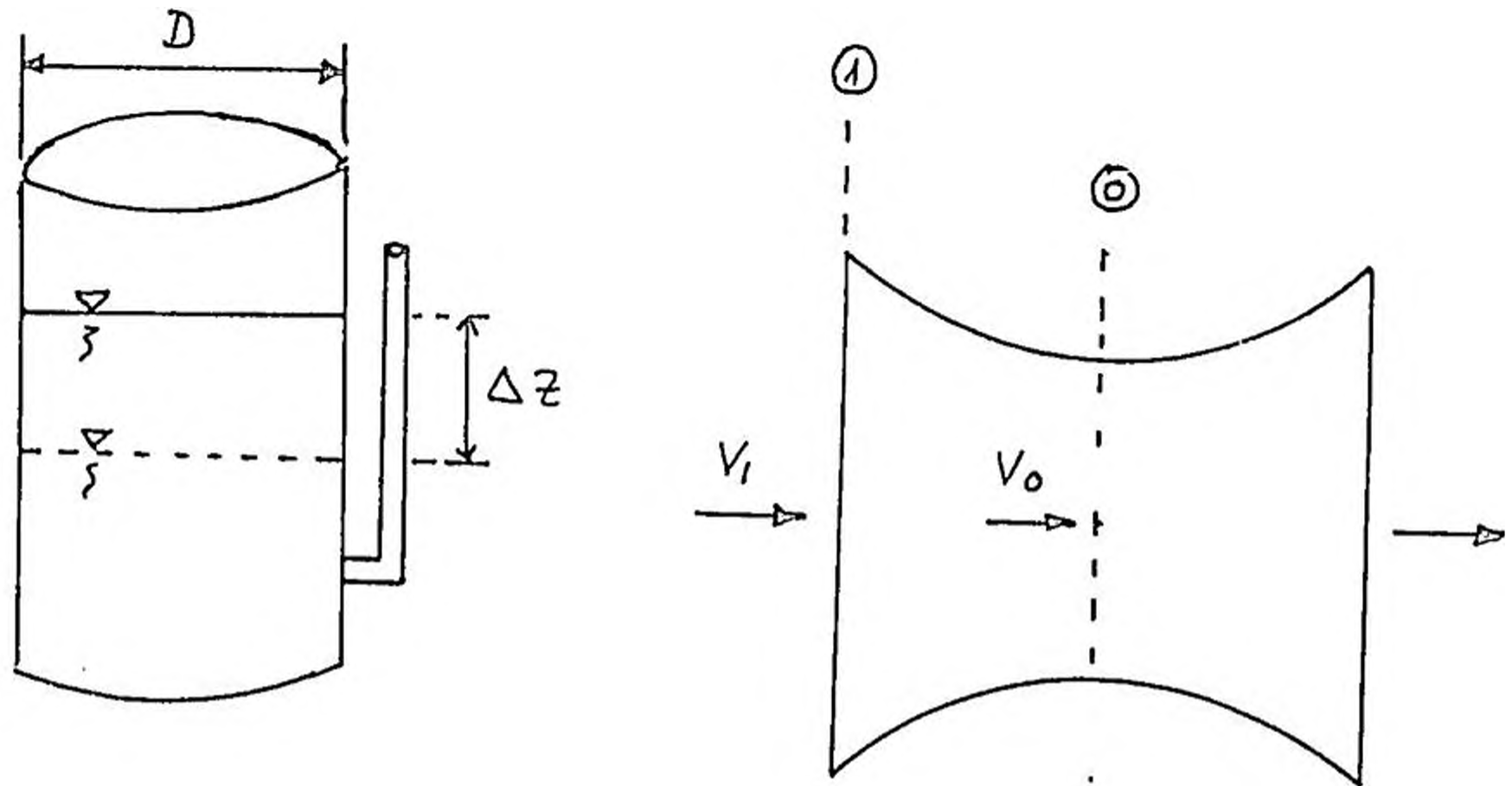
4-2.1.3. Calibración de la tobera

Se ha mencionado en 4.1.4, en la parte correspondiente a la medición del flujo de agua, que se tuvo que instalar un manómetro en "U" con mercurio con el que se midió una caída de presión en la tobera en mm de Hg, y usando la fórmula (A) se calculó el caudal en m^3/s .

Para encontrar la constante de la fórmula (A) se empleó el siguiente procedimiento de ensayo :

- a) Se desconectó la brida de entrada en la turbina y girando la tubería se logró que la descarga de agua, proveniente del tanque, de suministro a través de la bomba (B) sea a la atmosfera, (ver foto) la que se recogió en un cilindro de suficiente volumen.
- b) En el tanque de suministro (que consta de un tubo visor de plástico para ver el nivel de agua) se midió para una abertura de la válvula de regulación de caudal, la disminución del nivel, para un determinado tiempo "t".
- c) Se midió la caída de presión "h" en el manómetro en "U" instalado en la tobera (en mm de Hg) con lo que se evaluó el caudal teórico : "Q»
- d) Se midió el volumen de agua descargado en el cilindro, con lo que se evalúa el caudal real " Q_R ".*

- e) Los pasos b) y c) se repitieron para diferentes posiciones de la válvula de regulación de caudal .



$$D = 1.07 \text{ m}$$

$$D_o = 85.6 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \Delta Z$$

$$D_1 = 103.3 \text{ mm}$$

$$Q_R = \frac{V}{t}$$

Figura 73 - Esquema del cilindro de suministro de agua y de la tobera

Tabla 20 - Datos tomados para la calibración de la tobera

Nº	AZ m	h cm Hg	t s	V m ³
1	0.15	0.8	24.3	0.1349
2	0.15	1.2	19.5	0.1349
3	0.15	1.7	19.9	0.1349
4	0.15	3.6	10.2	0.1349
5	0.15	3.1	10.9	0.1349
6	0.15	3.0	10.7	0.1349
7	0.15	5.0	8.7	0.1349
8	0.15	4.5	8.9	0.1349
9	0.15	6.2	7.7	0.1349
10	0.15	7.0	7.5	0.1349
11	0.15	8.0	6.9	0.1349
12	0.20	9.0	8.4	0.1798
13	0.20	11.8	7.9	0.1798
14	0.20	12.6	7.2	0.1798
15	0.20	13.8	7.1	0.1798
16	0.20	15.8	6.6	0.1798
17	0.20	17.3	6.4	0.1798
18	0.10	19.5	3.0	0.0899
19	0.20	20.5	5.8	0.1798
20	0.30	21.5	8.3	0.2679
21	0.30	22.8	8.0	0.2679

Sabemos, que para un elemento medidor de flujo, - tal como la tobera, la fórmula que nos da la velocidad en la sección angosta es :

$$V_o = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_o}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}} \quad (1)$$

El caudal teórico es :

$$Q_T = A_o \cdot V_o = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_o}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}}$$

El caudal real es :

$$Q_R = C \cdot Q_T = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_o}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}} \quad (2)$$

siendo C = coeficiente de descarga

el coeficiente de flujo : $K = C \cdot M$.

donde M = factor de aproximación :

$$M = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_o}{A_1}\right)^2}}$$

Entonces :

$$K = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_o}{A_1}\right)^2}}$$

En (2) :

$$Q_R = K \cdot A_o \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}}$$

$$\text{de donde : } K = \frac{Q_R}{A_o \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}}} \quad (3)$$

debemos tener en cuenta :

$$\text{a) } h_{\text{agua}} = \left(\frac{\gamma_{\text{Hg}}}{\gamma_{\text{agua}}} - 1 \right) \cdot h_{\text{Hg}}$$

es decir :

$$h_{\text{agua}} = 12.6 h_{\text{Hg}}$$

$$\text{b) } A_o = \frac{\pi}{4} \cdot D_o^2$$

$$A_o = \frac{\pi}{4} (0.0856)^2 = 0.00575 \text{ m}^2$$

Reemplazando en (3) :

$$K = 11.0607 \cdot \frac{Q_R}{\sqrt{h_{\text{Hg}}}} \quad (4)$$

$$\text{donde : } Q_R = \text{m}^3/\text{s} \quad ; \quad h_{\text{Hg}} = \text{m}$$

Debemos construir un gráfico $K = f(R_e)$, donde :

R_e = número de Reynolds.

$$\text{Siendo : } R_e = \frac{V_o \cdot D_o}{\nu}$$

donde : ν = viscosidad cinemática

Como la viscosidad cinemática es función de la temperatura del agua, se trató de mantener el agua del tanque de suministro a una temperatura casi constante, para lo cual se realizó la circulación de agua fresca al tanque en el mismo caudal que se

le extrajo por el fondo, lográndose mantener una temperatura constante de aproximadamente 20°C.

A continuación se muestra la tabla de resultados que nos da los valores del número de Reynolds " R_e " y de la constante "K".

Tabla 21 - Resultados que muestra el número de Reynolds y el coeficiente de flujo "K"

N°	Q_R m^3/s	V_o m/s	$R_e \times 10^{-5}$	K
1	0.00555	1.9332	1.6809	0.6867
2	0.00692	2.3676	2.0573	0.6990
3	0.00905	2.8180	2.4489	0.7680
4	0.01322	4.1009	3.5638	0.7707
5	0.01237	3.8055	3.3071	0.7771
6	0.01260	3.7436	3.2533	0.8045
7	0.01550	4.8330	4.2000	0.7637
8	0.01515	4.5850	3.9845	0.7900
9	0.01752	5.3817	4.6769	0.7784
10	0.01795	5.7184	4.9695	0.7505
11	0.01955	6.1132	5.3126	0.7645
12	0.02119	6.4841	5.6350	0.7813
13	0.02253	7.4245	6.4521	0.7255
14	0.02472	7.6721	6.6673	0.7704
15	0.02506	7.8228	6.7983	0.7658
16	0.02697	8.5913	7.4662	0.7505
17	0.02781	8.9898	7.8124	0.7400
18	0.02997	9.5443	8.2943	0.7507
19	0.03100	9.7860	8.5044	0.7573
20	0.03250	10.0220	8.7094	0.7752
21	0.03371	10.3204	8.9688	0.7810

El gráfico 74 nos muestra la relación :

$K = f(R_e)$, de donde observamos que para el intervalo de valores del número de Reynolds, comprendido entre 3.5×10^5 y 9.1×10^5 , el valor de "K" - permanece casi constante e igual a 0.76, en consecuencia de la ecuación (4), obtenemos :

$$Q_R = \frac{0.76}{11.0607} \sqrt{h_{Hg}}$$

donde : $h_{Hg} = m.Hg$; ó

$$Q_R = 2.1728 \times 10^{-3} \sqrt{h_{Hg}} \quad (A)$$

donde : $h_{Hg} = mm.Hg$

Esta ecuación es la que nos va a servir para calcular el caudal que pasa por la turbomáquina.

4.2.1.4. Calibración de los dinamómetros

Los dinamómetros utilizados para medir la fuerza de fricción en la volante del freno de la turbina, cuyas características se han dado en 4.1.4, fueron calibrados tomando como patrón el dinamómetro del equipo de ensayo del motor "Ricardo" del Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulicas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la U.N.I. - las características de este dinamómetro son :

Marca : WAYMASTER
 Rango : 0-5 Kg
 Aproximación: 50 gr.

El resultado de la calibración se muestra en la tabla 22, el gráfico 75 nos muestra la curva de calibración correspondiente.

Tabla 22 - Datos de calibración de los dinamómetros

Lectura Patrón Kg	Lectura del manómetro Kg	
	Dinamómetro N° 1	Dinamómetro N° 2
1	0.95	0.98
1.5	1.51	1.50
2.0	1.98	2.00
2.5	2.50	2.51
3.0	3.08	3.05
3.5	3.51	3.49
4.0	4.05	3.98
4.5	4.51	4.50
5.0	5.0	5.02

4.3. ENSAYO DE LA BOMBA COMO TURBINA (Ensayo principal)

Debemos tener en cuenta que la naturaleza del ensayo a efectuarse en una turbomáquina, dependerá del propósito que se persigue. En un sentido general éstos se pueden describir de la siguiente manera :

- a) Encontrar resultados Para condiciones particulares especificadas

Esta es usualmente una prueba de aceptación para ver si se han llenado ciertas garantías.

- b) Encontrar las mejores condiciones de operación
Una prueba de esta naturaleza mostrará cual, es la mejor alternativa de operación para una turbina dada.

- c) Determinar principios generales de operación

Esta prueba es similar a la anterior, excepto que es más completa, cubre un gran rango de velocidades de rotación de la turbina, usando diferentes aberturas de los álabes directores,

el ensayo permite conocer mejor a la turbina y también puede ser usada para verificar la teoría.

d) Estudiar pérdidas

Esta prueba podría ser similar a la precedente, excepto que deben tomarse lecturas adicionales en diversos puntos sobre velocidades, presiones, etc.

Esta prueba es de mucho interés para el diseñador.

El presente trabajo de ensayo de la bomba trabajando como turbina, tiene las características de la modalidad enunciada en c).

4.3.1. Modalidad del ensayo y procedimiento

El equipo descrito en 4.1 se puede utilizar para realizar el ensayo de la unidad, operando como turbina, según las modalidades siguientes :

- a) Ensayo con regulador y generador
- b) Ensayo sin regulador y con generador
- c) Ensayo sin regulador y sin generador

La modalidad de ensayo utilizada corresponde a la mencionada en c).

4.3.1.1, Ensayo sin regulador y sin generador

Antes del ensayo se debe chequear que :

- a) El regulador este desenganchado del sistema de regulación de los alabes directores, y éstos estén colocados y asegurados en la posición deseada .
- b) La válvula by-pass y la válvula reguladora de flujo en la bomba de servicio, estén cerradas.
- c) El acoplamiento al generador debe estar desenganchado (sacar la cadena del acople), esto asegura el ensayo sin funcionamiento del generador.
- d) El tambor de freno este lleno de agua y listo para usarse. Durante el ensayo debe añadirse agua continuamente, para disipar el calor) generado por la fricción de la faja del freno en la volante.
- e) Asegurarse que la banda del freno este fijada en los dinamómetros.

4.3,1,1,1, Arranque de la turbina

Para poner en funcionamiento la turbina con propósito de ensayo, debemos tener en cuenta la siguiente secuencia :

- a) Arrancar la electrobomba de servicio
- b) Abrir la válvula reguladora de flujo y controlar la velocidad de rotación (que debe permanecer constante para una abertura de los alabes directores) con el freno de la volante, operan-

do los tornillos de ajuste.

- c) Purgar el aire existente en el circuito de la instalación.
- d) Iniciar el ensayo.

4.4. PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

El ensayo de la bomba trabajando como turbina, se ha realizado operando la turbina a diferentes velocidades de rotación, y para cada velocidad, se han hecho variaciones en la abertura de los alabes directores.

El procedimiento de ensayo es como sigue :

- a) Fijar una velocidad de rotación de la turbina , la que debe permanecer constante para las diferentes posiciones de los alabes directores. Para poder mantener constante esta velocidad, debemos controlar el ajuste de la faja del freno en la volante, ésto se logra operando los tornillos de ajustes incorporados en los dinamómetros.
- b) Fijar una posición de los alabes directores (el equipo de ensayo está preparado para indicar esta posición en grados sexagesimales). Hay un rango de variación de 0o a 35°.
- c) Abrir la válvula reguladora de caudal hasta que se alcance la velocidad fijada en a), y si es necesario operar los tornillos de ajuste del

freno en la volante.

- d) Estabilizada la velocidad en un tiempo de aproximadamente 3 minutos, leer los datos de :

$$F_1, F_2, \frac{P_{II}}{\gamma}, \frac{P_I}{\gamma}, h_{Hg}.$$

- e) Variar la posición de la válvula reguladora de caudal y repetir c) y d).

Tomar el máximo de puntos de ensayo, con respecto a la posición de la válvula reguladora de caudal, y más que nada, tener en cuenta la capacidad de los tornillos de ajuste de los dinamómetros del freno.

Muchas veces el freno ya no se puede seguir ajustando, lo que lleva a obtener pocos puntos de ensayo.

- f) Cambiar la posición de los álabes directores y repetir desde c) hasta e). La velocidad se mantiene constante.
- g) Cambiar la velocidad de rotación y repetir el procedimiento desde a) hasta f).

4.5. HOJA DE DATOS EXPERIMENTALES

De la página 206 a la página 220, se muestran los datos obtenidos en el ensayo, según el procedimiento ya explicado.

En estas tablas se muestran los siguientes datos:

- a) Las fuerzas en los dinamómetros: F^x y F^y en Kg.
- b) La altura en el manómetro diferencial correspondiente a la tobera para calcular el caudal;
 h en mm Hg.
- c) Las presiones en los manómetros de entrada y salida de la turbina: H_{1j} en m de agua y H_{2j} en mm de Hg.

Cada cuadro corresponde a una velocidad de rotación y una posición constante de la abertura de los alabes directrices.

Abertura de los alabes directrices: 50° Velocidad de rotacion: 1800 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 73°F Ambientales: T.B.H. 67°F P.atm. 754.8mmHg		Cuadro: N° 01 Fecha: 04/12/89	
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m.H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.12	0.50	6	6	21
2	0.30	1.00	8	8	18
3	0.25	1.80	14	10	18
4	0.25	2.50	17	12	16
5	0.18	2.85	18	14	17
6	0.20	3.60	23	16	14
7	0.30	4.10	26	18	10
8	0.21	4.85	28	20	-2
9	0.28	5.35	30	22	-4
10	0.30	5.85	33	23	-3

Abertura de los alabes directrices: 10° Velocidad de rotacion: 1800 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 73°F Ambientales: T.B.H. 67°F P.atm. 754.8mmHg		Cuadro: N° 02 Fecha: 04/12/89	
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m.H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.25	1.90	23	4	-19
2	0.30	2.90	30	6	10
3	0.43	4.80	34	8	3
4	0.50	5.50	46	10	4
5	0.65	7.00	52	12	5
6	0.70	7.80	54	14	6
7	0.90	9.10	67	16	8
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 5° Velocidad de rotación: 2000 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 73°F Ambientales: T.B.H. 67°F P.atm. 754.8mmHg		Cuadro: Nº 83 Fecha: 04/12/89	
Nº	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.10	0.50	9	8	29
2	0.11	1.15	12	10	27
3	0.10	1.17	14	12	26
4	0.10	2.20	17	14	30
5	0.05	3.00	20	16	23
6	0.06	3.60	23	18	22
7	0.12	4.40	27	20	20
8	0.30	5.20	30	22	15
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 10° Velocidad de rotación: 2000 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 70°F Ambientales: T.B.H. 66°F P.atm. 754.8mmHg		Cuadro: Nº 84 Fecha: 05/12/89	
Nº	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.08	0.60	16	2	36
2	0.10	1.38	23	4	29
3	0.10	2.20	28	6	27
4	0.17	3.30	33	8	19
5	0.30	4.60	42	10	9
6	0.50	5.80	50	12	3
7	0.85	6.90	52	14	3
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 15° Velocidad de rotacion: 2400 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 73°F Ambientales: T.B.H. 66°F P.atm. 754.8 mmHg		Cuadro: N° 05 Fecha: 05/12/89	
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.05	0.45	18	2	34
2	0.08	1.00	27	4	31
3	0.10	2.60	39	6	25
4	0.30	4.00	48	8	17
5	0.80	6.20	65	10	13
6	1.20	7.60	69	12	13
7					
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 5° Velocidad de rotacion: 2200 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 70°F Ambientales: T.B.H. 66°F P.atm. 754.8 mmHg		Cuadro: N° 06 Fecha: 05/12/89	
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.10	0.50	9	8	36
2	0.06	1.10	13	10	38
3	0.05	1.70	16	12	32
4	0.03	2.00	17	14	32
5	0.01	2.60	20	16	34
6	0.05	3.20	22	18	35
7	0.15	4.00	27	20	33
8	0.35	4.60	28	22	32
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 18° Velocidad de rotación: 2200 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 70°F Ambientales: T.B.H. 66°F P.atm. 754.8 mmHg		Cuadro: N° 87 Fecha: 05/12/89	
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.16	0.90	20	4	41
2	0.20	1.60	25	6	44
3	0.28	2.50	29	8	35
4	0.25	3.60	39	10	26
5	0.35	4.60	44	12	18
6	0.65	5.70	50	14	13
7	1.00	7.80	61	16	5
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 15° Velocidad de rotación: 2200 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 76°F Ambientales: T.B.H. 69°F P.atm. 751.1 mmHg		Cuadro: N° 88 Fecha: 06/12/89	
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.60	0.90	32	4	39
2	0.20	1.80	34	6	37
3	0.20	3.20	44	8	32
4	0.45	4.70	57	10	22
5	1.00	6.25	63	12	15
6					
7					
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 10° Velocidad de rotacion: 2200 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 70°F Ambientales: T.B.H. 66°F P.atm. 754.8 mmHg		Cuadro: N° 87 Fecha: 05/12/89	
N°	P ₁ Kg	P ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m.H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.16	0.90	20	4	41
2	0.20	1.60	25	6	44
3	0.28	2.50	29	8	35
4	0.25	3.60	39	10	26
5	0.35	4.60	44	12	18
6	0.65	5.70	50	14	13
7	1.00	7.20	61	16	5
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 15° Velocidad de rotacion: 2200 R.P.M.		Condiciones T.B.S. 76°F Ambientales: T.B.H. 69°F P.atm. 751.1 mmHg		Cuadro: N° 88 Fecha: 06/12/89	
N°	P ₁ Kg	P ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m.H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.00	0.90	32	4	39
2	0.20	1.80	34	6	37
3	0.20	3.20	44	8	32
4	0.45	4.70	57	10	22
5	1.00	6.25	63	12	15
6					
7					
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 5° Velocidad de rotacion: 2500 R.P.M.		Condiciones T.D.S. 76°F Ambientales: T.D.H. 69°F P.atm. 751.1mmHg			Cuadro: N° 09 Fecha: 06/12/89
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.00	0.20	8	9	44
2	0.12	0.40	9	10	48
3	0.10	0.75	11	12	52
4	0.04	1.30	15	14	53
5	0.00	1.80	18	16	46
6	0.00	2.40	21	18	44
7					
8					
9					
10					

Abertura de los alabes directrices: 10° Velocidad de rotacion: 2500 R.P.M.		Condiciones T.D.S. 76°F Ambientales: T.D.H. 69°F P.atm. 751.1mmHg			Cuadro: N° 10 Fecha: 06/12/89
N°	F ₁ Kg	F ₂ Kg	h mmHg	H ₁₁ m. H ₂ O	H ₁ mmHg
1	0.10	0.35	19	6	46
2	0.11	1.25	28	8	55
3	0.14	2.40	33	10	49
4	0.21	3.30	40	12	51
5	0.45	4.40	47	14	46
6	0.50	5.80	53	16	32
7	1.15	6.90	58	18	26
8					
9					
10					

CAPÍTULO V

5. EVALUACION DE RESULTADOS

5.1. FORMULAS EMPLEADAS

Se van a utilizar las fórmulas correspondientes a las turbomáquinas, para el cálculo de :

- a) Potencia al eje
- b) Caudal
- c) Altura útil
- d) Potencia hidráulica
- e) Eficiencia de la turbina
- f) Cifra de caudal
- g) Cifra de presión

5.1.1. Cálculo de la potencia al freno

La potencia al freno se puede calcular, mediante la fórmula :

$$P = T \times W \quad (1)$$

donde : T = torque en el eje

W = velocidad angular

También sabemos :

$$T = (F_1 - F_2) \cdot \left(\frac{D_V + E}{2} \right)$$

siendo : F_1 y F_2 = lectura de las fuerzas en los dinamómetros.

D_V = diámetro de la volante del freno

E = espesor de la faja del freno

Por diseño :

$$\frac{D_V + E}{2} = 6 \text{ pulgadas}$$

Reemplazando en (1) y teniendo en cuenta las unidades, se obtiene :

$$P = 20.99 \times 10^{-5} \cdot (F_1 - F_2) \cdot N \quad (\text{H.P.})$$

donde : N = velocidad de rotación del rotor en r.p.m.

F_1, F_2 = lectura de la fuerza en los dinamómetros en Kg.

5.1.2. Cálculo del caudal

Hemos visto en 4.2.1.3. que la medición del caudal se realizó utilizando una tobera calibrada previamente, lo que nos llevó a la obtención de la fórmula siguiente para calcular el caudal :

$$Q = 2.1728 \times 10^{-3} \sqrt{h_{Hg}} \text{ m}^3/\text{s}$$

donde : h_{Hg} se mide en mm.Hg.

5.1.3. Cálculo de la altura útil

Sabemos que en una turbomáquina, como la mostrada en la figura 76, la altura útil se puede calcu -

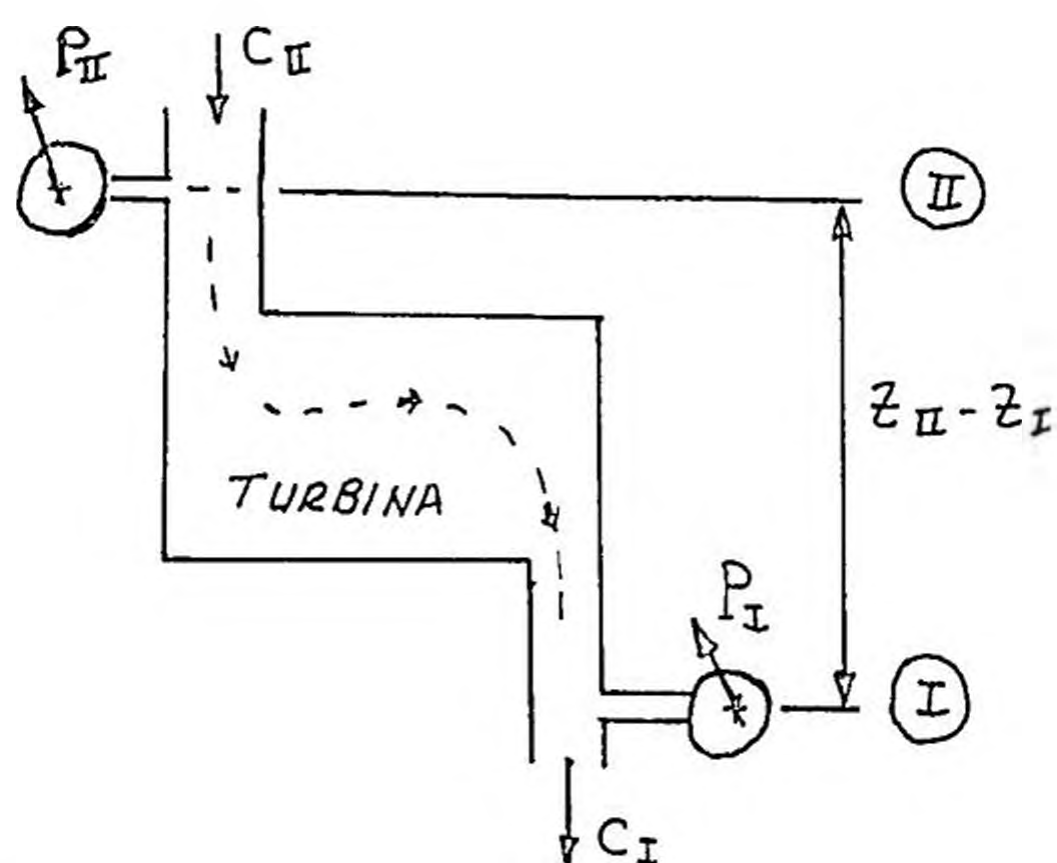


FIGURA 76-

lar utilizando la expresión general para flujo incompresible :

$$H = \frac{P_{II} - P_I}{\gamma} + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2g} + Z_{II} - Z_I$$

En la instalación se tiene que los ductos II y I son del mismo diámetro, luego : $C_{II} = C_I$, también por ubicación de los manómetros en II y I, se tiene que : $Z_{II} - Z_I = 0.25$ m.

Entonces se tiene :

$$H = \frac{P_{II} - P_I}{\gamma} + 0.25 ; \quad \text{ó}$$

$$H = \frac{P_{II}}{\gamma} - \frac{P_I}{\gamma} + 0.25$$

haciendo que : $\frac{P_{II}}{\gamma} = H_{II}$, $\frac{P_I}{\gamma} = H_I$

se tiene :

$$H = H_{II} - H_I + 0.25$$

donde H_{II} y H_I se leen directamente en los manómetros colocados en II y I en m. de agua.

5.1.4. Cálculo de la potencia hidráulica

La potencia hidráulica, puede ser calculada utilizando la expresión general siguiente :

$$P_H = \frac{\gamma Q H}{102}$$

donde γ = peso específico del agua e igual a 1000 Kg/m^3

Q = caudal en m^3/s

H = altura útil en m.

5.1.5. Cálculo de la eficiencia de la turbina

La eficiencia total de la turbina, puede ser calculada, teniendo en cuenta, la potencia al freno y la potencia hidráulica, mediante la siguiente relación :

$$\eta = \frac{P}{P_H}$$

5.1.6. Cálculo de la cifra de caudal

La cifra de caudal, como número característico de una turbomáquina, se puede calcular usando la siguiente expresión :

$$\psi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot U_2}$$

donde : $Q =$ caudal, en m^3/s

$D_2 =$ diámetro exterior del rotor, en m

$U_2 =$ velocidad tangencial del rotor, en
m/s

5.1.7. Cálculo de la cifra de presión

La cifra de presión también es un número característico de una turbomáquina, que se puede calcular, usando la siguiente expresión :

$$\psi = \frac{2 g H}{U_2^2}$$

donde : $g =$ aceleración de la gravedad, en m/s^2

$H =$ altura útil, en m

$U_2 =$ velocidad tangencial del rotor, en
m/s

también es útil, partiendo de la cifra de presión, determinar el valor del coeficiente de velocidad tangencial (K_u) a menudo usado para fines de diseño de turbinas.

$$K_u = \frac{1}{\sqrt{\psi}} = \frac{U_2}{\sqrt{2 g H}}$$

5.2. RESULTADOS

Los resultados comprenden la obtención de tablas y gráficos, para lo cual se ha confeccionado un programa en BASIC, en una microcomputadora marca OKI, perteneciente al Instituto de Investigación - de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la U.N.I., la misma que nos ha proporcionado las tablas y gráficos que aparecen en las siguientes hojas.

5,2,1, Curvas de ensayo a velocidad de rotación constante y abertura de los álabes del difusor constante (curvas Individuales),

Desde la página 227 a la página 255 se muestran las curvas correspondientes a : H-Q, P-Q y n-Q. Donde se ha mantenido la velocidad y la abertura de los álabes directrices constante.

Asimismo se muestra una tabla de resultados numéricos, correspondiente a los diferentes parámetros que se han calculado.

La primera página corresponde a una velocidad de 1000 r.p.m. y 50 de abertura de los álabes directrices; y la última corresponde a una velocidad de 3000 r.p.m. y una abertura de 35°.

A estas curvas se le ha denominado : curvas individuales .

5*2.2* Curvas de ensayo a velocidad de rotación constante y abertura variable de los alabes del difusor (curvas en familia)*

Desde la página 257 a la página 262, se muestran las curvas correspondientes a : H-Q, P-Q y n-Q, a estas curvas se les está llamando : curvas en familia.

Para una misma velocidad y diferentes ángulos de posición de los álabes directrices :

La primera velocidad es de 1800 r.p.m. con la que hemos logrado dos posiciones de los álabes directrices : 5° y 10°.

La ultima velocidad es de 3000 r.p.m. con la que hemos logrado las posiciones siguientes de los álabes directrices : 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° y 35°.

Observaciones y Conclusiones

Siendo el presente trabajo de carácter experimental, las conclusiones están referidas a los resultados obtenidos en el ensayo :

1. De las curvas individuales obtenidas, se observa que la tendencia de ellas, es la esperada, de acuerdo a la concepción teórica explicada en el capítulo II. Tomando como ejemplo el caso correspondiente a una velocidad de rotación de 2500 r.p.m. y 10° de abertura de los álabes directrices, podemos observar que para la máxima eficiencia, que es de 80%, le corresponde un caudal de 15 lt/s y una altura de 15 metros aproximadamente. Este punto, en la curva H-Q (figura A) es un punto tangente a una recta que corta al eje Q en $Q = 8$ lt/s. En las curvas P-Q y n-Q; para $Q = 8$ lt/s; corresponde al punto donde comienzan las curvas de potencia y eficiencia, respectivamente.
2. Con respecto a las curvas en familia, también se han obtenido curvas cuyas tendencias se encuentran dentro de lo esperado, es decir, conforme aumenta la abertura de los álabes directrices, estas curvas tienden a correrse hacia la derecha.

Tomando como ejemplo el caso correspondiente al ensayo a una velocidad de 2500 r.p.m., se han obtenido curvas para 6 diferentes posiciones de los alabes directrices : 10° , 15° , 20° , 25° , 30° y 35° ?

Si tomamos los puntos correspondientes a las máximas eficiencias para cada posición de los alabes directrices; estos puntos, pertenecen a una curva contenida en la familia de curvas de H-Q.

No se ha podido obtener el diagrama topográfico (curva de conchoide), debido a que la unidad no se ha ensayado bajo las condiciones clásicas de ensayo de turbinas; es decir : manteniendo la altura de trabajo constante y para una posición de los álabes directrices; variar la velocidad de rotación; obteniendo curvas, tales como : n-N, P-N, con las que si se pueden obtener fácilmente el diagrama topográfico.

Por esto sugiero que para complementar el presente trabajo, se realice el ensayo de la unidad, bajo las condiciones arriba anotadas y obtener fácilmente el diagrama topográfico.

El presente trabajo puede ser tomado como base para efectuar en el mismo banco de ensayos, la prueba correspondiente al funcionamiento de la unidad como bomba-turbina, con lo cual se podría implementar, desde el punto de vista académico, un tipo de ensa-

yo de la unidad bomba-turbina, lo cual sería complementario y beneficioso para la formación de los alumnos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

5". Se observa que en el gráfico H-Q, de la página 26/, para la abertura de los alabes de 25° y 30° , existe un punto común, lo que no debería suceder, esto se debe posiblemente a que algunos datos no se han tomado bien, y que para ese caudal y 30° de abertura de los álabes, existen muchas pérdidas por choque.

Por todo lo anteriormente expuesto, se concluye que los objetivos del presente trabajo, han sido alcanzados en forma satisfactoria.

Bibliografía

- Hupping, Stoner, C., "Como usar las fuentes de energía natural", Diana, Mexico, 1978.
2. Secado Solar, "Memorias del II Seminario de Secado Solar", I.G.I., Cuzco, 1987.
3. Núñez, M y Castillo, R , "Monografía Nacional", M E.M, Lima , 1986 .
4. Primer Simposium Nacional, "La Energía y sus perspectivas ", M.E.M., Lima, 1979.
5. G.V. Victorov, "Guidelines for the application of small hydraulic turbines", O.N.U.D.I.
- 6 . Experiencia china en la esfera de las minicentrales hidroeléctricas", O.N.U.D.I., 1984
7. Nozaki , T. , "Datos para la elaboración de proyectos de pequeñas y medianas centrales hidroeléctricas destinadas a la electrificación rural", JICA, 1981.
- 8 . Buse, F., "Using centrifugal pumps as hydraulic turbines", Chemical Engineering, 1981.
9. Monition, L., Lenir, M, "Les Merocentrales Hydroelectriques", 1981.
10. OLADE, "Estandarización y selección de turbinas para pequeñas centrales hidroeléctricas", 1981.
11. Kittredge, C., "Centrifugal pumps used as hydraulic turbines", Transactions of the ASME, 1961.
- 12 Coz, A.F., "Caso de las energías no convencionales - en el Perú", Forum U.N.I., 1985.
13. Ohkawara, H., "Geothermal Power round the World", M P.S., 1986.

Problemática del desarrollo de la tecnología de microcentrales hidroeléctricas y su contribución a la electrificación rural", ITINTEC, 1979.

"Requerimientos y metodologías para la implementación masiva de P.C.H. en Latinoamérica", OLADE, 1980.

"El desarrollo de P.C.H. en Latinoamérica y el Caribe", OLADE, 1980.

"Situación y perspectivas de la tecnología y equipamiento para P.C.H. en Latinoamérica", OLADE, 1980.

Quantz, L., "Motores Hidráulicos", Gustavo Gili S.A.
• Barcelona, 1953.