

**UCLV**  
Universidad Central  
"Marta Abreu" de Las Villas



**FIMI**  
Facultad de  
Ingeniería Mecánica  
e Industrial

## TRABAJO DE DIPLOMA

**Título:** Procedimientos metodológicos para la selección de bombas trabajando como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala.

Autor: Cristhian Ramón Leiva Moya.

Tutor: Dr.C Félix Santos García

Curso: 2017 – 2018.

Año 60 de la Revolución.

Este documento es Propiedad Patrimonial de la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, y se encuentra depositado en los fondos de la Biblioteca Universitaria “Chiqui Gómez Lubian” subordinada a la Dirección de Información Científico Técnica de la mencionada casa de altos estudios.

Se autoriza su utilización bajo la licencia siguiente:

**Atribución- No Comercial- Compartir Igual**



Para cualquier información contacte con:

Dirección de Información Científico Técnica. Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas. Carretera a Camajuaní. Km 5½. Santa Clara. Villa Clara. Cuba. CP. 54 830.

Teléfonos.: +53 01 42281503-1419

## **Resumen**

El presente trabajo está enmarcado en el programa de desarrollo de las fuentes renovables de energía en Cuba, específicamente en el programa de desarrollo de la hidroenergía. Este programa tiene previsto el desarrollo de infraestructura para la generación aislada con tecnologías de bajo costo. Con relación a este tema en específico se aborda la temática de las bombas funcionando como turbinas, mostrando las ventajas y desventajas que tienen.

En el trabajo se logra demostrar que las bombas centrífugas funcionando como turbinas son una de las alternativas viables para generar y recuperar energía a través de esquemas de microhidrogeneración y la necesidad de explorar esta área más profundamente para aprovechar las ventajas de esta tecnología para el desarrollo sostenible.

Para resolver las limitantes que presentan los métodos de selección de bombas funcionando como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala se elabora un procedimiento metodológico para la selección de bombas funcionando como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala.

Con vistas a la validación de método propuesto se realiza la selección de una bomba para ser usada como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala en el municipio de Manicaragua Villa Clara.

### **Palabras Claves,**

Bombas trabajando como turbinas, curvas características, generación hidroeléctrica, pequeña escala, selección.

## **Abstract**

This work is framed in the program of development of renewable energy sources in Cuba, specifically in the program of development of hydropower. This program plans to develop infrastructure for isolated generation with low-cost technologies. In relation to this specific issue, the theme of pumps operating as turbines is discussed, showing the advantages and disadvantages they have.

The work shows that centrifugal pumps operating as turbines are one of the viable alternatives to generate and recover energy through microhydrogeneration schemes and the need to explore this area more deeply to take advantage of this technology for sustainable development.

To solve the limitations presented by the methods of selection of pumps operating as turbines for small-scale hydroelectric generation, a methodological procedure is elaborated for the selection of pumps operating as turbines for small-scale hydroelectric generation.

With a view to the validation of the proposed method, a pump is selected to be used as turbines for small-scale hydroelectric generation in the municipality of Manicaragua Villa Clara.

## **Keywords,**

Pumps as turbines, performance, hydroelectric generation, small scale, selection.

## ÍNDICE

<u>INTRODUCCION.....</u>	<u>11</u>
<u>Objetivo General:.....</u>	<u>13</u>
<u>Objetivos específicos:.....</u>	<u>13</u>
<u>Hipótesis.....</u>	<u>13</u>
<u>CAPÍTULO I: GENERALIDADES SOBRE MÁQUINAS DE FLUJO. BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS.....</u>	<u>14</u>
1.1. Inversión de flujo de agua en las bombas centrifugas para ser usadas como turbinas.....	14
1.2. Ventajas y desventajas de las Bombas Funcionando como Turbinas (BFT) .....	15
1.2.1 Ventajas de las Bombas Funcionando como Turbinas (BFT). .....	16
1.2.2 Desventajas de las Bombas Funcionando como Turbinas (BFT).....	16
1.3 Ecuación de Euler aplicada a bombas funcionando como turbinas. ....	17
1.3.1. Geometría de la bomba.....	18
1.3.2 Perdidas Hidráulicas.....	20
1.4 Obtención de la curva de funcionamiento.....	22
1.4.1 Curva ideal de una bomba funcionando como turbina (BFT) .....	23
1.4.2. Influencia de alguno del álabe a la salida $\beta_2$ .....	24
1.4.3. Prerotación del fluido en el impulsor.....	25
1.4.4. Potencia absorbida en función del caudal.....	27
1.4.5. Imperfecciones en el guiado.....	27
1.4.6. Modificaciones de las curvas con caudales reducidos.....	29
1.5 Pérdidas en la transformación de la energía. ....	30
1.5.1. Pérdidas hidráulicas. ....	31
1.5.2 Pérdidas por conducción. ....	31
1.5.3. Pérdidas por choque.....	31
1.5.3. Curva característica considerando las pérdidas hidráulicas. ....	32
1.5.4. Pérdidas volumétricas.....	33
1.6. Expresión analítica de la curva característica teórica de la turbo bomba.....	37
1.6.1. Parámetros que afectan a la curva característica de una bomba funcionando como turbina (BFT). ....	38
1.6.2 Análisis de las variables que afectan la expresión de Euler.....	38
1.7. Otras pérdidas. ....	41
1.7.1 Pérdidas Hidráulicas.....	41
1.7.2. Pérdidas volumétricas.....	41
1.8. Comportamiento de la Bomba y de la Bomba funcionando como Turbina .....	42

1.9 Velocidad especifica .....	45
1.9.1. Velocidad especifica $n_s$ .....	45
1.9.2. Velocidad especifica $n_q$ .....	46
1.9.3. Número específico de revoluciones, $n_s$ y $n_q$ , su utilización en la clasificación y selección de turbinas.....	46
<b><u>CAPÍTULO II MÉTODO DE SELECCIÓN DE BOMBAS PARA SER USADAS COMO TURBINAS.</u></b> .....	<b>48</b>
2.1. Procedimientos para la predicción de las características de bombas para ser usadas como turbinas. ....	48
2.2. Métodos más empleados en la selección de bombas para ser usadas como turbinas. ....	49
2.2.1. Método de Viana. ....	50
2.2.2. Método de Chapallaz.....	52
2.3. Modelos matemáticos para la estimación de las curvas características completas de una bomba funcionando como turbina. ....	56
2.3.1. Modelo presentado por Orlando A. Audición. ....	56
2.3.1. Modelo presentado por Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. (208). ....	57
<b><u>CAPITULO III - PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS TRABAJANDO COMO TURBINAS PARA LA GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA A PEQUEÑA ESCALA</u></b> .....	<b>58</b>
3.1. Introducción.....	58
3.2. Determinación de los parámetros requeridos para la selección de la bomba que será usada como turbina.....	59
3.3. Selección de la velocidad de rotación del grupo generador.....	59
3.4. Estimación del número específico de revoluciones requerido para la bomba funcionando como turbina.....	60
3.5. Estimación de la velocidad especifica requerida para la bomba funcionando como turbina. 61	
3.6. Obtención de coeficientes de caudal, carga, potencia y rendimiento, $K_Q$ , $K_H$ , $K_N$ , $K_\eta$ 61	
3.7. Determinación de los parámetros calculados para la selección de la bomba.62	
3.8. Corrección de los parámetros calculados para la bomba. ....	62
3.9. Selección del fabricante, el modelo y la serie de la bomba.....	63
3.10. Determinación los parámetros característicos y curvas características de la bomba según catálogo del fabricante. ....	63
3.11. Determinación del número específico de revoluciones de la bomba. ....	63
3.12. Determinación de los parámetros de diseño de la bomba funcionando como turbina. 64	

3.14.	Construcción de las características de la bomba funcionando como turbina.	64
3.15.	Verificación de los parámetros de operación de la maquina con los parámetros del recurso si cumple con los estándares de eficiencia recomendados.	65
3.17.	Chequeo de la cavitación.	66

**CAPITULO IV SELECCIÓN DE UNA BOMBAS PARA SER USADA COMO TURBINAS PARA LA GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA A PEQUEÑA ESCALA EN EL MUNICIPIO DE MANICARAGUA VILLA CLARA.**..... 67

4.1.	Selección del emplazamiento o lugar donde se implementara la solución de la bomba trabajando como turbina.	67
4.2.	Selección de los parámetros requeridos para la selección de la bomba que será usada como turbina.	67
4.3.	Selección de la velocidad de rotación del grupo generador.	67
4.4.	Estimación del número específico de revoluciones requerido para la bomba funcionando como turbina.	68
4.5.	Estimación de la velocidad especifica requerida para la bomba funcionando como turbina.	68
4.6.	Obtención de coeficientes de caudal y altura, KQ, KH. KN,	68
4.7.	Determinación de los parámetros requeridos para la selección de la bomba.	68
4.8.	Corrección de los parámetros calculados para la bomba.	69
4.9.	Selección del fabricante, el modelo y la serie de la bomba.	69
4.10.	Determinación los parámetros característicos y curvas características de la bomba según catálogo del fabricante, ver Anexo IV.	69
4.11.	Determinación del número específico de revoluciones de la bomba	70
4.12.	Determinación de los parámetros de diseño de la bomba funcionando como turbina.	70
4.13.	Recalculo del número específico de evoluciones de la bomba funcionando como turbina.	71
4.14.	Construcción de las características de la bomba funcionando como turbina.	71
4.15.	Verificación de los parámetros de operación de la maquina con los parámetros del recurso si cumple con los estándares de eficiencia recomendados.	72
4.16.	Evaluación económica de la instalación de la bomba funcionando como turbina.	73

**CONCLUSIONES.**..... 76

**RECOMENDACIONES.**..... 78

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.**..... 79

**ANEXOS.**..... 83

Anexo I Campo de parámetros característicos según catálogo del fabricante KSB para las motobombas horizontales, Etabloc, n= 3500 rpm. .... 84

Anexo II Determinación los parámetros característicos y curvas características de la

bomba según catálogo del fabricante.....	85
Anexo III Selección de modelo de bomba a partir del campo de parámetros característicos según catálogo del fabricante KSB para las motobombas horizontales, Etabloc, n= 3500 rpm. ....	86
Anexo IV Determinación los parámetros característicos y curvas características de la bomba según catálogo del fabricante KSB para las motobombas horizontales, Etabloc, n= 3500 rpm.....	87
Anexo V Curva características de la bomba según catalogo y de la bomba funcionando como turbina según los modelos matemáticos.....	88
Anexo VI Verificación de los parámetros de operación de la maquina con los parámetros del recurso si cumple con los estándares de eficiencia recomendados.....	89
Anexo VII. Tabla resumen de las expresiones matemáticas para determinar los coeficientes K <sub>Q</sub> , K <sub>H</sub> y K <sub>η</sub> segun varios autores, Romero (2018). ....	90

## NOMENCLATURA.

$H_{RBFT}$  Carga requerida para la selección de la bomba funcionando como turbina (m).

$Q_{RBFT}$  Flujo requerido para la selección de la bomba funcionando como turbina ( $m^3/s$ ).

$H_{DBFT}$  Carga diseño de la bomba funcionando como turbina (m).

$Q_{DBFT}$  Flujo diseño de la bomba funcionando como turbina ( $m^3/s$ ).

$Q_{CB}$  Flujo calculado para la selección de la bomba ( $m^3/s$ ).

$H_{CB}$  Carga calculada para la selección de la bomba (m)

$n_{qBFT}$  Número específico de revoluciones de la bomba funcionando como turbina.

$n_{qRBFT}$  Número específico de revoluciones estimado para los parámetros requeridos la bomba funcionando como turbina.

$n_{qB}$  Número específico de revoluciones de la bomba.

$N_{DBFT}$  Potencia de diseño la bomba funcionando como turbina (kW).

$N_{RBFT}$  Potencia de requerida para la bomba funcionando como turbina (kW).

$\eta_{RBFT}$  Rendimiento máximo estimado para la bomba funcionando como turbina.

$\eta_{DBFT}$  Rendimiento para el punto de máxima eficiencia de la bomba funcionando como turbina.

$\eta_{DB}$  Rendimiento de diseño de la bomba funcionando.

$N_{SRBFT}$  Velocidad específica requerida para la bomba funcionando como turbina

$n_{BFT}$  Velocidad de rotación de la bomba funcionando como turbina (rpm).

$n_{BFT}$  Velocidad de rotación de la bomba seleccionada (rpm).

$g$ : Fuerza de gravedad ( $m/s^2$ ).

$C_{U2}$ : Velocidad absoluta del fluido en la salida (m/s).

$U_2$ : Velocidad del rodete en la salida. (m/s).

$C_{U1}$ : Velocidad absoluta del fluido en la entrada (m/s).

$U_1$ : Velocidad del rodete en la entrada (m/s).

$Q_b$  Flujo de bomba con rotación constante ( $m^3/s$ ).

$Q_t$  Flujo de BFT con rotación constante ( $m^3/s$ ).

$H_b$  Altura de bomba con rotación constante (m).

$H_t$  Altura de BFT con rotación constante (m).  
 $n_{qA}$  Rotación específica en el sistema internacional.  
 $n_t$  Rotación de BFT (rpm)  
 $Q_t$  Caudal de BFT ( $m^3/s$ )  
 $H_t$  Altura de caída neta de BFT (m)  
 $g$  Aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ )  
 $Q_{bc}$  Caudal corregido de la bomba ( $m^3/s$ )  
 $n_{nb}$  Rotación nominal de la bomba (catálogo del fabricante) (rpm)  
 $n_t$  Rotación de la BFT (preferencia 3.600 rpm o 1.800 rpm) (rpm)  
 $Q_b$  Caudal de la bomba ( $m^3/s$ )  
 $H_{bc}$  Altura corregida de la bomba. (m)  
 $H_b$  Altura de la bomba (m)  
 $H_S$  Altura geométrica de succión (m)  
 $H_B$  Altura relacionada con la presión barométrica o atmosférica en el nivel aguas abajo (m)  
 $\sigma$  Coeficiente de Thoma (adimensional)  
 $A$  Altitud local (nivel aguas abajo) (m)  
 $H_t$  Altura de caída neta de la turbina (m)  
 $\sigma$  Coeficiente de cavitación de Thoma (adimensional).  
 $n_{qA}$  Rotación específica en el sistema internacional.  
 $n_{qb}$  Rotación específica de la bomba (rpm)  
 $n_{qt}$  Rotación específica de la BFT (rpm)  
 $Q_{nb}$  Caudal nominal estimado de la bomba ( $m^3/s$ )  
 $k_{qc}$  Coeficiente de corrección de caudal de Chapallaz;  
 $k_{ac}$  Coeficiente de corrección de altura de Chapallaz;  
 $n_t$  Rotación de la BFT (preferencia 1.800) (rpm)  
 $A$  Altitud local (nivel aguas abajo) (m)  
 $h_a$  Presión atmosférica, en unidades de longitud.  
 $h_t$  Tensión de vapor de agua.

## **INTRODUCCION.**

Las bombas centrífugas que funcionando como turbina (BFT) constituyen una alternativa viable para la generación de energía a través de esquemas hidroeléctricos pequeños y micro generación. Una aplicación importante que han tenido es los sistemas reductores de presión en conductoras de agua de montaña. El alto costo de las turbinas hidráulicas convencionales en los proyectos pequeños y micro hidroeléctricos es una complicación importante en la utilización adecuada de todo el potencial de la pequeña central hidroeléctrica (especialmente el micro) para la generación de electricidad. Debido al rápido aumento en el consumo de energía, se ha incrementado el requerimiento de tales alternativas para la generación de electricidad. Además, los altos precios, la rápida tasa de agotamiento y las implicaciones ambientales de los combustibles fósiles crean problemas en la generación de electricidad a través de fuentes de energía convencionales.

La generación de electricidad a través de fuentes de energía renovables es la solución adecuada para estos problemas. Además de esto, el desarrollo económico a través de la industria de energía renovable y el sector de energía sostenible crea más empleo, lo que lleva al desarrollo social de la nación, Akella, A.K., (2009). Entre todos los recursos renovables, la pequeña central hidroeléctrica (SHP) es una de las fuentes más prometedoras de generación de energía. En los países en desarrollo, las pequeñas y micro centrales hidroeléctricas es una fuente muy efectiva para la generación de electricidad. Las emisiones, el tiempo de amortización de energía y de gases de efecto invernadero para el sistema de generación de pequeña central hidroeléctrica son menores que otros sistemas convencionales de generación de electricidad Varun, Bhat, I.K, (2008). Por lo tanto, el fomento de los pequeños planes de energía hidroeléctrica puede resolver el problema de las crisis energéticas del país e impactos sociales en el mejoramiento de las condiciones de vida en los pobladores de comunidades rurales aisladas.

Las bombas centrífugas funcionando como turbinas son una de las alternativas viables para generar y recuperar energía a través de esquemas de microhidrogeneración. La bomba centrífuga es una máquina hidráulica común y está disponible fácilmente en todos los lugares. Además, los costos de

mantenimiento e instalación de las bombas centrífugas son menores. Las bombas centrífugas se utilizan principalmente en el transporte de líquidos, procesos industriales, sistemas de calefacción y refrigeración, etc. Pero aparte del manejo de agua, las bombas pueden usarse para generar electricidad cuando funcionan en sentido inverso. El concepto de generación de electricidad mediante bomba centrífuga funcionando como turbina no es nuevo, hace alrededor de 80 años, la investigación en este campo se había iniciado, Tamm, A., (2000).

Varios autores han realizado profundos estudios teóricos, prácticos y experimentales para predecir las características de funcionamiento de las bombas centrífugas funcionando como turbinas (BFT). Pero aún existe la necesidad de explorar esta área más profundamente para aprovechar las ventajas de esta tecnología para el desarrollo sostenible.

El grupo generador formado por una turbina hidráulica, generador y regulador de velocidad es uno de los componentes más importantes de una planta hidroeléctrica, puede representar hasta un 40% de su coste total. Por lo tanto, cuando se desea reducir los costos de implementación de una micro-

El alto costo de los grupos electrógenos recae sobre todo en las turbinas hidráulicas, debido a los fabricantes nacionales limitados, y las especificaciones de cada uso. En la mayoría de los casos, las turbinas se fabrican individualmente de acuerdo con los parámetros de diseño de plantas consideradas.

Por otro lado, las bombas hidráulicas son equipos de producción en serie, ampliamente utilizados en la agricultura (irrigación), el saneamiento y la industria. En consecuencia, el costo de una bomba tiende a ser más bajo que el de una turbina con potencias y dimensiones similares.

En países como Alemania, Francia y Estados Unidos las bombas centrífugas que operan como turbinas (BFT) para reemplazar las convencionales como la Pelton, la Francis y las hélices han sido una alternativa sencilla y económica para generar energía en lugares donde hay un aprovechamiento hidroeléctrico de pequeña potencia.

En Brasil, el Laboratorio Hidromecánico para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas de la Universidad Federal de Itajubá ha desarrollado la investigación en el área de pequeñas centrales desde 1985. Entre las investigaciones, las bombas funcionando como turbinas (BFT) se han destacado por sus ventajas en relación a los costos en comparación con las turbinas convencionales, Viana, (2002)

**Objetivo General:**

Desarrollo de un procedimiento metodológico para la selección de bombas trabajando como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala, garantizando bajos costos, estándares de eficiencia y fiabilidad del servicio.

**Objetivos específicos:**

- Profundizar en el empleo de bombas funcionando como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala.
- Proponer métodos de cálculo para la predicción de los parámetros operacionales de las bombas funcionando como turbinas en la generación hidroeléctrica.
- Elaborar un procedimiento metodológico para la selección de bombas funcionando como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala.
- Seleccionar una bomba para funcionamiento como turbina teniendo en cuenta las los requerimientos del lugar seleccionado.

**Hipótesis.**

El perfeccionamiento de los procedimientos metodológicos dirigidos a la selección de bombas para ser usadas como turbinas (BFT), permitirá lograr bajos costos, fiabilidad en el servicio y estándares de eficiencia, en el aprovechamiento del potencial hidroenergético de pequeña escala en Cuba.

## CAPÍTULO I: GENERALIDADES SOBRE MÁQUINAS DE FLUJO. BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS.

### 1.1. Inversión de flujo de agua en las bombas centrífugas para ser usadas como turbinas.

Analizando los aspectos constructivos e hidráulicos de las bombas y turbinas, es evidente que estos dispositivos son muy similares, pero realizan procesos opuestos. Las bombas son máquinas generadoras, o sea, que convierten la energía mecánica (eje) proporcionada por el motor, primero en energía cinética (velocidad) y finalmente, en energía de presión. Una turbina realiza el proceso inverso, convierte la energía hidráulica disponible en potencia de eje, siendo considerada una máquina motora.

Para que la bomba centrífuga funcione como turbina, la dirección del flujo de agua se invertirá y, por lo tanto, habrá una inversión en la dirección de rotación. La figura 1.1 ilustra una bomba centrífuga funcionando como bomba y como turbina, así como sus partes principales. En el caso del funcionamiento como bomba, el líquido entra en la succión a baja presión, transforma energía de velocidad en presión a través del rotor, y sale por la descarga. En el funcionamiento como turbina, el líquido entra con energía de presión, acciona el rotor en reverso y sale con baja presión.

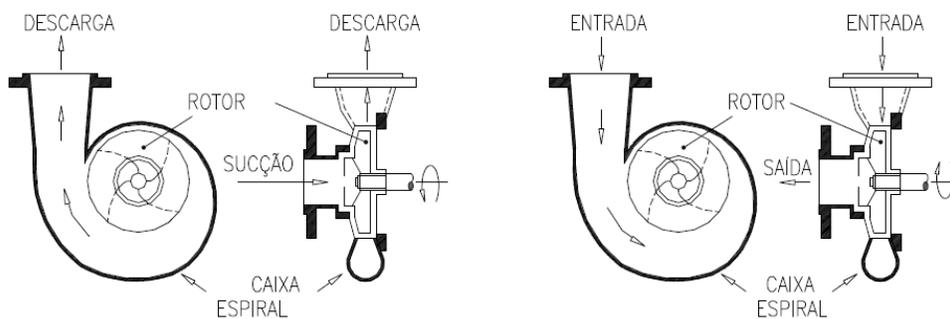


Figura 1.1: Bombas centrífugas funcionando como bomba y turbina.

Los ángulos constructivos  $\beta$  de los alabes están diseñados para que la bomba tenga el máximo rendimiento posible, teniendo un sentido de flujo de agua como se muestra en la Figura 1.1. Cuando el flujo es inverso, los ángulos constructivos no son adecuados para la nueva dirección del flujo, la salida de la bomba se convierte

en la entrada de la turbina y la entrada de la bomba se convierte en la salida de la turbina.

En la figura 1.1.1 se muestra que el rotor de una bomba centrífuga tiene en su espesor  $e_2$  con los ángulos constructivos de entrada  $\beta_1$  y de salida  $\beta_2$ . El flujo inverso el ángulo  $\beta_2$  se convierte en la entrada de la turbina y el ángulo  $\beta_1$  en la salida. Por lo tanto, habrá una colisión entre la corriente de agua y la pala de rotor, proporcionando una disminución del rendimiento con el funcionamiento como turbina en comparación con la bomba.

En la numeración de la figura 1.1.1 el flujo como bomba es 0 antes del rotor, 1 en la entrada del rotor, 2 en la salida del rotor y 3 después del rotor. En el caso de turbina el flujo se invierte y tiene la misma numeración.

Para obtener más información, el trabajo de Viana (1987) presenta un estudio comparativo teórico entre el rotor de una bomba centrífuga que actúa como bomba y como turbina, donde muestra el choque que produce el flujo inverso basado en el flujo unidimensional.

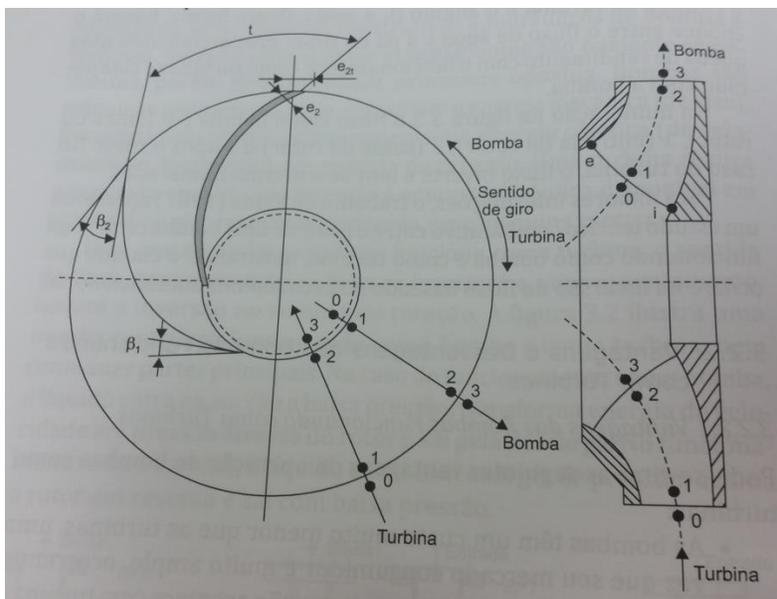


Figura 1.1.1: Rotor de una bomba centrífuga con sus ángulos constructivos  $\beta$  y sentido del flujo como bomba y como turbina.

## 1.2. Ventajas y desventajas de las Bombas Funcionando como Turbinas (BFT)

### **1.2.1 Ventajas de las Bombas Funcionando como Turbinas (BFT).**

Se pueden citar las siguientes ventajas de las bombas que funcionan como turbinas:

- Las bombas tienen un costo mucho menor que las turbinas, ya que su mercado de consumo es muy amplio, por lo que se producen en masa, lo que no ocurre con las turbinas.
- La disponibilidad de bombas y sus piezas de repuesto es mucho mayor que las de las turbinas, sobre todo en los países en desarrollo.
- Las bombas son simples y robustas, y no requiere conocimientos técnicos altamente calificados para su mantenimiento.
- Las bombas y los motores pueden ser adquiridos juntos, formando un grupo generador completo.
- Las bombas presentan una amplia gama de tamaños y potencias, teniendo en cuenta los distintos tipos de aprovechamientos hidroeléctricos.
- El tiempo de entrega de las bombas es menor al de las turbinas.
- Las instalaciones de grupos de motobombas son más simples que la de los grupos generadores convencionales.
- Los grupos de motobombas, con acoplamiento directo, reducen las pérdidas en la transmisión de potencia por correas.

### **1.2.2 Desventajas de las Bombas Funcionando como Turbinas (BFT).**

El hecho de que las bombas hidráulicas no se produzcan específicamente para la generación de energía (operación a la inversa) plantea algunos problemas cuando estas se utilizan como turbinas. El principal inconveniente es la ausencia de sistemas de regulación de flujo. Estos sistemas tienen el propósito de mantener la rotación del generador prácticamente constante, incluso cuando la carga (demanda) de la red a la que está conectado el grupo, varía.

La falta de sistemas de regulación de los sistemas de velocidad de rotación en BFT hace que el equipo, teóricamente, requiera operar con potencia constante, no admitiendo variaciones de carga (a menos que utilice un regulador de carga). Además, se debe tener especial cuidado durante los estudios hidrológicos del aprovechamiento para la definición del caudal de diseño, ya que el rendimiento de

BFT cae drásticamente cuando estas no operan en las condiciones para las cuales fueron seleccionados. En este sentido, considerando que las microcentrales hidroeléctricas operan en sistemas aislados, el caudal de diseño debe ser uno que permita a la central operar con un factor de capacidad cerca de 100%, teniendo en cuenta, no sólo la demanda y la estacionalidad de los flujos, sino también, el rango de acción de las BFT. Una forma de satisfacer los aprovechamientos es el uso de diversos BFT operando en paralelo.

### 1.3 Ecuación de Euler aplicada a bombas funcionando como turbinas.

Aplicando la ecuación de Euler:

$$H_E = \frac{1}{g}(C_{U2}U_2 - C_{U1}U_1) \quad (1.3)$$

Para una máquina de características ideales podemos llegar a obtener la gráfica de las curvas características, tanto para el modo turbina como para el modo bomba:

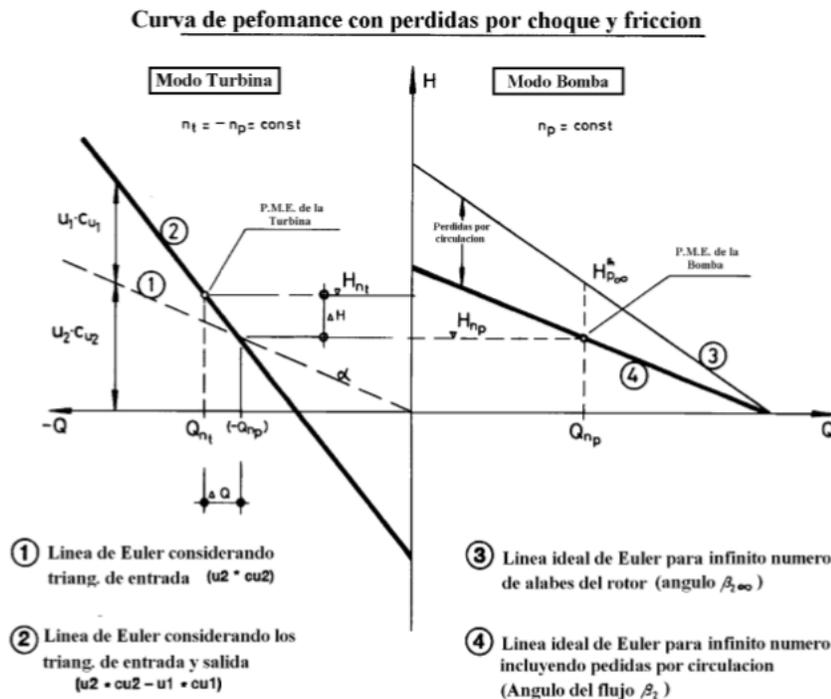


Figura 1.3.1 Curvas características, tanto para el modo turbina como para el modo bomba

Para condiciones ideales, la altura y el caudal o flujo de diseño para los dos modos de operación son las mismas. Sin embargo, para la consideración de máquinas y fluido real, se deben considerar dos efectos importantes:

1. Geometría de la bomba
2. Pérdidas hidráulicas del fluido real.

### 1.3.1. Geometría de la bomba.

La operación óptima de una bomba alcanza un caudal que corresponde a condiciones de escurrimientos libres, internamente, de recirculación. La altura correspondiente se determina por medio del diagrama de vectores de velocidades a la salida, donde el ángulo  $\beta_2$  es el elemento decisivo en la consideración del modo bomba. La característica teórica de una bomba, de la manera que lo describe la ecuación de Euler, asume un número infinito de álabes. El flujo a través del impulsor de una bomba real, teniendo un número finito de álabes, está sujeto a modelos con flujos secundarios dentro de los pasajes del rotor, conociéndose como Pérdidas por Circulación y son causadas por la rotación del impulsor:

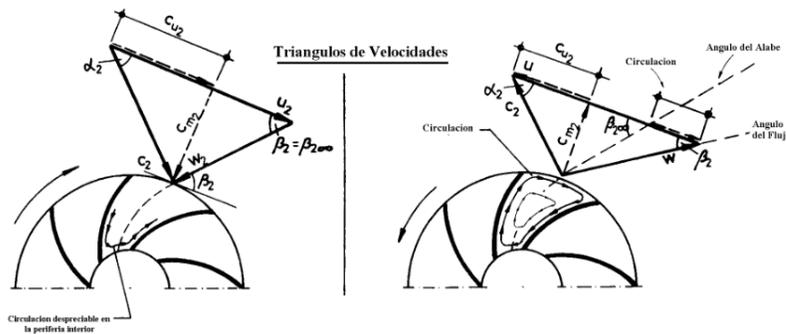


Figura 1.3.2: Triángulo de velocidades de la bomba

Debido a estas pérdidas por circulación, la velocidad a la salida del impulsor del fluido es ligeramente desviada su dirección y por lo tanto abandona el impulsor, no con un ángulo  $\beta_{2\infty}$ , sino con un ángulo  $\beta_2$ . Esto se manifiesta en una reducción de la altura de presión generada. Estas pérdidas de circulación no son una pérdida de energía, como las pérdidas por fricción. Esto es así debido a que lo único que se modifica es la transferencia de la energía entre el impulsor y el fluido, y viceversa, la cual se ve reducida en lugar de no tener el contenido energético del fluido en sí misma.

Si a la bomba analizada se le hace trabajar como turbina, su característica estará, principalmente, determinada por el triángulo de entrada, siendo la voluta o cámara

espiral ( $\alpha_2$ ) el elemento de regulación. Ahora las pérdidas por circulación ocurrirán en la periferia interior del rotor y serán prácticamente despreciables.

La característica para un flujo sin fricción en el modo turbina corresponderá, por lo tanto, a las condiciones ideales de Euler (número infinito de álabes y no presencia de recirculación del flujo) y tanto la altura como el flujo tendrán parámetros hidráulicos mayores a los correspondientes al PME en el modo bomba.

Todo este fenómeno lo consideramos como Efectos de Geometría, pues los mismos están causados básicamente por diferencias en los parámetros geométricos y determinan y/o condicionan la transferencia de energía entre el fluido y el rotor.

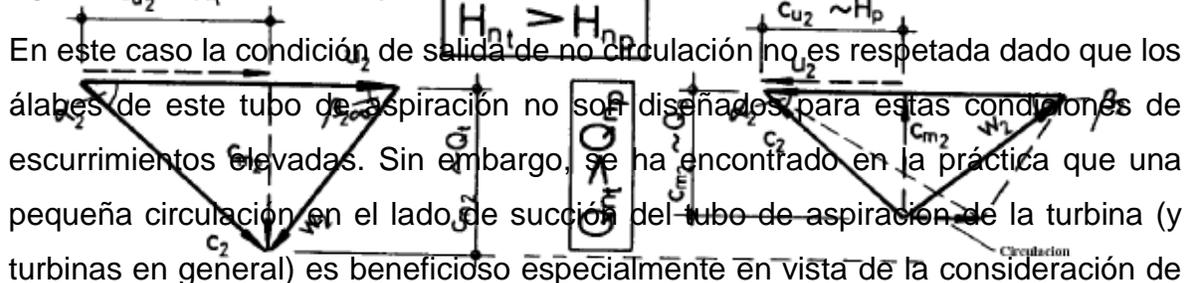
En resumen, podemos decir que:

En el modo bomba, el flujo del fluido se desvía levemente y el elemento decisivo en esto es el ángulo  $\beta_2$ .

En el modo turbina, el fluido se acerca al impulsor diseccionado por la cámara espiral o voluta y el elemento decisivo es el ángulo  $\alpha$ .

El incremento del flujo en el modo turbina modificará el triángulo de salida del escurrimiento.

Figura 1.3.3: Comparación de flujo del modo turbina con el de la bomba



las pérdidas debido a los procesos difusivos (desaceleración del flujo) en el lado de succión del tubo de aspiración o en la turbina en general.

### 1.3.2 Pérdidas Hidráulicas

Durante el pasaje en el impulsor, el fluido este sujeto a pérdidas por fricción y choque. Debido a estas pérdidas, la transferencia ideal de energía del impulsor rotante al fluido expresada por la ecuación de Euler, esta no considera dichas pérdidas. La altura dinámica total generada por la bomba es siempre menor que la altura dinámica ideal la cual está basada en condiciones de escurrimiento sin fricción. Esta reducción de alturas esta evaluada o expresada por la Eficiencia Energética de la bomba.

La energía transferida en el modo turbina es reversible. Considerando que el tubo de aspiración opera en condiciones de escurrimiento óptimo, un incremento en la presión deberá producir algún efecto sobre el tubo de aspiración. En base a esto podemos decir que las pérdidas de fricción y por choque se deberán adicionar a la altura dinámica ideal que se obtiene a partir de la ecuación de Euler.

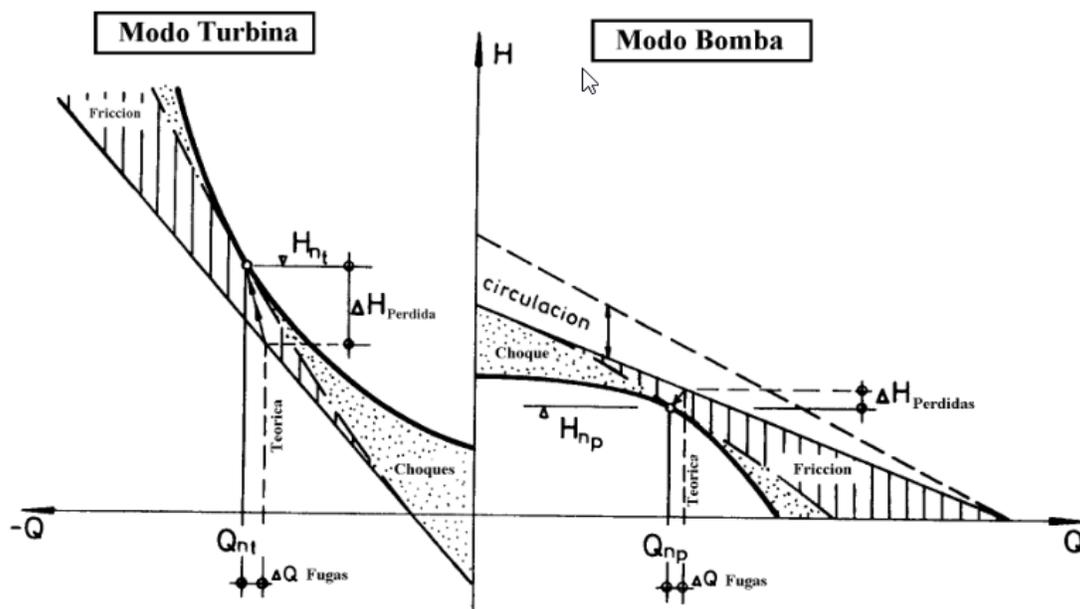


Figura 1.3.4: Pérdidas de fricción y por choque, tanto para el modo turbina como para el modo bomba. Además de estas pérdidas ocurre una pérdida hidráulica que ocurre en las bombas debido a fugas de fluido a partir del lado de alta presión hacia el lado de baja presión,

con lo cual se ve reducido el flujo total bombeado; a estas pérdidas se las denomina pérdidas volumétricas y la eficiencia ( $\eta$ ) correspondiente a estas se las denomina como eficiencia volumétrica.

En función de lo expuesto con anterioridad se puede decir que la eficiencia hidráulica es:

$$\eta_{Hidráulica} = \eta_{Energética} * \eta_{Volumétrica} \quad (1.3.1)$$

Pérdidas de similares características se hacen presentes cuando se utiliza en el modo turbina, es decir, existen pequeñas cantidades de fluido que sobrepasan al rotor del Tubo de Aspiración y, por lo tanto, no contribuyen a la transferencia de energía. A fin de poder mantener las condiciones de caudal-altura en el punto óptimo, se deberá considerar la posibilidad de incrementar el flujo a fin de compensar esta fuga de fluido.

Con el objetivo de poder visualizar el efecto de las pérdidas hidráulicas sobre las características de trabajo se introduce la relación del modo bomba y el modo turbina.

El cálculo siguiente se realiza sin considerar los efectos geométricos o pérdidas por circulación:

$$H_B = H_E * \eta_B \quad (1.3.2)$$

$$H_{BFT} = \frac{H_E}{\eta_T} \quad (1.3.3)$$

Dónde:

Dado que la altura ideal  $H_E$ , que se calcula a partir de Euler con la condición de no circulación, es la misma para ambos modos de funcionamiento, por lo cual se puede calcular:

$$\frac{H_B}{H_{BFT}} = \eta_B \eta_{BFT} \quad (1.3.4)$$

Datos de carácter experimental ha podido confirmar que la eficiencia del modo turbina puede llegar a tomar valores muy próximos a los que se obtienen en el modo bomba. En base a esto último y considerando una eficiencia del 80% y no tomando en cuenta los efectos de geometría, podemos determinar:

$$\frac{H_B}{H_{BFT}} = \eta_B^2 = 0.80^2 = 0,64 \quad (1.3.5)$$

$$\frac{H_B}{H_{BFT}} = \frac{1}{0,64} = 1,56 \quad (1.3.6)$$

En base a lo hasta aquí expuesto se puede concluir que un tubo de aspiración requiere una altura neta que esté comprendida entre un 30% y 150% mayor que para el modo bomba a fin de que la turbina pueda operar en el punto de mejor eficiencia (PME). Por tanto, para un sitio dado (condiciones de caudal- altura) se deberá seleccionar una bomba más pequeña, en el modo turbina, que, para las mismas condiciones, en el modo bomba.

#### **1.4 Obtención de la curva de funcionamiento.**

El trazado de la curva teórica se obtiene partiendo de la que se pudiera denominar la curva ideal, es decir, aquella que se conseguiría en ausencia total de pérdidas, para luego por el método de las aproximaciones sucesivas llegar a la curva teórica.

La curva ideal está definida por la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas, verificándose la teoría elemental del álabe, lo que significa, en esencia, es que tanto la salida como la entrada del rodete queda representada por un solo triángulo de velocidades para todos sus respectivos puntos y que las velocidades relativas son rigurosamente tangentes a los álabes.

Los factores que modifican la curva ideal son numerosos, de diversa índole, de incidencia variable, y desde luego no del todo conocidos. Los más importantes se pueden ordenar o clasificar, según su diferente implicación en la curva ideal, de la manera siguiente:

- Imperfecciones en el guiado
- Pérdidas hidráulicas
- Pérdidas volumétricas
- Pérdidas mecánicas

### 1.4.1 Curva ideal de una bomba funcionando como turbina (BFT)

P<sup>0</sup> de partida: Ecuación de Euler o fundamental de turbomáquinas:

$$H_E = \frac{1}{g} * (C_{u2} * U_2 - C_{u1} * U_1) \quad (1.4)$$

Suponiendo de entrada radial,  $C_{u1} = 0$

$$H_E = \frac{C_{u2} * U_2}{g} \quad (1.4.1)$$

$\eta = \text{constante}$

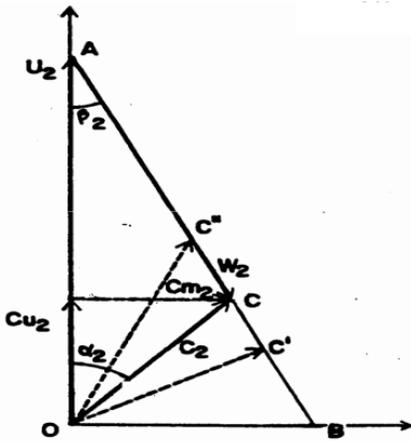


Figura 1.4.1: Triángulo de velocidades a la salida del álabe

$$u_2 = \frac{\pi * D_2 * n}{60} \quad (1.4.2)$$

$$Q = C_{m2} * A_2 \quad (1.4.3)$$

Donde

$$A_2 = \pi * D_2 * b_2 \quad (1.4.4)$$

Mediante el triángulo de velocidades a la salida del rodete:

$$C_{u2} = U_2 - C_{m2} * ctg \beta_2 = U - Q * ctg \frac{\beta_2}{A_2} \quad (1.4.5)$$

Sustituyendo en  $H_E$

$$H_E = \frac{U_2}{g} * \frac{U_2 - Q * ctg \frac{\beta_2}{A_2}}{g} = \frac{U_2^2}{g} - \left( U_2 * ctg \frac{\beta_2}{g * A_2} \right) * Q \quad (1.4.6)$$

$$H_E = A' - B' * Q \quad (1.4.7)$$

Expresión que se representa gráficamente por una recta.

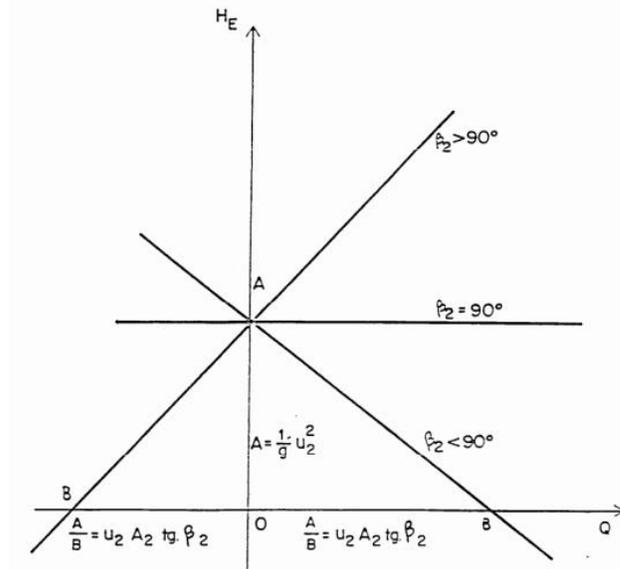


Figura 1.4.2: Curva característica ideal de una bomba funcionando como turbina.

#### 1.4.2. Influencia del ángulo del álabe a la salida $\beta_2$

Al aumentar  $\beta_2$  aumenta la velocidad absoluta  $C_2$  y por tanto aumentan las pérdidas hidráulicas en el rodete y en el sistema difusor, disminuyendo el rendimiento. Por este motivo y por la mejor configuración de los canales. Las bombas funcionando como turbinas (BFT) actuales se fabrican siempre con los álabes curvados hacia atrás, es decir, con  $\beta_2 < 90^\circ$ , y en general con valores comprendidos entre  $15^\circ$  y  $35^\circ$ .

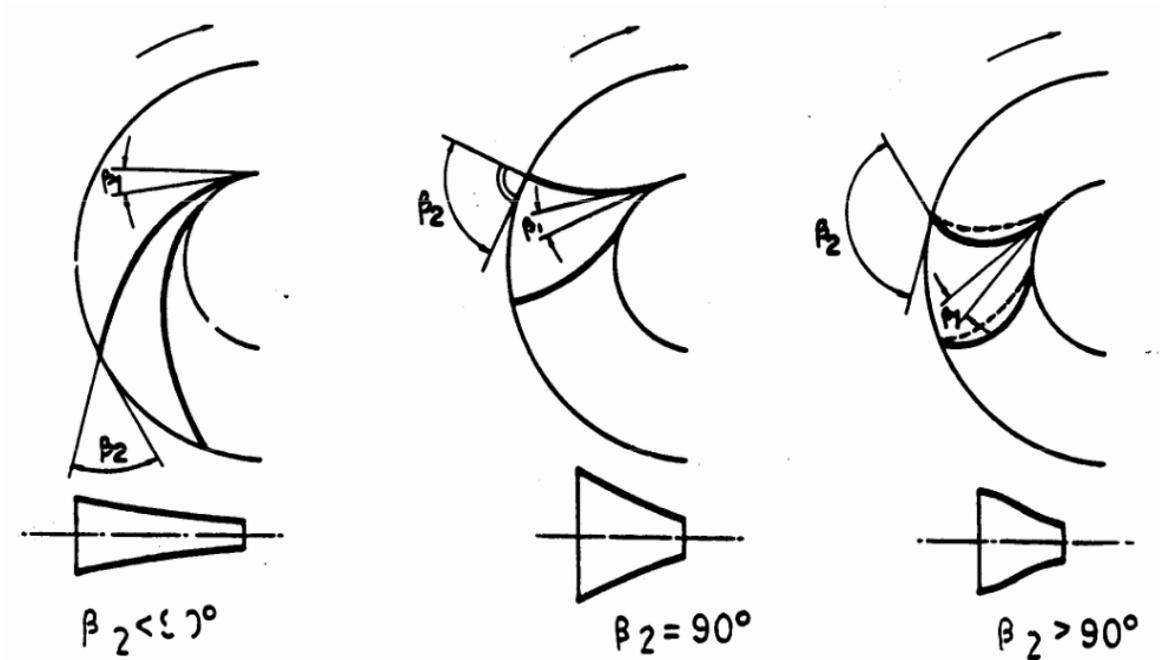


Figura 1.4.3: Tipos de álabes con  $\beta_2$  variable

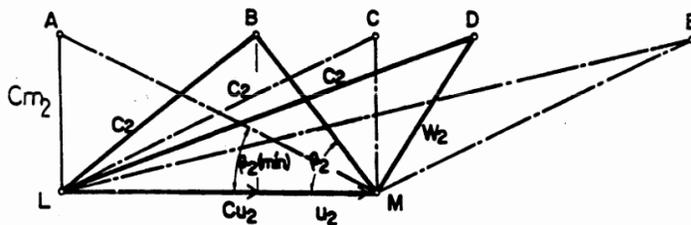


Figura 1.4.3: Triángulos de salida del rodete con  $\beta_2$  variable

### 1.4.3. Prerotación del fluido en el impulsor.

Si el caudal es diferente al del punto de máximo rendimiento de la bomba funcionando como turbina (BFT) que se nombra adaptación ( $Q_{ad}$ ) la velocidad periférica  $C_{u1}$  toma un cierto valor y, por tanto.

$$H_E = \frac{(C_{u2} * U_2 - C_{u1} * U_1)}{g} \quad (1.4.8)$$

$$C_{u1} > 0 \text{ para } Q < Q_{ad}$$

$$C_{u1} = 0 \text{ para } Q = Q_{ad}$$

$$C_{u1} < 0 \text{ para } Q > Q_{ad}$$

Sustituyendo y calculando mediante los triángulos de velocidades se obtiene:

$$H_E = \frac{(U_2^2 - U_1^2)}{g} - \frac{\left[ \frac{(U_2 \cdot \text{ctg} \cdot \beta_2)}{A_2} - \frac{(U_1 \cdot \text{ctg} \cdot \beta_1)}{A_1} \right] Q}{g} = A' - B' \cdot Q \quad (1.4.9)$$

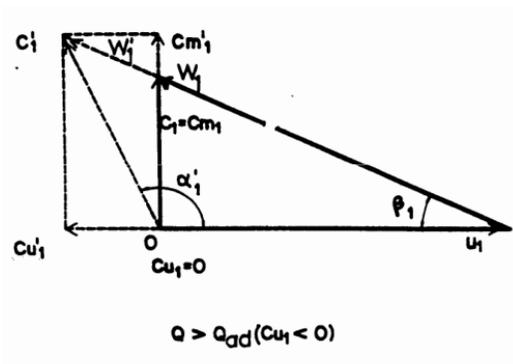
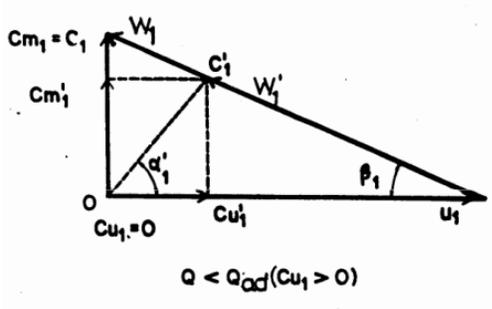


Figura 1.4.4: Influencia de la prerrotación al variar el caudal  
La representación gráfica sigue siendo una recta.

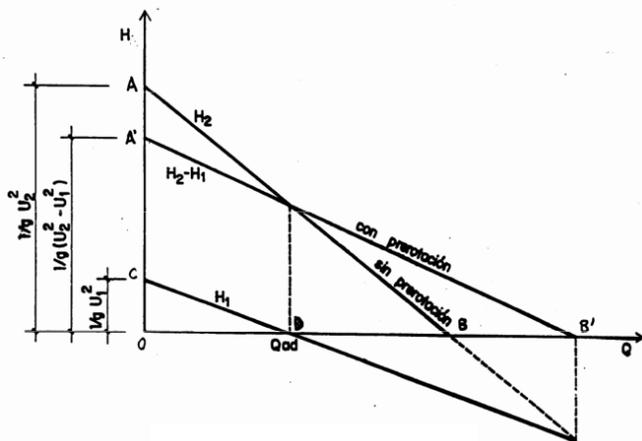


Figura 1.4.5: Incidencia de la prerrotación

#### 1.4.4. Potencia absorbida en función del caudal.

La potencia absorbida por la bomba funcionando como turbina (BFT) será:

$$N_a = \gamma * Q * H_E = \gamma * Q * (A' - B' * Q) = \gamma * A' * Q - \gamma * B' * Q^2 \quad (1.4.10)$$

Expresión que viene representada por una parábola que pasa por el origen. La potencia se anula para un caudal cero y para  $Q = \frac{A'}{B'}$ , haciéndose máxima para:

$$Q = \frac{A'}{2 * B'} \quad (1.4.11)$$

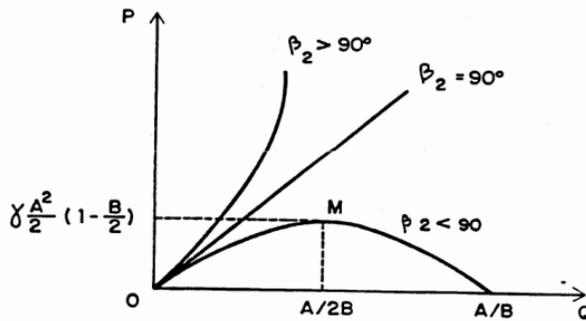


Figura 1.4.6: Curva característica de potencia caudal

#### 1.4.5. Imperfecciones en el guiado.

Para que la altura engendrada por la bomba funcionando como turbina (BFT) fuese equivalente a la expresada por la ecuación de Euler sería necesario, entre otras cosas, que se cumpliera con fidelidad total la teoría elemental del flujo en el rodete, lo que supone régimen unidimensional y líneas de corriente idénticas y paralelas a la dirección del álabe, guardando una absoluta simetría respecto al eje de rotación de la bomba funcionando como turbina (BFT), es decir, exige que el régimen sea perfectamente uniforme.

Lo anterior requiere que el rodete esté formado por infinitos álabes infinitesimalmente delgados, o mejor todavía, por infinitos canales de sección transversal infinitesimal, con ello cada partícula de fluido estaría perfectamente guiada al atravesar el rodete y se verificarían con fidelidad los triángulos de velocidades a la entrada y salida supuestos al establecer la ecuación de Euler.

Como esto no es así, el líquido sufre desviaciones con relación a lo previsto, es decir se producen lo que puede denominarse "imperfecciones en el guiado",

que conducen a modificar los triángulos de velocidades a la entrada y salida, y, por lo tanto, a variar la altura engendrada.

El cálculo de esta disminución se ha realizado por diferentes investigadores de una forma semiempírica más o menos rigurosa y afortunada. Pfleiderer dedujo la siguiente expresión, en la que intervienen parámetros de la bomba funcionando como turbina (BFT):

$$K = \left[ \frac{a \cdot (1 + \beta_2)}{z} \right] * \left[ \frac{2}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2} \right] \quad (1.4.12)$$

Donde  $a$  es un parámetro que depende del sistema difusor de la bomba funcionando como turbina (BFT), siendo 0,6 si el difusor es de álabes de 0,65 a 0,85 si solo tiene voluta de 0,8 a 1,00, si es cilíndrico o liso.  $Y_z$  es el número de álabes del rodete. El ángulo  $\beta_2$  se escribirá en grados sexagesimales  $\left( \frac{\beta_2}{60} \right)$ .

Dicha expresión afirma que las imperfecciones serán menores cuanto mayor sea el número de álabes; cuando el sistema difusor disponga de álabes; cuanto menor sea el ángulo  $\beta_2$  y cuanto más reducido sea el coeficiente  $\frac{D_1}{D_2}$ .

La altura interna será:

$$H_i = \frac{H_E}{(1+K)} = \frac{A'}{(1+K)} - B' * \frac{Q}{(1+K)} \quad (1.4.13)$$

$$H_i = A'' + B'' * Q \quad (1.4.14)$$

Con la expresión anterior puede trazarse la curva  $H_i - Q$  que sigue resultando una recta, que corta a la curva  $H_E - Q$  en el eje de las abscisas. Por otra parte, de la figura puede deducirse que las pérdidas por esta causa se minoran al aumentar el caudal.

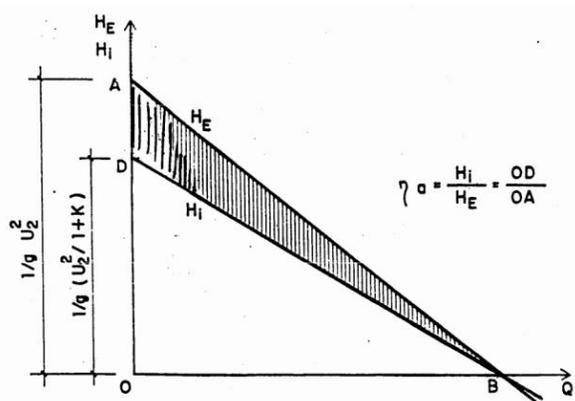


Figura 1.4.7: Pérdidas por imperfecciones en el guiado.

Se denomina eficacia del álabe al cociente entre la altura interna y la de Euler, que como puede observarse es independiente del caudal

$$e_a = \frac{H_i}{H_E} = \frac{1}{1+k} \quad (1.4.15)$$

Hay que resaltar que las pérdidas por imperfecciones en el guiado no son realmente pérdidas, pues el motor de arrastre nunca llega a proporcionar la energía necesaria para generar  $H_E$  sino tan solo  $H_i$ ; sucediendo que las velocidades reales a considerar en la aplicación del teorema del momento cinético son diferentes a las previstas en un principio. Podría decirse que por este motivo no se incrementa el costo de energía, pero si es preciso para conseguir el mismo objetivo realizar una bomba funcionando como turbina (BFT) de mayor tamaño que si se verificara la ecuación de Euler, por lo que se tienen mayores costos de implantación.

#### 1.4.6. Modificaciones de las curvas con caudales reducidos

Cuando el caudal es nulo el líquido no se encuentra en reposo, ni siquiera en un reposo relativo, pues al girar el rodete los alabes producen una sobrepresión en la cara delantera o activa y una depresión relativa en la otra cara.

Como consecuencia de ello cierta cantidad de líquido se fuga de los canales del rodete al sistema difusor y penetra en el canal siguiente, existiendo una circulación a caudal nulo que requiere una potencia no nula, incluso sin

tener en cuenta las pérdidas mecánicas. Por otra parte, y tal como se ha dicho más arriba con caudal nulo se mantiene la circulación relativa formada dentro de cada canal de la bomba.

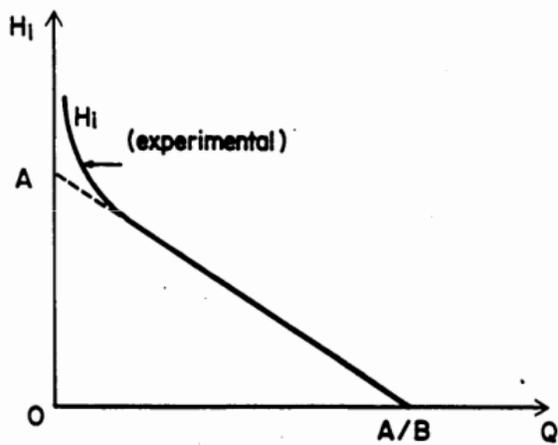


Figura 1.4.8: Modificación de la curva característica  $H_i - Q$  en la zona de caudales reducidos.

Procediendo a un análisis de los resultados obtenidos en los ensayos de las bombas funcionando como turbina (BFT), y conociendo en alguna medida las pérdidas en ella producidas, se deduce que para caudales reducidos aquella se aleja de la recta que se ha propuesto en los apartados anteriores, incrementándose notablemente  $H_i$ , haciéndose asintótica con el eje de ordenadas para un caudal nulo.

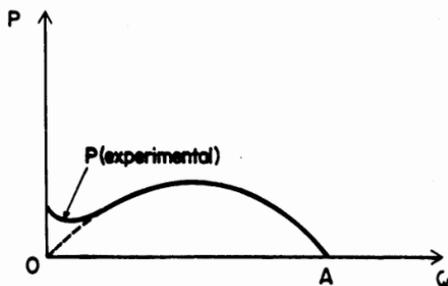


Figura 1.4.9: Modificación de la curva característica  $P - Q$  en la zona de caudales reducidos.

Igualmente queda modificada por esta misma causa la curva característica  $P_a - Q$ , para los caudales próximos a cero.

### 1.5 Pérdidas en la transformación de la energía.

### 1.5.1. Pérdidas hidráulicas.

En el interior de una bomba funcionando como turbina (BFT) se producen pérdidas hidráulicas en tanto en cuanto aquella está constituida por una serie de conductos por los que circula el líquido, desde la brida de aspiración hasta la de salida, pasando por la tabuladora de aspiración, los canales del rodete y el sistema difusor.

En dichos conductos se producen pérdidas hidráulicas que son clasificables en:

- pérdidas de conducción
- pérdidas por choque

### 1.5.2 Pérdidas por conducción.

Las pérdidas de conducción pueden ser divididas a su vez en:

- pérdidas de rozamiento
- pérdidas de forma

Pueden expresarse por:

$$hfc = k * Q^2 \quad (1.5)$$

### 1.5.3. Pérdidas por choque.

Las pérdidas por choque se producen cuando el caudal trasegado por la bomba es diferente al de diseño verificándose choques a las entradas del rodete y del sistema difusor.

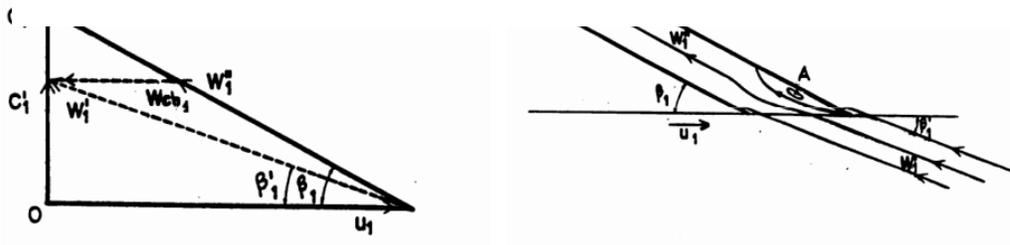


Figura 1.5: Pérdidas por choque

Pueden expresarse por:

$$fch = k_{ch} * (Q - Q_{ad})^2 \quad (1.5.1)$$

El conjunto de las pérdidas hidráulicas pasa por un mínimo, obtenido por derivación, para el siguiente caudal:

$$H_{fh} = h_{fc} + h_{fch} = k_c * Q^2 + k_{ch} * (Q - Q_{ad})^2 \quad (1.5.2)$$

$$\frac{dh_{fh}}{dQ} = 2k_c Q + 2k_{ch}(Q - Q_{ad}) = 0 \quad (1.5.3)$$

$$Q = \frac{k_{ch} Q_{ad}}{k_c + k_{ch}} \quad (1.5.4)$$

Es decir que las pérdidas hidráulicas mínimas no se producen para  $Q_{ad}$  sino para un caudal algo inferior.

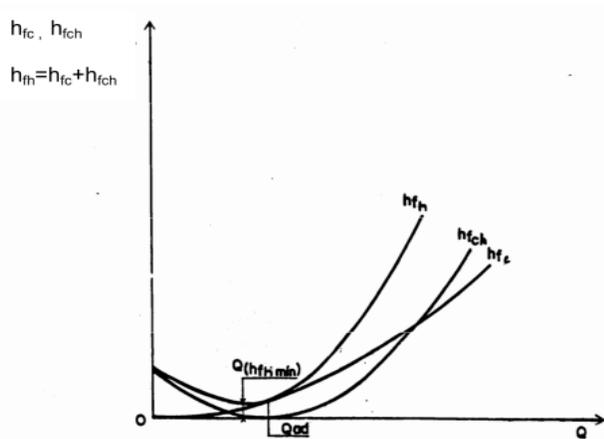


Figura 1.5.1: Pérdidas hidráulicas

### 1.5.3. Curva característica considerando las pérdidas hidráulicas.

Restando, ahora, con las pérdidas hidráulicas a la altura interna se obtiene la curva característica  $(H_m - Q)$  teórica de una bomba funcionando como turbina (BFT). En la figura 1.5.1 se representan las diferentes pérdidas existentes consideradas por el momento hasta alcanzar la curva característica teórica de la bomba funcionando como turbina (BFT).

$$H_m = H_i - h_{fc} - h_{fch} \quad (1.5.5)$$

Se denomina rendimiento hidráulico ( $\eta_h$ ) o manométrico al cociente  $\frac{H_m}{H_i}$ , el cual resulta ser máximo para un  $Q < Q_{ad}$ .

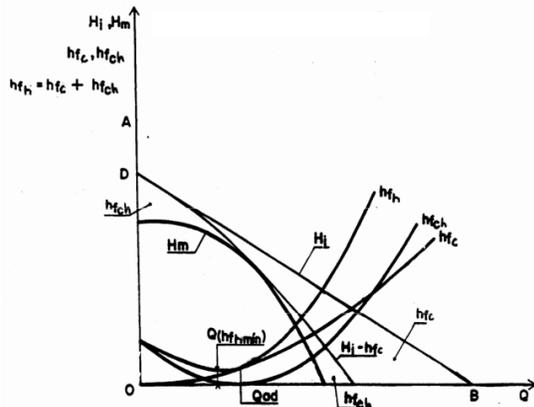


Figura 1.5.2: Curva característica teórica de una bomba funcionando como turbina (BFT)

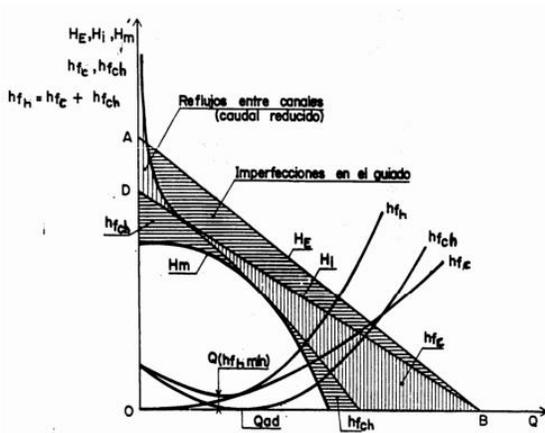


Figura 1.5.3: Pérdidas en una bomba funcionando como turbina (BFT)

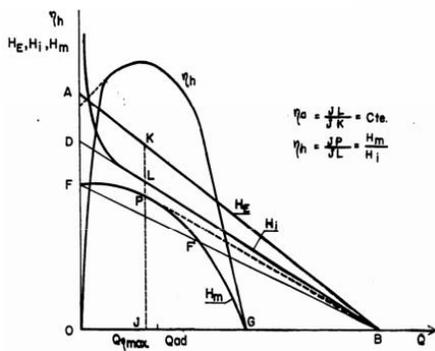


Figura 1.5.4: Curva de rendimientos en función del caudal.

### 1.5.4. Pérdidas volumétricas

Otro factor, ya enumerado, a considerar en las modificaciones que sufre la cc ideal de la bomba funcionando como turbina (BFT), corresponde a las fugas del líquido, denominadas pérdidas volumétricas. Estas constituyen un caudal que ve incrementada su energía pero que no resulta útil en el proceso.

En primer término, nos referiremos a las fugas producidas en el punto o puntos en que el eje penetra en la carcasa de la bomba funcionando como turbina (BFT). Se trata de un caudal muy reducido en condiciones de buen funcionamiento de la bomba funcionando como turbina (BFT) que puede depreciarse totalmente, pues alcanza valores tan solo de  $\text{cm}^3/\text{min}$ .

La pérdida volumétrica que no puede ser despreciada por su magnitud e importancia es la que se produce entre la salida y entrada del rodete por su parte exterior, debido al gradiente de energías que existe entre ambos puntos, lo que origina un refluo a modo de cortocircuito hidráulico.

Pérdidas de este tipo se producen también:

- Entre los rodetes de fases consecutivas de una bomba funcionando como turbina (BFT) de multietapada.
- Por los elementos compensadores de empujes axiales, bien sean orificios dispuestos en el propio rodete o tambores o discos de compensación.
- Entre la carcasa y el rodete en rodetes semiabiertos o abiertos.
- En el sistema de refrigeración de la caja prensaestopas.
- El caudal de pérdidas no es constante y depende de la diferencia de energías entre la salida y entrada del rodete y de las características de los anillos de cierre, cuyo fin disminuir estas pérdidas. Dicho caudal seguirá la siguiente expresión, facilitada por la ecuación de Torricelli:  $q = m * S \sqrt{2 * g * H}$ ; donde S es la sección transversal de paso de fuga del caudal, H la diferencia de energías entre sus extremos y m el coeficiente de paso que depende del camino recorrido por el caudal de cortocircuito

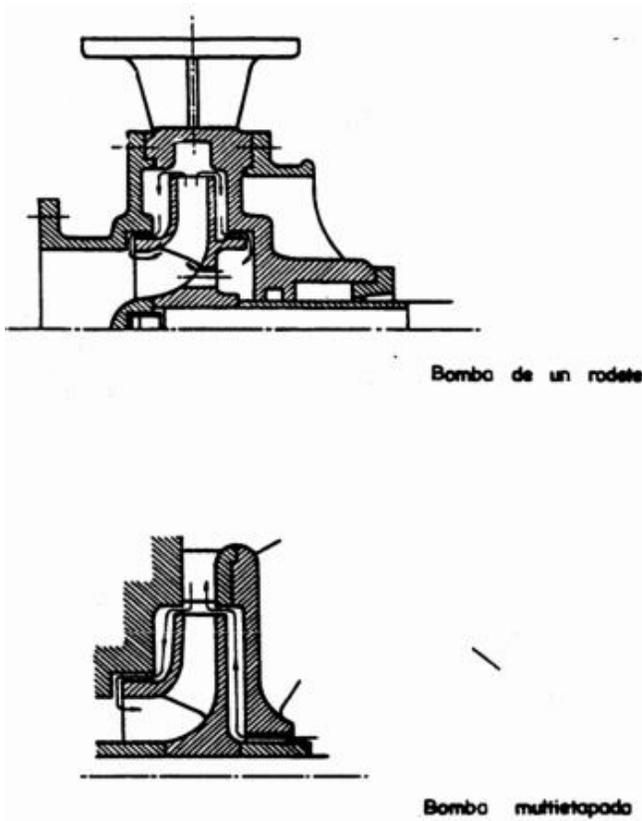


Figura 1.5.5: Pérdidas volumétricas

Lógicamente estas pérdidas son tanto mayores cuanto más elevada sea la altura manométrica de la bomba; por tanto, salvo en la zona inestable de la curva característica, disminuirán al incrementarse el caudal.

La curva característica  $H_m - Q$  teórica definitiva se obtiene restando al caudal total el de pérdidas para cada altura.

El rendimiento volumétrico es:

$$\eta_v = \frac{(Q-q)}{Q} = \frac{Q_U}{Q} \quad (1.5.6)$$

La potencia absorbida - caudal queda alterada por las pérdidas volumétricas en lo referente al caudal, ya que se precisa la misma potencia para un caudal menor.

Figura 1.5.6: potencia absorbida caudal teniendo en cuenta las pérdidas volumétricas y orgánicas

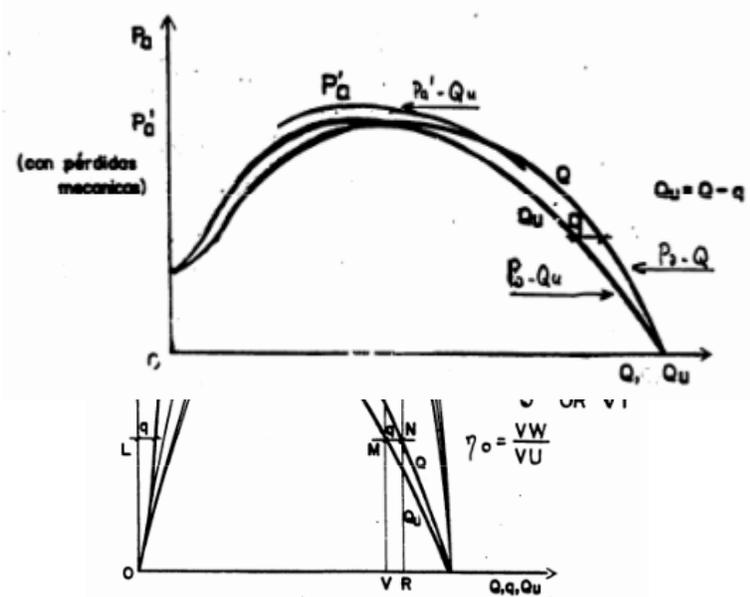


Figura 1.5.7: Pérdidas volumétricas y orgánicas

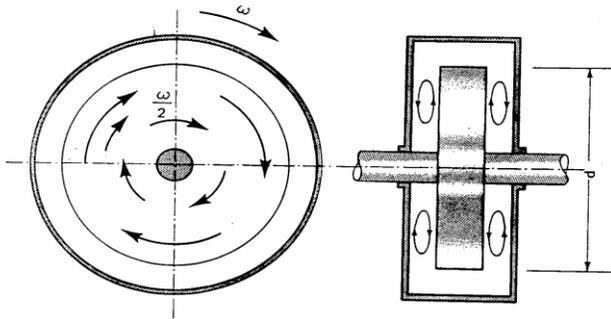
### Pérdidas mecánicas.

Las pérdidas mecánicas, últimas en nuestra aproximación a la realidad, se pueden dividir en dos grupos: Internas y externas.

Las pérdidas mecánicas internas se refieren a las denominadas de frotamiento de disco, debidas a los rozamientos del líquido con las paredes exteriores del rodete y contra algún otro elemento no incluidos en el interior de la rueda ni del sistema difusor, como pueden ser los tambores o discos de atenuación de los empujes axiales.

Las pérdidas mecánicas externas corresponden a las pérdidas orgánicas producidas en cojinetes, cajas prensaestopas y otros puntos de rozamiento mecánico.

Las pérdidas por frotamiento de disco son las que tienen una mayor incidencia y, en principio, las únicas que sufren variaciones al modificarse el punto de funcionamiento de la máquina.



**Figura 1.5.8: Pérdidas por frotamiento de disco**

Por una parte, son proporcionales como toda potencia al cubo de la velocidad de giro y a la quinta potencia del diámetro de salida. Desde otro punto de vista estas pérdidas crecen con la rugosidad de los discos del rodete, y con el huelgo entre la llanta y la carcasa; y disminuyen con el número de Reynolds.

Las pérdidas mecánicas no modifican la curva característica  $H - Q$ , pero si alteran la curva característica  $P_a - Q$  y  $\eta - Q$  ya que requieren una potencia adicional para ser vencidas, que debe proporcionar el motor de arrastre.

En cuanto a la curva característica  $P_a - Q$ , la curva sufre un de calaje hacia arriba para cada caudal

### 1.6. Expresión analítica de la curva característica teórica de la turbo bomba

Altura de Euler

$$H_E = A' - B' * Q \quad (1.6)$$

Altura Interna

$$H_i = \frac{H_E}{(1+K)} = \frac{A'}{(1+K)} - B' * \frac{Q}{(1+K)} = A' - B' * Q \quad (1.6.1)$$

Altura manométrica

$$H_m = A' - B' * Q - k_c * Q^2 - k_{ch} * (Q - Q_{ad})^2 \quad (1.6.2)$$

Pérdidas volumétricas

$$Q = Q_u + q$$

Siendo

$$q = m * H_m^{\frac{1}{2}} \quad (1.6.3)$$

Sustituyendo, operando y eliminando subíndices de  $H$  y  $Q$  se obtiene:

$$H + d * H^{\frac{1}{2}} + e * H^{\frac{1}{2}} * Q = a - b * Q - c * Q^2 \quad (1.6.4)$$

Suponiendo  $d = 0$  y  $e = 0$ , se obtiene la expresión simplificada;

$$H = a - b * Q - c * Q^2 \quad (1.6.5)$$

Expresión válida para turbinas radiales y diagonales, para totalmente diagonales y axiales, es conveniente tomar:

$$H = a - bQ - cQ^2 - dQ^3 \quad (1.6.6)$$

### **1.6.1. Parámetros que afectan a la curva característica de una bomba funcionando como turbina (BFT).**

Analizados los factores que modifican la curva característica de una bomba funcionando como turbina (BFT) desde la ideal hasta la real, ahora se estudia de una manera sistemática la forma en que afectan al trazado de la cc las diferentes variables que entran en juego en este fenómeno físico.

Este estudio se va a realizar siguiendo el orden establecido hasta el momento, es decir se empezará con la cc ideal para luego proseguir ordenadamente con los factores que la modifican.

### **1.6.2 Análisis de las variables que afectan la expresión de Euler**

Como se acaba de ver en el apartado anterior la expresión de Euler está afectada por las variables:  $N$ ,  $D_2$ ,  $\frac{D_1}{D_2}$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_1$ ,  $b_2$  y  $b_1$ , de la forma que se estudia en los parámetros siguientes:

De la expresión de Euler, lo cual es ratificado por los parámetros de Rateau, se deduce que:

La altura varía con la velocidad de giro al caudal es proporcional a  $N$  modificándose la curva característica ideal tal como señala la figura 1.5.8. El esquema situado en el ángulo superior derecho de la figura ayuda a comprender la forma en que se modifica la curva característica.

De la misma expresión se deduce igualmente que:

- Al incrementarse el diámetro a la salida crecen la altura y el caudal proporcionalmente a su cuadrado.
- Al disminuir  $\frac{D_1}{D_2}$  aumenta tanto  $H$  como  $Q$  (figura 1.6)

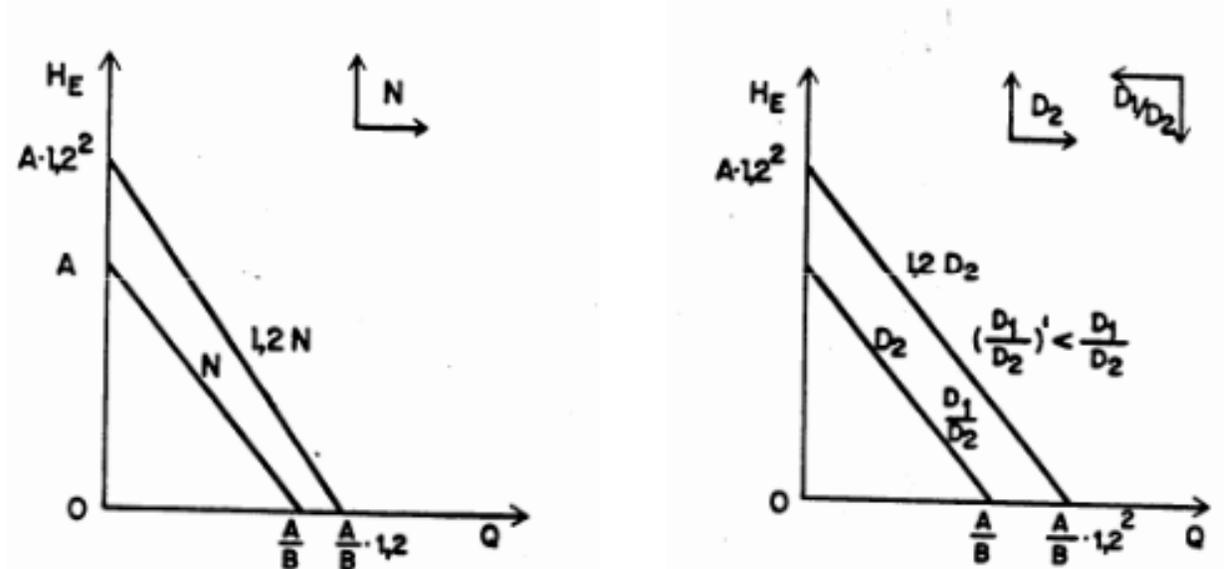


Figura 1.6: Modificación De la curva característica  $H_E - Q$  con la velocidad de giro

- El aumento de  $\beta_2$  lleva consigo la disminución de la  $\text{ctg}\beta_2$  y por tanto la modificación de  $B$  en el mismo sentido, mientras que  $A$  no se altera, con lo que  $\frac{A}{B}$  aumenta, por lo que la recta  $H_E - Q$  pivota sobre  $A$ , disminuyendo su pendiente como ya se había adelantado (figura:26).
- El parámetro  $\beta_1$  afecta a la inversa que  $\beta_2$ ; su incremento reduce  $B$ , no altera  $A$ , con lo que  $\frac{A}{B}$  disminuye, la recta característica pivota sobre  $A$  y aumenta su pendiente (figura 1.6.1).
- Las anchuras del rodete a la salida y entrada,  $b_2$  y  $b_1$  tienen una incidencia análoga a los ángulos respectivos (figura 1.6.1

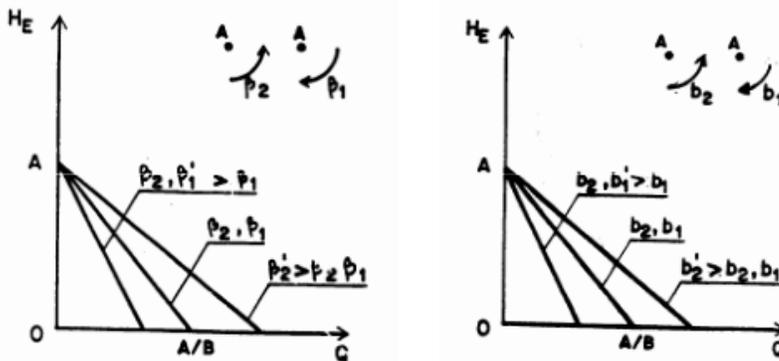


Figura 1.6.2: Modificación De la curva característica  $H_E - Q$  con  $\beta_2$

### 1.6.3. Imperfecciones en el Guiado

Analizando la expresión debida a Pfleiderer (1952) se deduce que las imperfecciones en el guiado dependen de:  $z$ ,  $\beta_2$ ,  $\frac{D_1}{D_2}$  y del tipo de sistema difusor.

De dicha expresión se deduce que, las imperfecciones en el guiado son tanto menores y por ello la recta  $H_i - Q$  tanto más pendiente cuanto (figura 1.6.3), mayor sea el número de álabes, menor sea  $\beta_2$ , menor sea  $\frac{D_1}{D_2}$ , es decir el difusor sea más perfecto.

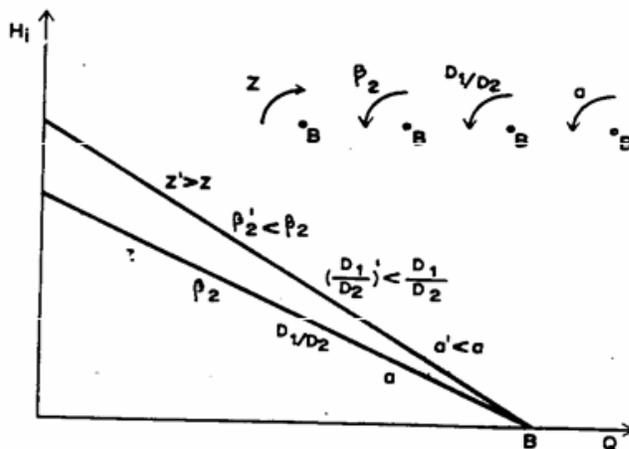


Figura 1.6.3: Modificación de la curva característica  $H_E - Q$  teniendo en cuenta las imperfecciones en el guiado.

## 1.7. Otras pérdidas.

### 1.7.1 Pérdidas Hidráulicas

Las pérdidas hidráulicas dependen de las características de los conductos que conforman la bomba funcionando como turbina (BFT) por los que circula el líquido, así como del caudal y de la viscosidad del fluido.

Los parámetros que tienen incidencia son los siguientes:

- Rugosidad de las paredes de los conductos, disminuyendo lógicamente  $h_{fc}$  con ella.
- Longitud del conducto, influyendo por tanto  $D_2$  y la relación  $\frac{D_1}{D_2}$ , incrementándose  $h_{fc}$  con los dos primeros y reduciéndose con el último.
- Cambios de dirección y sección, los cuales resultan más favorables con  $\beta_2$  reducidos, reduciéndose  $h_{fc}$ .
- El número de álabes; cuanto mayor sea mayor será el perímetro mojado y menor radio hidráulico, elevándose las pérdidas hidráulicas por conducción. Este factor afecta a la inversa que las imperfecciones en el guiado, existiendo un valor óptimo o de compromiso.
- El espesor reducido de los álabes, el acabado de la proa y popa de éstos, así como un buen diseño del rodete reduce lógicamente las pérdidas hidráulicas.

Los factores que afectan las pérdidas por choque son difíciles de evaluar, sin embargo, puede afirmarse, observando la expresión que las define, que se incrementan con  $D_1$ ,  $D_2$  y  $N$  y disminuyen con el factor  $k$  de las imperfecciones en el guiado

### 1.7.2. Pérdidas volumétricas

Como ya se ha señalado las pérdidas volumétricas más importantes son proporcionales a la raíz cuadrada del gradiente de energía existente entre la entrada y salida de la rueda, dependiendo además del tipo de anillos de cierre y de los huelgos formados entre el rotor y estator de la máquina.

Lógicamente estas pérdidas son tanto mayores cuanto más elevada sea la altura manométrica de la bomba; por tanto, salvo en la zona inestable de la curva característica, disminuirán al incrementarse el caudal.

### **1.7.3. Pérdidas orgánicas**

Entre las pérdidas orgánicas son las de frotamiento de disco las que tienen una mayor incidencia y, en principio, las únicas que sufren variaciones al modificarse el punto de funcionamiento de la máquina.

Por una parte, son proporcionales como toda potencia al cubo de la velocidad de giro y a la quinta potencia del diámetro de salida. Desde otro punto de vista estas pérdidas crecen con la rugosidad de los discos del rodete, y con el huelgo entre la llanta y la carcasa; y disminuyen con el número de Reynolds.

En este tipo de pérdidas tendrá lógicamente influencia la forma de la caja prensaestopas o cierres mecánicos, en su caso, el tipo de anillos de cierre, de los discos o tambores compensadores de empujes axiales, si los tuviere, y de los cojinetes empleados rotación inversa y Flujo inverso.

### **1.8. Comportamiento de la Bomba y de la Bomba funcionando como Turbina**

Como se ha visto en el capítulo 1 el comportamiento de la bomba centrífuga que opera a rotación constante se representa en la (Figura 1.9).

La misma bomba operando como turbina en rotación constante se muestra en la (Figura 1.8.1). Tenga en cuenta que el flujo  $Q_0$  es un flujo inicial y necesario para la BFT empezar a girar.

Es importante tener en cuenta que para que el rendimiento de la BFT sea el mismo que el de la bomba es necesario que la altura y el flujo de BFT sean mayores que los valores obtenidos por la bomba. El resultado es un aumento de la potencia en el eje cuando la máquina está funcionando como turbina.

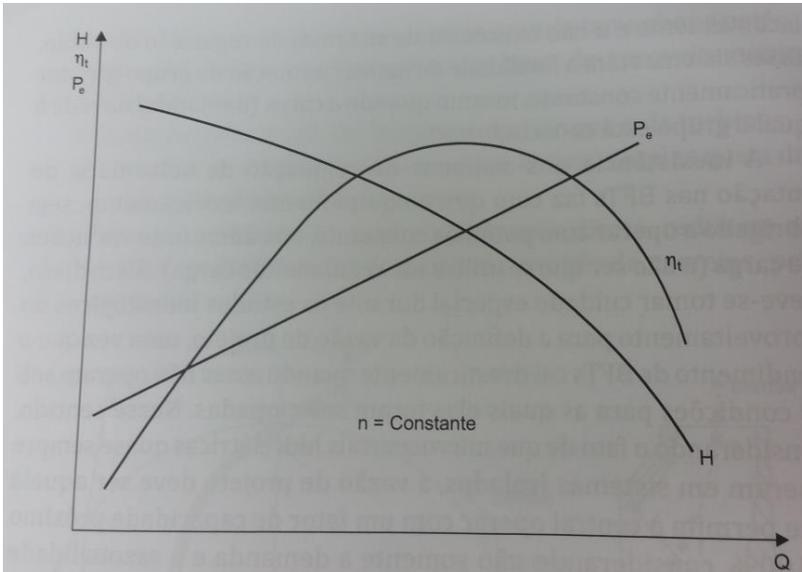


Figura 1.8: Curvas de caudal versus rendimiento, altura y potencia de eje de una bomba centrífuga con rotación constante.

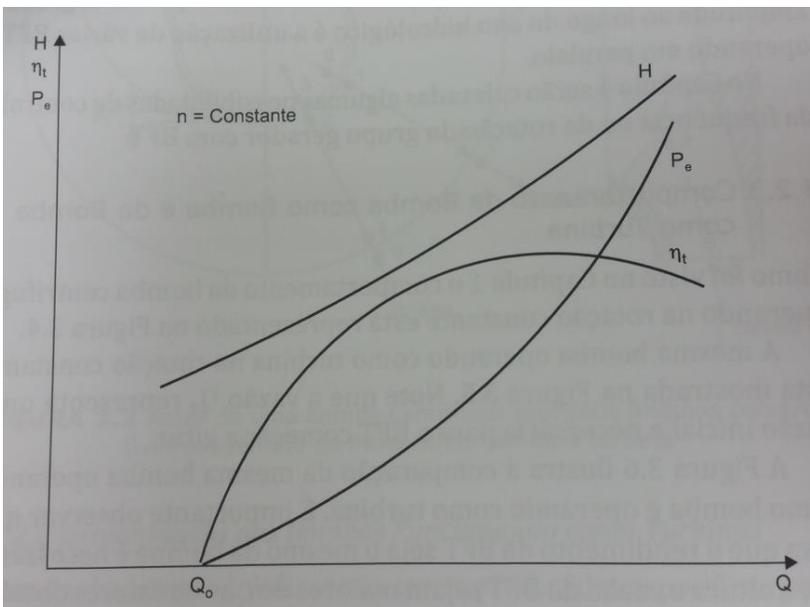


Figura 1.8.1: Curvas de caudal versus rendimiento, altura y potencia de eje de una bomba centrífuga con rotación constante operando como turbina.

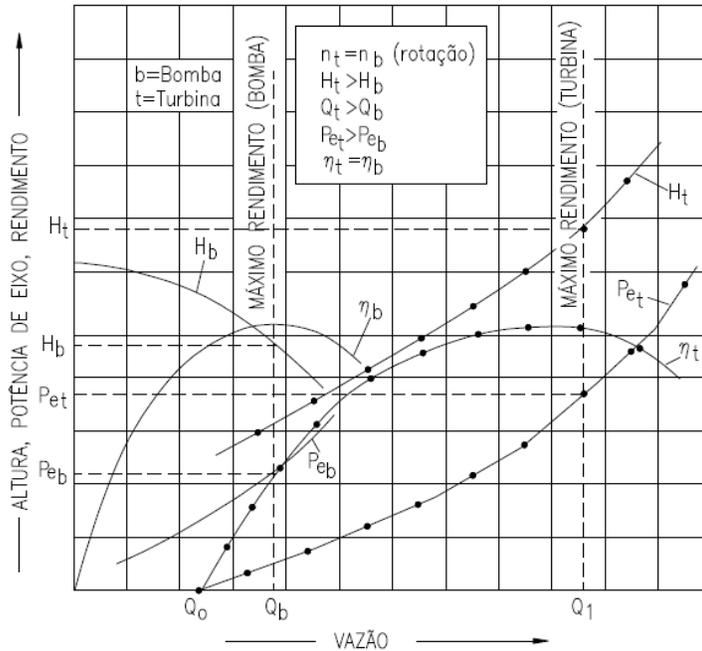


Figura 1.8.2: Comparación de curvas de bombas y de BFT con rotación constante.

En la figura 1.8.2 se pueden definir los coeficientes de corrección de flujo y la altura que se muestran en la ecuación 1.8.

$$k_q = \frac{Q_b}{Q_t} ; k_a = \frac{H_b}{H_t} \quad (1.8)$$

Dónde:

- $k_q$  [1] – coeficiente de corrección de flujo;

Estos coeficientes se obtienen experimentalmente y serán importantes para la selección de Bomba Funcionando Turbina (BFT). En el caso de la ecuación 1.8 los valores de los coeficientes son menores que 1.

Romero (2018), presenta una tabla resumen de expresiones matemáticas para determinar los coeficientes  $K_Q$ ,  $K_H$  y  $K_\eta$  de varios autores en función del rendimiento y del número específico de revoluciones y velocidad específica, Ver Anexo VII.

Shahram Derakhshan y Ahmad Nourbakhsh (208), desarrollan un método para la determinación de los coeficientes  $K_Q$ ,  $K_H$ ,  $K_N$  y  $K_\eta$  los cuales se determinan según en función de  $n_{qBFT}$ , por la figura 1.8.3.

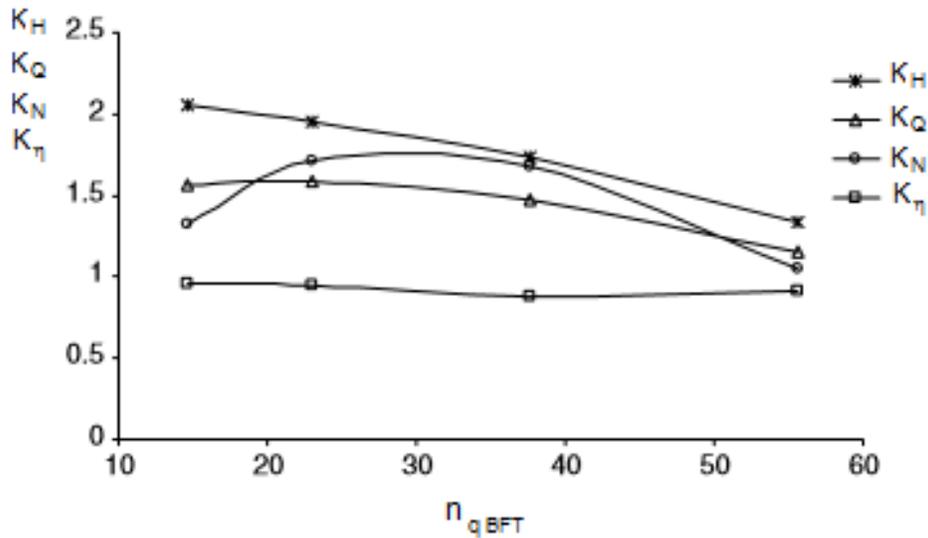


Figura 1.8.3. Coeficientes de carga, flujo, potencia y rendimiento en función de la velocidad específica de la bomba usada como turbina Shahram Derakhshan y Ahmad Nourbakhsh (208),

## 1.9 Velocidad específica

### 1.9.1. Velocidad específica $n_s$

La velocidad específica europea ( $n_s$ ) es el número de revoluciones por minuto a que giraría una turbina para que con un salto neto ( $H_n$ ) de 1 m genere una potencia  $N$  de 1 CV Fernández, (2004).

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H_n^{5/4}} \quad (1.9.1)$$

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

En lugar de comparar las turbinas que difieren a la vez en el salto  $H_n$ , potencia  $N$  y velocidad  $n$ , se comparan entre sí las que dan la misma potencia  $N = 1 \text{ CV}$ , bajo el mismo salto  $H_n = 1 \text{ m}$ , y que sólo difieren en su velocidad  $n_s$ ; cada una de ellas

define una serie de turbinas semejantes de igual rendimiento, cuyas dimensiones se obtienen multiplicando las de la turbina modelo por  $\sqrt{(2gH_n)}$

### 1.9.2. Velocidad específica $n_q$ .

En Estados Unidos se ha introducido el concepto de número específico de revoluciones  $n_q$  que debería tener un tipo de turbina determinado para evacuar un caudal  $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ , bajo un salto de  $H_n = 1 \text{ m}$ , con el máximo rendimiento posible (Fernández, 2004 ).

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \quad (1.9.2)$$

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

La forma de caracterizar a las turbinas por su  $n_q$  parece bastante racional, por cuanto los datos del problema suelen ser, generalmente, el caudal  $Q$  y el salto neto  $H_n$ , y no la potencia, como en el caso de  $n_s$ . Para calcular  $n_s$ , se debe determinar previamente la potencia fijando un rendimiento global que no se conoce, y que varía en cada salto con el caudal y con la velocidad y en cuyo cálculo hay que recurrir a métodos experimentales.

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

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

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma \eta}{75}} n_q \quad (1.9.3)$$

Y como el líquido es agua, resulta:

$$n_s = 3.65 \sqrt{\eta} n_q \quad (1.9.4)$$

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

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

## **CAPÍTULO II MÉTODO DE SELECCIÓN DE BOMBAS PARA SER USADAS COMO TURBINAS.**

### **2.1. Procedimientos para la predicción de las características de bombas para ser usadas como turbinas.**

La selección de una bomba adecuada funcionando como turbina (BFT) para un sitio en particular aun constituye un gran problema en la instalación de la bomba en el sitio de una pequeña central hidroeléctrica. Varios investigadores a saber. Stepanoff, Childs, Sharma, Wong, Williams, Alatorre-Frenk, etc. presentaron algunas relaciones para predecir el rendimiento de la bomba funcionando como turbina (BFT). Estas relaciones se basaron en la eficiencia de la bomba o en la velocidad específica. Pero se ha descubierto que la desviación entre la operación inversa experimental y prevista de las bombas estándar es más del 20% [4] Chapallaz, J.M., (1992). [4]. El objetivo de estas relaciones es calcular el mejor punto de eficiencia (BEP) de la bomba para el modo de turbina utilizando los datos de operación de la bomba provistos por el fabricante.

Childs (1962) presentó el método de predicción para bomba funcionando como turbina (BFT) basado en la eficiencia de la bomba. Un tipo similar de enfoque fue presentado por McClaskey y Lundquist (1976) y Lueneburg y Nelson (1985). Hancock (1963) afirmó que, para la mayoría de las bombas, la turbina el punto de mejor eficiencia (BEP) se encuentra dentro del  $\pm 2\%$  del modo de bomba BEP. También Grover (1980) y Hergt (1987) propusieron el método de predicción para bomba funcionando como turbina (BFT) basado en la velocidad específica para el modo de turbina (obtenida de forma similar a la velocidad específica de la bomba). El método de Grover es aplicable para el rango de velocidad específico del modo de turbina 10-50 (1994). La comparación entre los resultados experimentales y los métodos propuestos por los investigadores anteriores muestra desviaciones relativamente grandes, por lo tanto, el uso de estas fórmulas se ha limitado a la selección aproximada de para bomba funcionando como turbina (BFT).

Hasta ahora, las técnicas de CFD no son exitosas para presentar la predicción de rendimiento correcta de bomba funcionando como turbina (BFT). Muchos investigadores han intentado explorar el funcionamiento de bomba funcionando como turbina (BFT) utilizando CFD, pero se han descubierto grandes desviaciones

en los resultados entre los resultados experimentales y los CFD. Derakhshan y Nourbakhsh (2008) compararon los resultados teóricos, experimentales y de CFD de una BFT, pero se observaron grandes desviaciones entre el CFD y los resultados experimentales. El modelado de cada parte de la bomba es muy difícil en CFD debido a lo cual la estimación precisa de las pérdidas es difícil.

Como se discutió anteriormente, se han propuesto varios métodos para la predicción de la operación inversa de la bomba centrífuga. Pero se ha obtenido un error de más de  $\pm 20\%$ , en comparación con los resultados experimentales (1995). Ningún método es 100% confiable para predecir el rendimiento preciso de la turbina. Por lo tanto, estos métodos están confinados a la selección preliminar de bombas para ser utilizadas como turbinas. Además, los métodos para predecir el rendimiento del modo de turbina a partir de los datos del modo de bomba tienen mucha importancia porque los fabricantes de bombas proporcionan curvas de características solo para el modo de bomba. Sin embargo, la selección preliminar de BFT es importante para obtener una estimación aproximada de las características del modo de turbina de las características del modo de bomba.

La forma más sencilla de seleccionar una bomba para una microhidráulica es la predicción de las características de la turbina de la bomba a partir de las características del modo de su bomba. Pero la predicción de las características de la turbina de una bomba desde las características de la bomba es siempre un gran desafío, ya que proporciona una característica de rendimiento del modo de turbina aproximado. La predicción precisa del rendimiento de la turbina a partir de los datos de la bomba puede hacer que la selección preliminar de PAT para un sitio de micro hidroeléctrica en particular sea más fácil y rápida.

## **2.2. Métodos más empleados en la selección de bombas para ser usadas como turbinas.**

Existen varios enfoques y autores que investigaron el comportamiento hidráulico de BFT, destinada a establecer normas que permitan la selección de dichos equipos para su aplicación práctica en las centrales hidroeléctricas. En general, todo el trabajo converge en los siguientes puntos:

- El rendimiento de una BFT es inferior; o, como máximo, igual al funcionamiento de la bomba, como tal;
- La BFT debe operar con mayor flujo y caída que los valores nominales de la bomba (con el mismo espín), para dar el mismo rendimiento.

(Referencia del autor) presenta tres métodos de selección BFT, que son:

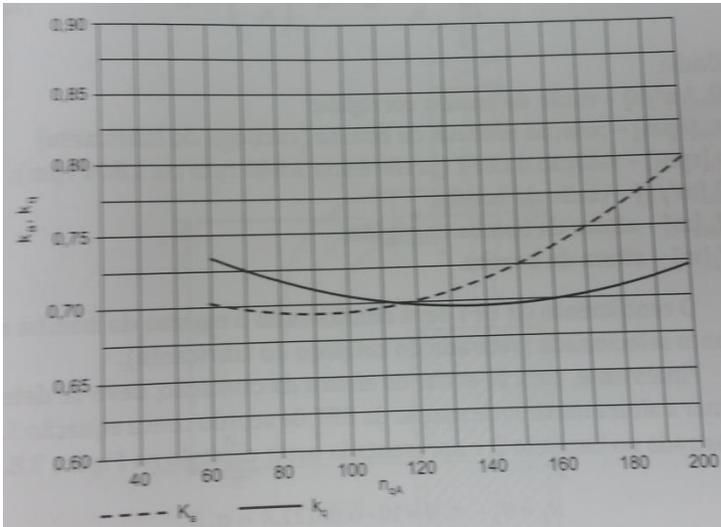
- Método de Viana (1987);
- Método Chapallaz et al. (1992).
- Método de Orlando A. AUDISIO

### 2.2.1. Método de Viana.

El método de selección de BFT desarrollado por Viana (1987) es definir las bombas de la altura y de flujo comercial para operar a la inversa, mediante el uso de coeficientes obtenidos experimentalmente por el autor; y los trabajos de Kittredge (1961) y Buse (1981), están relacionados con la rotación específica  $n_{qA}$  de las BFT. El método es aplicable para una rotación específica  $n_{qA}$  en el rango de 40 a 200, siendo los coeficientes obtenidos experimentalmente y actualizados con cerca de 50 bombas, los trabajos de Nogueira (1990) y Ricardo (2007) se muestran en la Figura 33.

Dados el caudal de diseño de la turbina  $Q_t$  y la altura de caída neta de la turbina  $H_t$ , obtenidos según el uso, se calcula la  $n_{qA}$ , a través ecuación 2.1, utilizando inicialmente una rotación  $n_t$  de 3600 rpm. En el caso de que la rotación específica no se encuentre dentro del rango de 40 a 200, se vuelve a calcular  $n_{qA}$  utilizando  $n_t$  de 1800 rpm. Con  $n_{qA}$ , se determina a partir de la Figura 2.1 los coeficientes de altura  $k_a$  y caudal  $k_q$ . La posición de los coeficientes se determina con la ecuación 2.1, la altura y el flujo de la bomba. Con los valores de caudal y altura, se selecciona en los gráficos proporcionados por los fabricantes de bombas la bomba apropiada que operara a la inversa como turbina.

Las velocidades de 3600 rpm y 1800 rpm se adoptan principalmente por razones económicas: cuanto mayor sea la velocidad, el costo de los generadores será menor.



**Figura 2.1 Coeficientes de flujo y altura – Viana (1987)**

$$n_{qA} = \frac{10^3 \cdot n_t \cdot \sqrt{Q_t}}{(H_t \cdot g)^{0.75}} \quad (2.1)$$

$$Q_b = k_q \cdot Q_t \quad ; \quad H_b = k_a \cdot H_t \quad (2.1.1)$$

Como las bombas, debido a que el factor de deslizamiento del motor funciona con rotaciones menores a 1.800 rpm y 3.600 rpm, debe ajustarse la altura y el flujo encontrados para la rotación nominal de la bomba, con fórmulas de afinidad, ecuación 2.2.2.

$$Q_{bc} = \frac{n_{nb}}{n_t} \cdot Q_b \quad ; \quad H_{bc} = \left(\frac{n_{nb}}{n_t}\right)^2 \cdot H_b \quad (2.2.2)$$

El rendimiento de la BFT se considerará el mismo que el de la bomba en el punto seleccionado (del catálogo del fabricante).

Por último, para evitar los efectos de cavitación, se debe determinar la altura máxima de succión de la BFT, de acuerdo a la ecuación 2.2.3, como se muestra en el Capítulo 2, y se presenta en este capítulo en la Figura 2.1.1.

$$H_S = H_B - \sigma \cdot H = 10 - 0,00122 \cdot A - \sigma \cdot H_t \quad (2.2.3)$$

El coeficiente de cavitación de Thoma para bombas centrífugas, en el trabajo de Viana (1987), fue considerado como el de la turbina Francis, que se muestra en el Capítulo 2 Artículo 2.8.2 y la ecuación 2.2.4 de este artículo.

$$\sigma = 0,025 \cdot (1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2) \rightarrow \text{Turbina Francis}$$

(2.2.4)

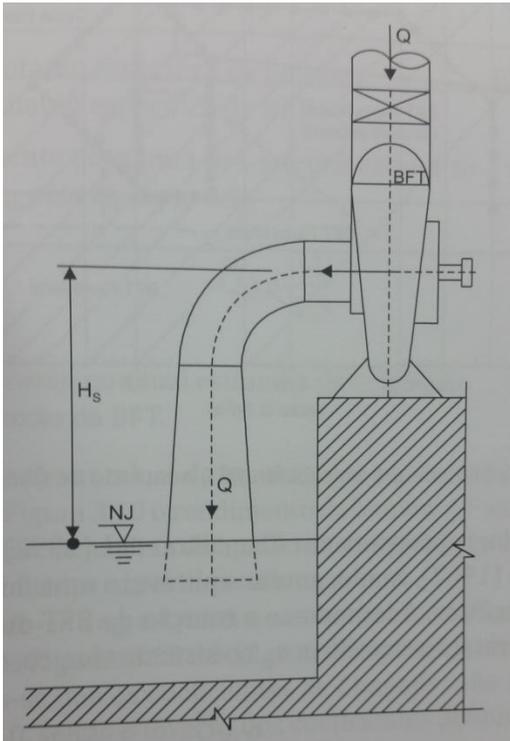


Figura 2.1.1: Altura geométrica de succión.

### 2.2.2. Método de Chapallaz.

Inicialmente Chapallaz (1992) selecciona la bomba de un modo general por la gráfica de la Figura 2.3. El gráfico contiene el flujo y la altura de BFT, los tipos de bombas y la potencia hidráulica de BFT. Después de esta pre-selección se inicia con el detalle de la elección más apropiada para el uso en cuestión.

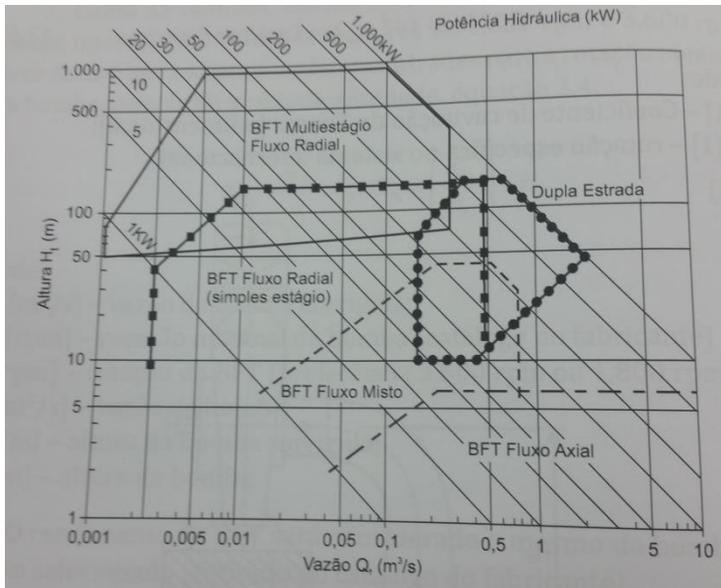


Figura 2.2: Gráfico de pre-selección de BFT, adaptado de Chapallaz (1992).

La metodología propuesta por Chapallaz *et. al.* (1992) se asemeja a la de Viana (1987), es, sin embargo, aplicable a una gama más amplia de velocidades específicas  $n_{qt}$  en el sistema técnico, la ecuación 2.2.5.

$$n_{qt} = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{0.75}} \tag{2.2.5}$$

Al igual que en el método de Viana (1987), la rotación de 1800 rpm se adoptó por razones económicas, que pueden reducirse en función de las características del uso.

Basado en los resultados experimentales, se presenta la rotación específica de la bomba de acuerdo a la rotación específica de la BFT, la ecuación 2.2.6.

$$n_{qb} = \frac{n_{qt}}{0.89} \tag{2.2.6}$$

Inicialmente para una preselección se estima el caudal nominal de la bomba  $Q_{nb}$  por la ecuación 2.2.7.

$$Q_{nb} = \frac{Q_t}{1.3} \tag{2.2.7}$$

Con el caudal nominal de la bomba  $Q_{nb}$  y su rotación específica  $n_{qb}$ , se selecciona de la Figura 2.2 el rendimiento de la bomba. La Figura 2.2 representa la

eficiencia máxima de la bomba en función de la rotación específica y el flujo, obtenida experimentalmente.

Utilizando el  $n_{qb}$  y los rendimientos estimados en la Figura 2.2, se interpolan en las Figuras 2.2.1 y 2.2.2 los coeficientes de altura  $k_{ac}$  y flujo  $k_{qc}$ , sabiendo que los coeficientes Chapallaz se definen por la ecuación 2.9, siendo la inversa de los coeficientes definidos por Viana.

$$k_{qc} = \frac{Q_t}{Q_b} ; k_{ac} = \frac{H_t}{H_b} \quad (2.2.8)$$

Las expresiones 2.2.8 tienen las relaciones que se muestran en las ecuaciones 2.2.9 donde se determinan el flujo y la altura de la bomba.

$$Q_b = \frac{Q_t}{k_{qc}} ; H_b = \frac{H_t}{k_{ac}} \quad (2.2.9)$$

Cuando sea necesario, se corrige la altura y el caudal establecidos por las expresiones de la ecuación 2.2.10, de la velocidad nominal de la bomba, de acuerdo con las leyes de afinidad.

$$Q_{bc} = \frac{n_{nb}}{n_t} \cdot Q_b ; H_{bc} = \left(\frac{n_{nb}}{n_t}\right)^2 \cdot H_b \quad (2.2.10)$$

Con los valores corregidos, se obtiene de la carta del fabricante el rendimiento real de la BFT, considerado igual a la bomba en un punto determinado.

Finalmente, para evitar los efectos de la cavitación, se debe determinar la altura máxima de succión de la BFT, de acuerdo con la ecuación 2.2.11.

$$H_s = H_b - \sigma \cdot H = 10 - 0,00122 \cdot A - \sigma \cdot H \quad (2.2.11)$$

Donde:

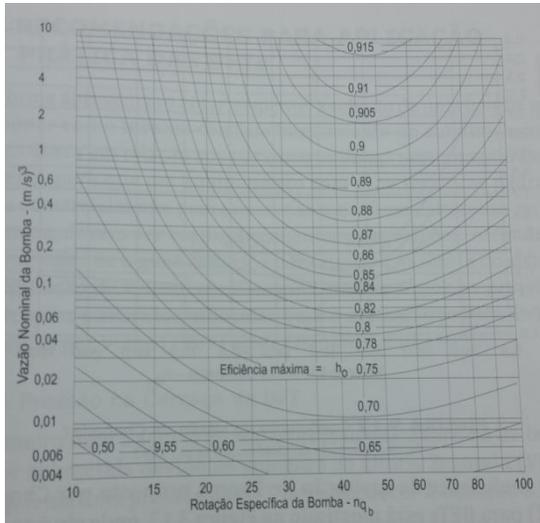


Figura 2.2.1: Estimación de rendimento de BFT.

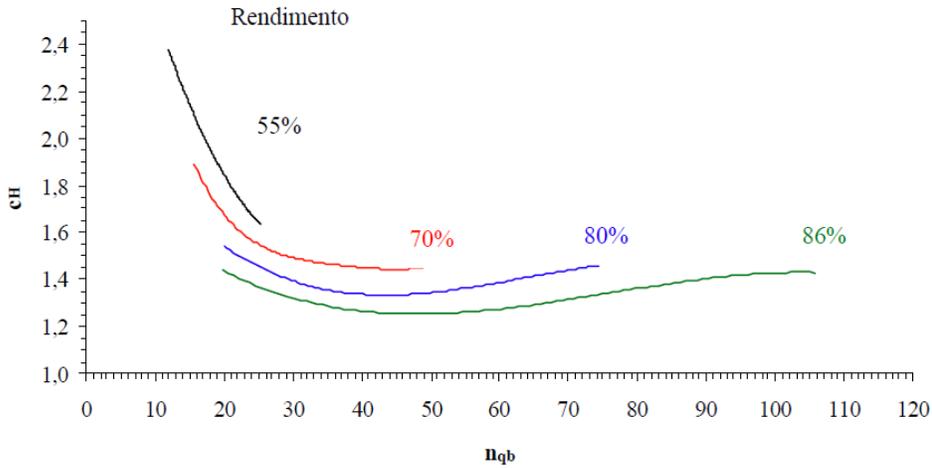


Figura 2.2.2: Coeficientes de altura de Chapallaz.

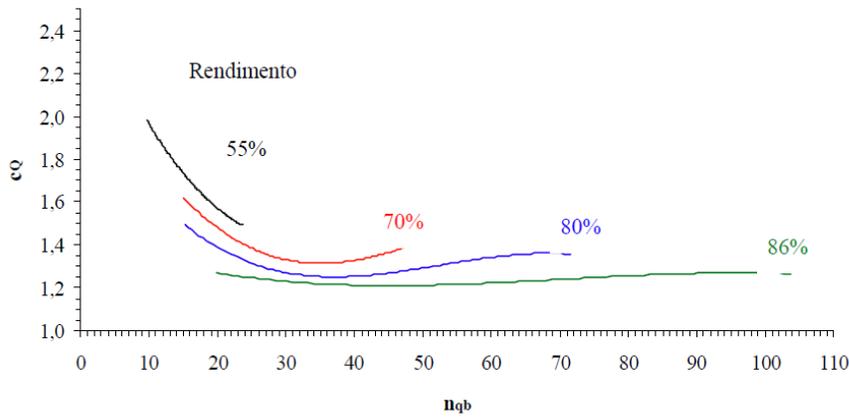


Figura 2.2.3: Coeficiente de caudal de Chapallaz

El coeficiente de cavitación Thoma propuesto por Chapallaz (1192) para BFTS se muestra en la Figura 2.2.3, donde se considera entre coeficientes de bombas y turbinas.

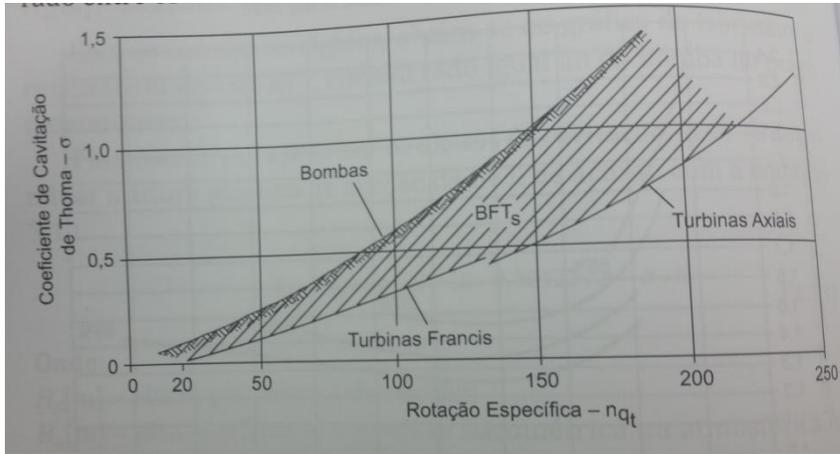


Figura 2.2.4: Coeficiente de cavitación de las turbinas, bombas y BFTS.

### 2.3. Modelos matemáticos para la estimación de las curvas características completas de una bomba funcionando como turbina.

Los métodos de pronóstico de los parámetros de las bombas funcionando como turbinas evaluados hasta el momento solamente pronosticaron el punto de mejor eficiencia o de diseño de la de las bombas funcionando como turbinas. Algunos autores han desarrollado modelos matemáticos que permiten estimación de las curvas características completas de una bomba funcionando como turbina.

#### 2.3.1. Modelo presentado por Orlando A. Audisio.

En función de predecir el funcionamiento, **Audisio**, propone el siguiente método de predicción de las características para bombas funcionando como turbinas.

Primero se obtienen dos parámetros adimensionales llamados  $E_T$  y  $E_{2T}$  (que miden respectivamente la pendiente y la curvatura de la curva característica de altura vs. caudal en el PME como turbina:

$$E_T = 0.68 + 1.20\sqrt{\Omega_p} \quad (2.2.18)$$

$$E_{2T} = 0.76 + 2.10\sqrt{\Omega_p} \quad (2.2.19)$$

y después se calculan los siguientes cinco coeficientes:

$$A_H = \frac{E_{2T} H_*^{\wedge}}{2 Q_*^{\wedge}} \quad (2.2.20)$$

$$B_H = (E_T - E_{2T}) \frac{H_*^{\wedge x}}{Q_*^{\wedge} \omega_*^{\wedge}} \quad (2.2.21)$$

$$C_H = (1 - E_T + \frac{E_{2T}}{2}) \frac{H_*^{\wedge}}{\omega_*^{\wedge 2}} \quad (2.2.22)$$

$$A_P = E_T \frac{\omega_*^{\wedge}}{Q_*^{\wedge 2} \omega_*^{\wedge}} \quad (2.2.23)$$

$$B_P = (1 - E_T) \frac{P_*^{\wedge x}}{Q_*^{\wedge} \omega_*^{\wedge 2}} \quad (2.2.24)$$

Y así el resultado es un modelo matemático completo del funcionamiento de una bomba que es usada como turbina:

$$H_T = A_H Q_T^2 + B_H Q_T \omega_T + C_H \omega_T^2 \quad (2.2.25)$$

$$P_T = a_P Q_T^2 \omega_T + B_P Q_T \omega_T^2 \quad (2.2.26)$$

### 2.3.1. Modelo presentado por Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. (2008).

Mediante el modelo presentado por Shahram Derakhshan y Ahmad Nourbakhsh (2008), se puede predecir las curvas características de las bombas funcionando como turbinas polinomios de segundo para la característica carga- flujo y de tercer grado para la característica de potencia- flujo, la curva de eficiencia puede ser obtenido para cada punto por la ecuación ().

$$\frac{H_t}{H_{tb}} = 1,0283 \left( \frac{Q_t}{Q_{tb}} \right)^2 - 0,5468 \left( \frac{Q_t}{Q_{tb}} \right) + 0,5314, \quad (3.14)$$

$$\frac{P_t}{P_{tb}} = -0,3092 \left( \frac{Q_t}{Q_{tb}} \right)^3 + 2,1472 \left( \frac{Q_t}{Q_{tb}} \right)^2 - 0,8865 \left( \frac{Q_t}{Q_{tb}} \right) + 0,0452 \quad (3.15)$$

## **CAPITULO III - PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO PARA LA SELECCIÓN DE BOMBAS TRABAJANDO COMO TURBINAS PARA LA GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA A PEQUEÑA ESCALA**

### **3.1. Introducción.**

Las bombas con rotación inversa se están utilizando como turbinas, hace varias décadas, en aplicaciones industriales, y recientemente se ha empezado a utilizar en las centrales de generación hidroenergética para lugares aislados. Las bombas funcionando como turbinas tienen un menor costo y mayor disponibilidad que las turbinas convencionales, y su mantenimiento es más fácil.

Sin embargo, algunas incertidumbres que se encuentran presente aun sobre estos equipos con rotación invertida, ha frenado su difusión, particularmente en el contexto de los países en desarrollo. La principal diferencia entre una bomba funcionando como turbinas BFT y una turbina convencional radica en que las BFT carecen de un dispositivo de control hidráulico. Esta carencia, que ayuda a explicar el bajo costo de las BFT, significa que las mismas necesitan condiciones de operación constantes, lo cual para las minicentrales hidroeléctricas con regulación por carga lastre no tiene inconvenientes. La segunda deficiencia que hay que resolver, y tal vez la más importante, es la falta de información respecto al funcionamiento de las bombas funcionando como turbinas.

Los pequeños fabricantes de bombas ignoran el funcionamiento de sus bombas como turbinas, y las grandes compañías multinacionales, que sí cuentan con esta información, la consideran confidencial. Por lo tanto, en la mayoría de los casos, la mejor opción para el usuario de una bomba funcionando como turbina BFT es predecir por sí mismo, por medio de métodos confiables, su funcionamiento como turbina.

Para la selección de la bomba con la finalidad de hacerla funcionar como turbina en el presente capítulo se desarrolla una metodología teniendo en cuenta los diferentes referentes conceptuales consultados, así como los aspectos más relevantes de los procedimientos metodológicos consultados.

El procedimiento metodológico para la selección de bombas trabajando como turbinas para la generación hidroeléctrica a pequeña escala se basará en los parámetros de las condiciones del sitio.

**3.2. Determinación de los parámetros requeridos para la selección de la bomba que será usada como turbina.**

A partir del estudio de potencial realizado se tomará en cuenta como variables de entrada los parámetros requeridos del emplazamiento:  $H_{RBFT}$ ,  $Q_{RBFT}$ .

**3.3. Selección de la velocidad de rotación del grupo generador.**

La velocidad de rotación se selecciona según las velocidades sincrónicas y teniendo en cuenta la variante que se pretende utilizar.

Cuando se pretende utilizar una motobomba

Frecuencia (Hz)	n (rpm)
50	2900
	1450
	960
60	3500
	1750
	1160

**Tabla 3.1. Velocidades de rotación de los motores sincrónicos.**

Cuando se pretende utilizar una bomba trabajando como turbina acoplada a un generador.

Frecuencia (Hz)	n (rpm)
50	3000
	1500
	750
60	3600
	1800
	1200

**Tabla 3.2. Velocidades de rotación de los generadores sincrónicos.**

Para la selección de la velocidad de rotación se tendrá en cuenta los siguientes criterios.

- Por razones económicas se adoptan principalmente las velocidades mayores 2900 rpm, 3500 rpm y 1450 rpm, 1750 rpm, cuanto mayor sea la velocidad de rotación, el costo de las motobombas será menor.
- Las bombas que trabajan a velocidades de rotación mayores tienen rangos de aplicación más amplios, facilitando la selección y regulación.
- En los casos se emplee regulación por variación de frecuencia se logran mejores eficiencias.

### **3.4. Estimación del número específico de revoluciones requerido para la bomba funcionando como turbina.**

El número específico de evoluciones se determina a partir de considerar que los parámetros de diseño de la bomba funcionando como turbina coinciden con los parámetros requeridos o datos de entrada, ecuación 1.9.2.

$$n_{qRBFT} = \frac{n_{BFT} \cdot \sqrt{Q_{RBFT}}}{H_{RBFT}^{0.75}}$$

### 3.5. Estimación de la velocidad específica requerida para la bomba funcionando como turbina.

Esta se determina por la ecuación 1.9.1.

$$N_{SRBFT} = \frac{n_{BFT} \cdot \sqrt{N_{RBFT}}}{H_{RBFT}^{1.25}}$$

Como la potencia requerida de la bomba funcionando como turbina  $N_{RBFT}$ , aún no es conocida puede ser empleada la ecuación 1.9.4.

$$N_{SRBFT} = 3.65 * \sqrt{\eta_{RBFT}} n_{qRBFT}$$

Se asume un rendimiento  $\eta_{RBFT} = 0.7$ , segun recomendaciones ()

$$N_{SRBFT} = 3.65 * \sqrt{0.7} n_{qRBFT}$$

$$N_{SRBFT} = 3.064 n_{qRBFT} \quad 3.5.1$$

### 3.6. Obtención de coeficientes de caudal, carga, potencia y rendimiento, $K_Q$ , $K_H$ , $K_N$ , $K_\eta$

Estos coeficientes se determinan según en función de  $n_{qBFT}$ , por la figura 4.1.

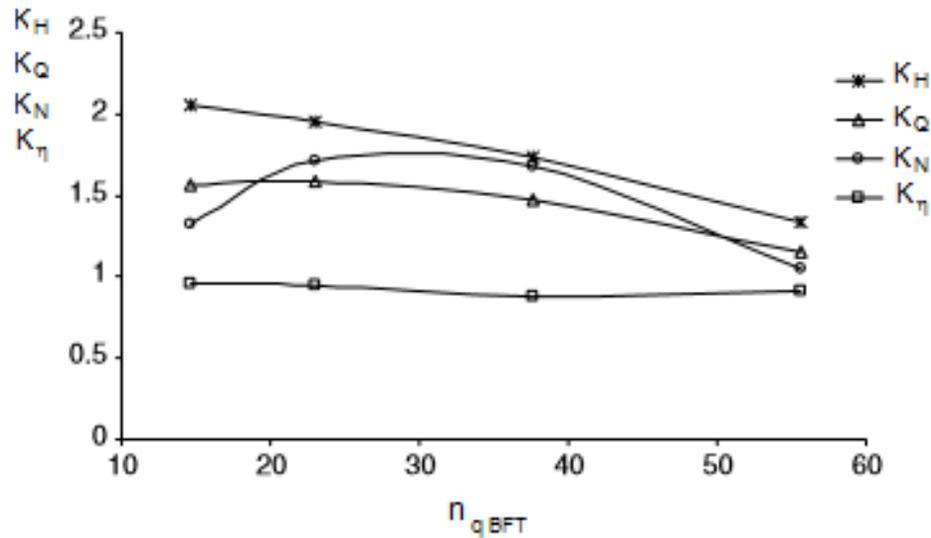


Figura 1.9.4. Coeficientes de carga, flujo, potencia y rendimiento en función de la velocidad específica de la bomba usada como turbina Shahram Derakhshan y Ahmad Nourbakhsh (208).

### 3.7. Determinación de los parámetros calculados para la selección de la bomba.

A partir de los coeficientes de caudal y altura se procede a la determinación de los parámetros calculados para la bomba  $Q_{CB}$  y  $H_{CB}$

$$Q_{CB} = \frac{Q_{RBFT}}{K_Q} ; \quad 3.5.2$$

$$H_{CB} = \frac{H_{RBFT}}{K_H} \quad 3.5.3$$

### 3.8. Corrección de los parámetros calculados para la bomba.

Debido a que el factor de deslizamiento los motores sincrónicos funcionan con rotaciones diferentes a los generadores, debe ajustarse la altura y el flujo encontrados para la rotación nominal de la bomba, con fórmulas de afinidad (ecuación 2.8).

$$Q_{RB} = \frac{n_{nB}}{n_T} \cdot Q_{CB} \quad 3.5.4$$

$$H_{RB} = \left(\frac{n_{nB}}{n_T}\right)^2 \cdot H_{CB} \quad 3.5.5$$

### **3.9. Selección del fabricante, el modelo y la serie de la bomba.**

A partir de catálogos de bombas brindados por los fabricantes se selecciona el modelo y la serie de la bomba, para las condiciones de Cuba, esta bomba debe ser para frecuencia de 60 Hz. Y un suplidor de las empresas radicadas en Cuba para viabilizar la adquisición del equipamiento.

El modelo y la serie de la bomba una vez realizada la selección de fabricante se realiza a partir de los gráficos de campos de parámetros según la velocidad seleccionada para la bomba funcionando como turbina, paso 4.3, ver Anexo I.

### **3.10. Determinación los parámetros característicos y curvas características de la bomba según catálogo del fabricante.**

Una vez seleccionado el modelo y la serie de la bomba se obtienen del catálogo brindado por el suplidor o fabricante los parámetros característicos y curvas características, **ver Anexo II.**

- Diámetro del impulsor,  $D_{2B}$
- Flujo de diseño de la bomba  $Q_{DB}$
- Carga de diseño de la bomba  $H_{DB}$ .
- Potencia de diseño de la bomba  $N_{DB}$ ,
- Rendimiento de diseño de la bomba  $\eta_{DB}$ ,

### **3.11. Determinación del número específico de revoluciones de la bomba.**

$$n_{qB} = \frac{n_B \cdot \sqrt{Q_{DB}}}{H_{DB}^{0.75}}$$

### 3.12. Determinación de los parámetros de diseño de la bomba funcionando como turbina.

Flujo de diseño de la bomba funcionando como turbina  $Q_{DBFT}$

$$Q_{DBFT} = Q_{DB} * K_Q$$

Carga de diseño de la bomba funcionando como turbina  $H_{DBFT}$ .

$$H_{DBFT} = H_{DB} * K_H$$

Potencia de diseño de la bomba funcionando como turbina  $N_{DBFT}$ ,

$$N_{DBFT} = N_{DB} * K_N$$

Rendimiento de diseño de la bomba funcionando como turbina  $\eta_{DBFT}$ ,

$$\eta_{DBFT} = \eta_{DB} * K_\eta$$

### 3.13. Recalculo del número específico de evoluciones de la bomba funcionando como turbina.

$$n_{qBFT} = \frac{n_{BFT} \cdot \sqrt{Q_{DBFT}}}{H_{DBFT}^{0.75}}$$

### 3.14. Construcción de las características de la bomba funcionando como turbina.

A partir de las expresiones matemáticas 3.14 y 3. 15 se obtienen los modelos matemáticos.

$$\frac{H_{BFT}}{H_{DBFT}} = 1,0283 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right)^2 - 0,5468 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right) + 0,5314, \quad 3.14$$

$$H_{BFT} = 1,0283 \frac{H_{DBFT}}{Q_{DBFT}^2} Q_{BFT}^2 - 0,5468 \left( \frac{H_{DBFT}}{Q_{DBFT}} \right) Q_{BFT} + 0,5314 H_{DBFT}$$

$$C_{BFT} = 1,0283 \frac{H_{DBFT}}{Q_{DBFT}^2}$$

$$B_{BFT} = -0,5468 \left( \frac{H_{DBFT}}{Q_{DBFT}} \right)$$

$$A_{BFT} = 0,5314 H_{DBFT}$$

$$H_{BFT} = A_{BFT} - B_{BFT} Q_{BFT} + C_{BFT} Q_{BFT}^2$$

$$\frac{N_{BFT}}{N_{DBFT}} = -0,3092 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right)^3 + 2,1472 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right)^2 - 0,8865 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right) + 0,0452$$

$$N_{BFT} = -0,3092 \frac{N_{DBFT}}{Q_{DBFT}^3} Q_{BFT}^3 + 2,1472 \frac{N_{DBFT}}{Q_{DBFT}^2} Q_{BFT}^2 - 0,8865 \left( \frac{N_{DBFT}}{Q_{DBFT}} \right) Q_{BFT} + 0,0452 N_{DBFT} \quad 3.15$$

Las características de rendimiento se obtienen a partir de la ecuación de la potencia de la turbina.

$$\eta_{BFT} = \frac{N_{BFT}}{9.8 * H_{BFT} Q_{BFT}}$$

### 3.15. Verificación de los parámetros de operación de la maquina con los parámetros del recurso si cumple con los estándares de eficiencia recomendados.

En las características de funcionamiento de la bomba funcionando como turbina se verifica si los parámetros de operación están dentro de los estándares de eficiencia recomendados. Si estos parámetros están fuera de los recomendados se recomienda la selección de otra bomba para ser usada como turbina y repetir el procedimiento.

### 3.16. Revisión del diseño poniendo un especial énfasis en los siguientes puntos.

Se hace necesaria una revisión del diseño de la bomba seleccionada poniendo un especial énfasis en los siguientes puntos:

- Sentido de las roscas en los componentes del eje.
- Límites de presión de la carcasa.
- Si el eje pueda resistir el torque ejercido operando como turbina.



## **CAPITULO IV SELECCIÓN DE UNA BOMBAS PARA SER USADA COMO TURBINAS PARA LA GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA A PEQUEÑA ESCALA EN EL MUNICIPIO DE MANICARAGUA VILLA CLARA.**

### **4.1. Selección del emplazamiento o lugar donde se implementará la solución de la bomba trabajando como turbina.**

Como parte de los proyectos de investigación realizados y otros trabajos relacionados con la electrificación de comunidades rurales en el municipio de Manicaragua a partir de la hidroenergía, Villa Clara y la provincia Granma se han realizado estudios de potencial, muchos de los emplazamientos no están cubiertos por las turbinas hidráulicas estandarizadas dado a que están aisladas y el número de viviendas es reducido y no existe proyecciones de crecimiento de la demanda por el incremento de viviendas. El CEETA ha desarrollado modelo de turbias tanto Pelton como Michel Bamki para estas aplicaciones particulares pero su desarrollo es costoso, estas turbinas son de acción y no permiten ser colocadas como reductoras de presión en tuberías de abasto de agua. El desarrollo de una turbina de reacción como Francis sería de un costo muy elevado.

Estudio de las fuentes de abasto de agua por gravedad en las comunidades de Jibacoa, Herradura y la Moza se han identificado potencialidades para generar energía a partir de una bomba utilizada como turbina como reductora de presión en la tubería. Para la validación del procedimiento propuesto se seleccionó esta fuente de abasto de agua.

### **4.2. Selección de los parámetros requeridos para la selección de la bomba que será usada como turbina.**

A partir del estudio realizado Fernández (2013) se toman los parámetros requeridos siguientes.

$$Q_{RBFT} = 0.05 \frac{m^3}{s}$$

$$H_{RBFT} = 40 m$$

### **4.3. Selección de la velocidad de rotación del grupo generador.**

Se pretende utilizar una motobomba, para una frecuencia de 60 Hz, la velocidad de rotación seleccionada es 3500 rpm.

#### 4.4. Estimación del número específico de revoluciones requerido para la bomba funcionando como turbina.

El número específico de evoluciones se determina a partir de considerar que los parámetros de diseño de la bomba funcionando como turbina coinciden con los parámetros requeridos o datos de entrada.

$$n_{qRBFT} = \frac{n_{BFT} \cdot \sqrt{Q_{RBFT}}}{H_{RBFT}^{0.75}}$$

$$n_{qRBFT} = \frac{3500 \cdot \sqrt{0.05}}{40^{0.75}}$$

$$n_{qRBFT} = 49.2$$

#### 4.5. Estimación de la velocidad especifica requerida para la bomba funcionando como turbina.

$$N_{SRBFT} = 3.064 n_{qRBFT}$$

$$N_{SRBFT} = 3.064 * 49.2$$

$$N_{SRBFT} = 150.8$$

#### 4.6. Obtención de coeficientes de caudal y altura, $K_Q$ , $K_H$ , $K_N$ ,

Estos coeficientes se determinan según en función de  $n_{qBFT}$ , por la figura

$$K_Q = 1.3, K_H = 1.4, K_N = 1.2,$$

#### 4.7. Determinación de los parámetros requeridos para la selección de la bomba.

A partir de los coeficientes de caudal y altura se procede a la determinación de los parámetros calculados para la bomba  $Q_{CB}$  y  $H_{CB}$

$$Q_{CB} = \frac{Q_{RBFT}}{K_Q}$$

$$Q_{CB} = \frac{0.05}{1.3}$$

$$Q_{CB} = 0.038 \frac{m^3}{s}$$

$$H_{CB} = \frac{H_{RBFT}}{K_H}$$

$$H_{CB} = \frac{40}{1.4}$$

$$H_{CB} = 28.57 \text{ m}$$

#### **4.8. Corrección de los parámetros calculados para la bomba.**

No se realiza corrección porque se utilizara la motobomba para la micro generación.

#### **4.9. Selección del fabricante, el modelo y la serie de la bomba.**

A partir de catálogos de bombas brindados por los fabricantes se selecciona el modelo y la serie de la bomba, ver Anexo III

Etabloc 080- 065-125  $\phi$ 141/A01

#### **4.10. Determinación los parámetros característicos y curvas características de la bomba según catálogo del fabricante, ver Anexo IV.**

Diámetro del impulsor,  $D_{2B}$

$$D_{2B} = 0.141 \text{ m}$$

Flujo de diseño de la bomba  $Q_{DB}$

$$Q_{DB} = 0.039 \text{ m}^3/\text{s}$$

Carga de diseño de la bomba  $H_{DB}$ .

$$H_{DB} = 31 \text{ m}$$

Potencia de diseño de la bomba  $N_{DB}$ ,

$$N_{DB} = 14 \text{ kW}$$

Rendimiento de diseño de la bomba  $\eta_{DB}$ ,

$$\eta_{DB} = 0.84$$

$$NPSH = 5 \text{ m}$$

Curva características de la bomba según catálogo del fabricante.

**Tabla 4.1. Curva características de la bomba KSB Etabloc 080- 065-125 φ141/A01  
Según catálogo del fabricante.**

.n=3500 rpm		D <sub>2</sub> =141		
Q <sub>B</sub>	H <sub>B</sub>	N <sub>B</sub>	η <sub>B</sub>	NPSH <sub>B</sub>
(m <sup>3</sup> /s)	(m)	(kW)	(%)	(m)
0.000	36	5.8		
0.003	36	6.4		
0.006	36	7		
0.008	36	7.8		
0.011	36	8.4		
0.014	36	9	53	3.7
0.017	35.8	9.8	60	3.8
0.019	35.5	10.3	65	3.9
0.022	35	11	70	4
0.025	34.5	11.4	75	4.2
0.028	34	12	78	4.3
0.031	33.5	12.5	80.5	4.5
0.033	33	13	81.5	4.6
0.036	32	13.5	82.5	4.8
0.039	31	14	83.6	5
0.042	29	14.3	83	5.3
0.044	27.5	14.7	82	5.7
0.047	26	14.9	80.5	6
0.050	24	15	78	6.5
0.053	21	15.2	75	7

#### 4.11. Determinación del número específico de revoluciones de la bomba

$$n_{qB} = \frac{n_B \cdot \sqrt{Q_{DB}}}{H_{DB}^{0.75}}$$

$$n_{qB} = \frac{3500 \cdot \sqrt{0.039}}{31^{0.75}}$$

$$n_{qB} = 52.6$$

#### 4.12. Determinación de los parámetros de diseño de la bomba funcionando como turbina.

Flujo de diseño de la bomba funcionando como turbina Q<sub>DBFT</sub>

$$Q_{DBFT} = Q_{DB} * K_Q$$

$$Q_{DBFT} = 0.039 * 1.3$$

$$Q_{DBFT} = 0.051 \frac{m^3}{s}$$

Carga de diseño de la bomba funcionando como turbina  $H_{DBFT}$ .

$$H_{DBFT} = H_{DB} * K_H$$

$$H_{DBFT} = 31 * 1.4$$

$$H_{DBFT} = 43.96 \text{ m}$$

Potencia de diseño de la bomba funcionando como turbina  $N_{DBFT}$ ,

$$N_{DBFT} = N_{DB} * K_N$$

$$N_{DBFT} = 14 * 1.2$$

$$N_{DBFT} = 16.8 \text{ kW}$$

Rendimiento de diseño de la bomba funcionando como turbina  $\eta_{DBFT}$ ,

$$\eta_{DBFT} = \eta_{DB} * K_\eta$$

$$\eta_{DBFT} = 0.84 * 0.92$$

$$\eta_{DBFT} = 0.773$$

**4.13. Recalculo del número específico de evoluciones de la bomba funcionando como turbina.**

$$n_{qBFT} = \frac{n_{BFT} \cdot \sqrt{Q_{DBFT}}}{H_{DBFT}^{0.75}}$$

$$n_{qBFT} = \frac{3500 \cdot \sqrt{0.051}}{43.96^{0.75}}$$

$$n_{qBFT} = 46.3$$

**4.14. Construcción de las características de la bomba funcionando como turbina.**

$$H_{BFT} = 1,0283 \frac{H_{DBFT}}{Q_{DBFT}^2} Q_{BFT}^2 - 0,5468 \left( \frac{H_{DBFT}}{Q_{DBFT}} \right) Q_{BFT} + 0,5314 H_{DBFT}$$

Se le da valores a un rango de flujo de la bomba funcionando como turbina y se calculan los valores de las cargas y las potencias.

$$\frac{N_{BFT}}{N_{DBFT}} = -0,3092 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right)^3 + 2,1472 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right)^2 - 0,8865 \left( \frac{Q_{BFT}}{Q_{DBFT}} \right) + 0,0452$$

$$N_{BFT} = -0,3092 \frac{N_{DBFT}}{Q_{DBFT}^3} Q_{BFT}^3 + 2,1472 \frac{N_{DBFT}}{Q_{DBFT}^2} Q_{BFT}^2 - 0,8865 \left( \frac{N_{DBFT}}{Q_{DBFT}} \right) Q_{BFT} + 0,0452 N_{DBFT}$$

Las características de rendimiento se obtienen a partir de la ecuación de la potencia de la turbina.

$$\eta_{BFT} = 9.8 * H_{BFT} Q_{BFT}$$

**Tabla 4.1. Curva características de la bomba funcionando como turbina según los modelos matemáticos.**

Q <sub>BFT</sub>	H <sub>BFT</sub>	N <sub>BFT</sub>	η <sub>BFT</sub>
0.020	20.711	0.196	0.048
0.025	22.354	1.636	0.295
0.030	24.890	3.642	0.492
0.035	28.319	6.183	0.630
0.040	32.640	9.227	0.713
0.046	37.854	12.742	0.755
0.051	43.960	16.699	0.767
0.056	50.959	21.066	0.759
0.061	58.850	25.811	0.738

La curva características de la bomba según catalogo y de la bomba funcionando como turbina según los modelos matemáticos se muestran en el anexo V.

#### **4.15. Verificación de los parámetros de operación de la maquina con los parámetros del recurso si cumple con los estándares de eficiencia recomendados.**

En las características de funcionamiento de la bomba funcionando como turbina Anexo VI se puede apreciar que los parámetros de diseño, H<sub>BFT</sub>=44 m, Q<sub>BFT</sub>= 0.51

$m^3/s$ , coinciden con los parámetros requeridos existiendo 4 metros  $HR_{BFT}=40$  m,  $Q_{BFT}= 0.50 m^3/s$ , con una pequeña diferencia en la carga de 4 metros lo que es ventajoso para un factor de seguridad en la operación.

#### **4.16. Evaluación económica de la instalación de la bomba funcionando como turbina.**

Según lo estipulado en las evaluaciones del proyecto de mini centrales hidroeléctricas, existe coincidencia en que generan impactos positivos en las comunidades, Sánchez (2000). Los beneficios logrados no se limitan al acceso a la energía sino que se está logrando además el acceso a la comunicación y oportunidades para la generación de microempresas que promueven actividades productivas y comerciales, y por ende generan empleo e ingresos rurales. Sin embargo, según Naranjo, (2005), la instalación sola de las mini centrales hidroeléctricas no es suficiente para asegurar que los sistemas sean administrados eficientemente y que los beneficiarios aprovechen al máximo la nueva fuente de energía. El trabajo administrativo y de organización, es un trabajo de largo plazo y depende del proceso de educación y acompañamiento.

En concordancia con lo señalado por (ITDG Grup, 2006, la evolución en relación al tema de MCHs ha sido así: se ha partido siempre de las necesidades de la población, y en los primeros años profundizó más en el aspecto tecnológico dado que se estaba desarrollando y adaptando la tecnología apropiada para la electrificación de poblaciones aisladas y su demostración práctica. Al madurar la tecnología de generación micro-hidro, el aspecto social empezó a ganar terreno. A partir de esto se aprecia un aporte más ligado a microfinanzas, y por lo tanto se está optimizando el logro de mejores indicadores de gestión del crédito.

El impacto positivo producido por las MCHs en la economía local es percibido por la gran mayoría (87%) (Calderón 2005) de las personas beneficiadas. Incluso, quienes familiarmente sienten que sus ingresos no han mejorado reconocen los beneficios colectivos.

Según la evaluación de impacto social, entre los principales beneficios que se han obtenido gracias a la energía proporcionada por las MCHs, figuran: la iluminación

de las viviendas, lo cual es percibido como un beneficio por un 82% de los encuestados, y le sigue el confort que se encuentra asociado a la utilización de diversos artefactos (televisión, planchas, licuadoras) que dan comodidad a las familias (74% de la población lo percibe así), (Sánchez 2005).

El beneficio en términos de educación sólo alcanza un 62% y es mayormente percibido en las localidades más pobres. El beneficio de la comunicación como impacto de la electrificación es poco percibido, especialmente en Chalán, pero contribuye notablemente a la mejora de la misma.

Una de las principales conclusiones que se extrae de la evaluación del mismo estudio, es que, las principales razones a las cuales los pobladores atribuyeron el incremento en sus ingresos son:

- a) Que la MCH les ha permitido instalar un negocio (60%),
- b) La producción y ventas de las actividades existentes han aumentado (26%) y
- c) Hay una mayor oferta de empleo (6%).

Estas conclusiones preliminares sugieren que se ha producido, en cierta medida, un nexo directo entre la electrificación y el desarrollo rural, lo cual se ha manifestado en la apertura de nuevos negocios y en el incremento de la producción y productividad de las actividades preexistentes. La creación de nuevos negocios y microempresas ha sido impulsada también.

Asimismo, la instalación de las MCH en las localidades rurales consideradas ha generado amplias mejoras en los medios de vida de las familias y las poblaciones beneficiadas.

También la adquisición y uso de activos físicos tales como los artefactos eléctricos ha mejorado la calidad de vida en términos de bienestar y confort. El artefacto más utilizado es la televisión (69% de la población), (Sánchez 2005), seguido por la radio, artefacto tradicionalmente asociado al espacio rural (56%). También es importante el uso de licuadoras (46%), planchas (45%) y refrigeradoras (24%). La iluminación

pública ha incrementado el uso de espacios públicos y ha aumentado los contactos sociales y la autoestima.

## CONCLUSIONES.

1. Todos los trabajos reportados en la literatura relacionados con el comportamiento hidráulico de bomba funcionando como turbinas convergen en los siguientes puntos:
  - El rendimiento de una BFT es inferior; o, como máximo, igual al funcionamiento de la bomba, como tal;
  - La BFT debe operar con mayor flujo y caída que los valores nominales de la bomba (con el mismo espín), para dar el mismo rendimiento.
2. Los métodos reportados en la literatura para la selección de bombas para ser usadas como turbinas generalmente se basan en el cálculo y selección de coeficientes de corrección para los parámetros en el punto de mejor rendimiento.
3. Existe coincidencia en que los coeficientes de corrección dependen del rendimiento máximo y de la velocidad específica.
4. Los métodos para la selección de bombas para ser usadas como turbinas con mayor aceptación son los siguientes:
  - Método de Viana (1987);
  - Método Chapallaz *et al.* (1992).
5. El método de selección bombas funcionando como turbina desarrollado por Viana (1987) están relacionados con la rotación específica. El método es aplicable para una rotación específica  $n_{qA}$  en el rango de 40 a 200. La metodología propuesta por Chapallaz (1992) se asemeja a la de Viana (1987), es, sin embargo, aplicable a una gama más amplia de velocidades específicas  $n_{qt}$  en el sistema técnico.
6. El uso combinado de los métodos de Chapallaz (1992) Viana (1987), Orlando A y modelos matemáticos para calcular las características de bomba funcionando como turbinas (BFT) ha permitido al autor el desarrollo de un novedoso procedimiento metodológico para la selección de BFT.
7. La aplicación del procedimiento desarrollado a la fuente de abasto de agua en el municipio de Manicaragua, Villa Clara, permitió la validación de los procedimientos propuestos.

8. En las características de funcionamiento de la bomba funcionando como turbina Anexo VI se puede apreciar que los parámetros de diseño,  $H_{BFT}=44$  m,  $Q_{BFT}=0.51$  m<sup>3</sup>/s, coinciden con los parámetros requeridos existiendo 4 metros  $H_{R_{BFT}}=40$  m,  $Q_{BFT}=0.50$  m<sup>3</sup>/s, con una pequeña diferencia en la carga de 4 metros lo que es ventajoso para un factor de seguridad en la operación.

### **RECOMENDACIONES.**

1. Continuar las investigaciones relacionadas con la obtención y cálculo de coeficientes de corrección para los parámetros en el punto de mejor rendimiento.
2. Desarrollar una instalación experimental que permita la prueba y validación de los procedimientos propuestos.
3. Continuar las investigaciones relacionadas con la obtención de modelos matemáticos para las predicciones de las curvas características de bombas funcionando como turbinas.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

1. Akella, A.K., Saini, R.P., Sharma, M.P. (2009). Social, Economical and environmental impacts of renewable energy systems. *Renewable Energy*, 34(2), 390-396.
2. Alatorre-Frenk, C., Thomas, T.H. (1990). The pumps-as-turbines approach to small hydropower. *World Congress on Renewable Energy, Proceedings of the 1st World Renewable Energy Congress*. Pergamon Press, 5, 2914-8.
3. Audisio, O, A.,. Bombas Utilizadas Como Turbinas. [http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib\\_arch.pdf](http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib_arch.pdf) [Último acceso: enero de 2018].
4. Carvalho, N. 2012. Bombas de fluxo operando como turbina. Por que usá-las? Seção de Artigos Técnicos. PCH Notícias & SPH News. Disponible en: <http://cerpch.unifei.edu.br/wp-content/uploads/revistas/revista-12.pdf> [Último acceso: enero de 2018].
5. Chapallaz, J. M.; Eichenberger, P.; Fischer, G.; *Manual on Pumps Used as Turbines; MHPG Series; Vol. 11; Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH; Germany, 1992.*
6. Childs, S.M. (1962). Convert pumps to turbines and recover HP. *Hydro carbon processing and petroleum refiner*, 41(10).
7. Comisión Europea. *European Small Hydropower Association, ESHA 2010. Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica. Bélgica.*
8. Derakhshan, A. Nourbakhsh (2008). Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation. *Experimental Thermal and Fluid Sciences*, 32, 1620-1627.
9. Derakhshan, S., Nourbakhsh, A. (2008). Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds. *Experimental Thermal and Fluid Sciences*, 32, 800-807.
10. Fernández G, I., (2013) Estudio de las fuentes de agua por gravedad en las comunidades. Gobierno Municipal de Manicaragua. Villa Clara, Cuba.
11. Fernández, D. P, (2004). *Turbinas hidráulicas*. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria. España.

12. Florez, R. O. (2008). Proyecto de Investigacion "Maquinas Reversibles Aplicadas a Microcentrales Hidroelectricas". Departamento Administrativo de Ciencias, Tecnologia e Innovacion. Cali, Colombia. <http://shplab.univalle.edu.co/documentos/Maquinas%20reversibles.pdf>
13. Grover, K.M. (1980). Conversion of pumps to turbines. GSA Inter Corp., Katonah, New York.
14. Hancock, J.W. (1963). Centrifugal pump or water turbine. Pipe Line News, 25-27.
15. Intermediate Technology Development Group, ITDG\_Group. (2006). Manual de las Mini y Microcentrales Hidráulicas. Lima, Perú.
16. Jabri, A.; Alolah, A. I.; Nogueira, F. J. H.; Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas Trabalho de Pesquisa; Departamento de Mec,nica; EFEI; Itajub-, MarÁo, 1990.
17. Jabri, A.; Alolah, A. I.; Nogueira, F. J. H.; Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas Trabalho de Pesquisa; Departamento de Mecanica; EFEI; Itajuba- , 1990.
18. Lewinsky, Keslitz (1987). H.-P. pumpen als turbinen fur kleinkraftwerke. Wasserwirtschaft,77(10), 531-37.
19. McClaskey, B.M., Lundquist, J.A. (1976). Hydraulic power recovery turbines. ASME Conference, 19, 76.
20. Naranjo, L, Botero, S (2005). Informe Marco Legal. En Proyecto COLCIENCIAS. Plataforma para el soporte a la evaluación de políticas y a la toma de decisiones en energización de zonas no interconectadas en Colombia. En Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín. Mayo 2005.
21. Nautiyal, H., Kumar, A., Yadav, S. (2011). Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower Systems. Energy Science and Technology Vol. 1, No. 1, 2011 PP. 79-86 ISSN 1923-8460.
22. Nautiyal, H., Varun, Kumar, A. 2010. Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14(7), 2059-2067.

23. Ortiz Flórez, R., Abella Jiménez, J. 2008. Máquinas Hidráulicas Reversibles Aplicadas a Micro Centrales Hidroeléctricas. IEEE Latin America Transaction, 6(2), 170-175.
24. Pérez-Sánchez, M. 2017. Methodology for energy efficiency analysis in pressurized irrigation networks. Practical application. Tesis doctoral. Universitat Politècnica de València. <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/84012> pdf [Último acceso: enero de 2018]
25. Pfleiderer, C. (1960). Bombas Centrífugas y Turbocompresores. Traducción de la 4ta. Edición Alemana. Editorial Labor S. A. Madrid, España.
26. Renewable energy for Sustainable Livelihoods RESURL (2005). Seminario taller sobre la energización rural en zonas rurales aisladas y medios de vida sostenibles. Medellín – Colombia. Abril 2005.
27. Romero-Marrero, L., Pérez-Sánchez, M. y López-Jiménez, P. A. (2018). Estimación de las curvas características de operación de sistemas de impulsión operando como turbinas a partir de su curva motriz trabajando como bomba. Ingeniería del agua, 22(1), 15-26.
28. Sanchez, T (2000). Proyecto “Fondo de promoción de Microcentrales Hidroeléctricas” convenio BID – ITDG. Documento realizado para ITC-UK y presentado en el “Rural Energy Workshop”, Brasil.
29. Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh. (2208). Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines en different specific speeds.; Experimental Thermal and Fluids Science, 32 (20028) 800-807
30. Sharma, K.R. (1985). Small hydroelectric projects-use of centrifugal pumps as turbines. Kirloskar Electric. Co., Bangalore, India.
31. Singh, P., Nestmann, F. (2010). An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps. Experimental Thermal and Fluid Sciences, 34, 152-164.
32. Stepanoff, A.J. (1957). Centrifugal and axial flow pumps. New York: John Wiley.

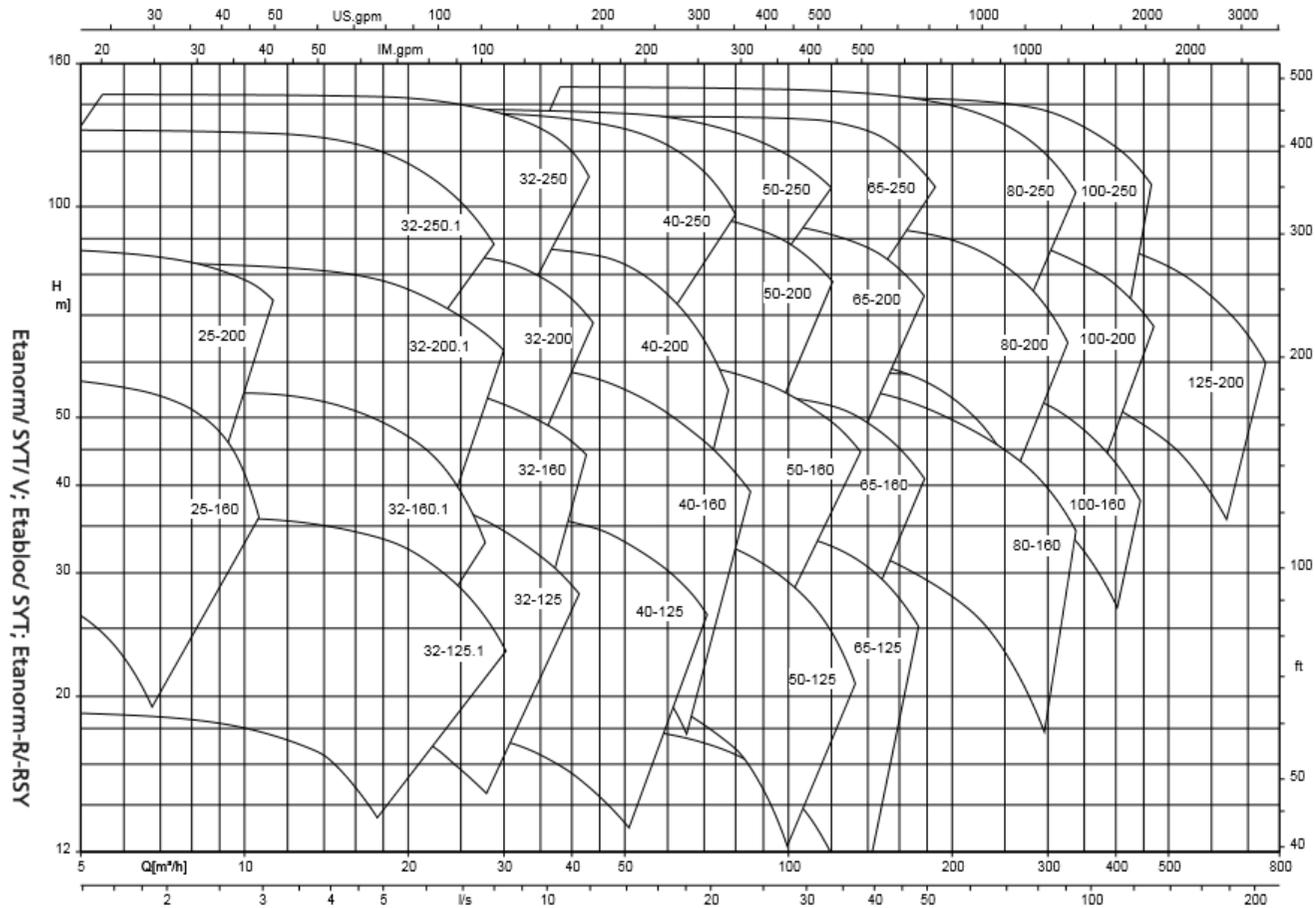
33. Tamm, A., Braten, A., Stoffel, B., Ludwig, G. (2000). Analysis of a standard pump in reverse operation using CFD. 20th IAHR-Symposium, Charlotte North Carolina USA, paper No. PD-05.
34. Val, S. Lobanoff, Robert, R. Ross (1992). Centrifugal pumps design and applications (second addition). Houston, TX: Gulf Publishing Company.
35. Varun, Bhat, I.K., Ravi Prakash (2008). Life cycle analysis of run-of river small hydro power plants in India. The Open Renewable Energy Journal, 1, 11-16.
36. VIANA, A.N.C.; 1987 Comportamento de Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas Hidráulicas; Dissertação de Mestrado; EFEI; Itajubá, 1987.
37. VIANA, A.N.C.; Comportamento de Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas Hidráulicas; Dissertação de Mestrado; EFEI; Itajubá, 1987.
38. Williams (1995). Pumps as Turbines Users Guide. London: International Technology Publications.
39. Williams, A.A. 1994. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 208(1), 59-66.
40. Yang, S.S., Derakhashan, S., Kong, F.Y. 2012. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, Renewable Energy, 48, 507-513.

## ANEXOS

Anexo I Campo de parámetros característicos según catálogo del fabricante KSB para las motobombas horizontales, Etabloc, n= 3500 rpm.

Campos característicos

Etanorm, n = 3.500 rpm



Bomba de agua normalizada / Bomba de aceite portador térmico / Bombas centrífugas con cierre del eje / Bomba de agua caliente

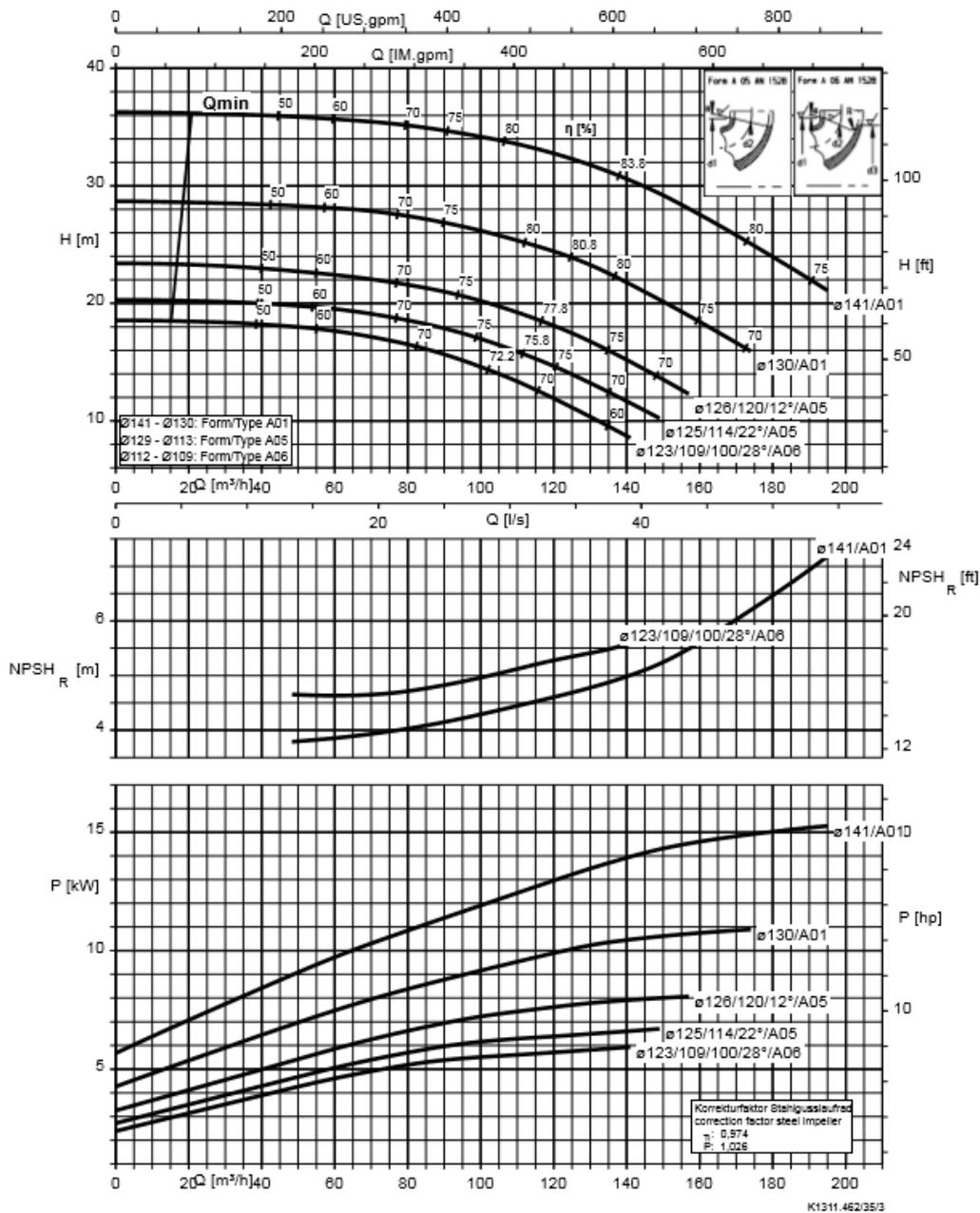
## Anexo II Determinación los parámetros característicos y curvas características de la bomba según catálogo del fabricante.



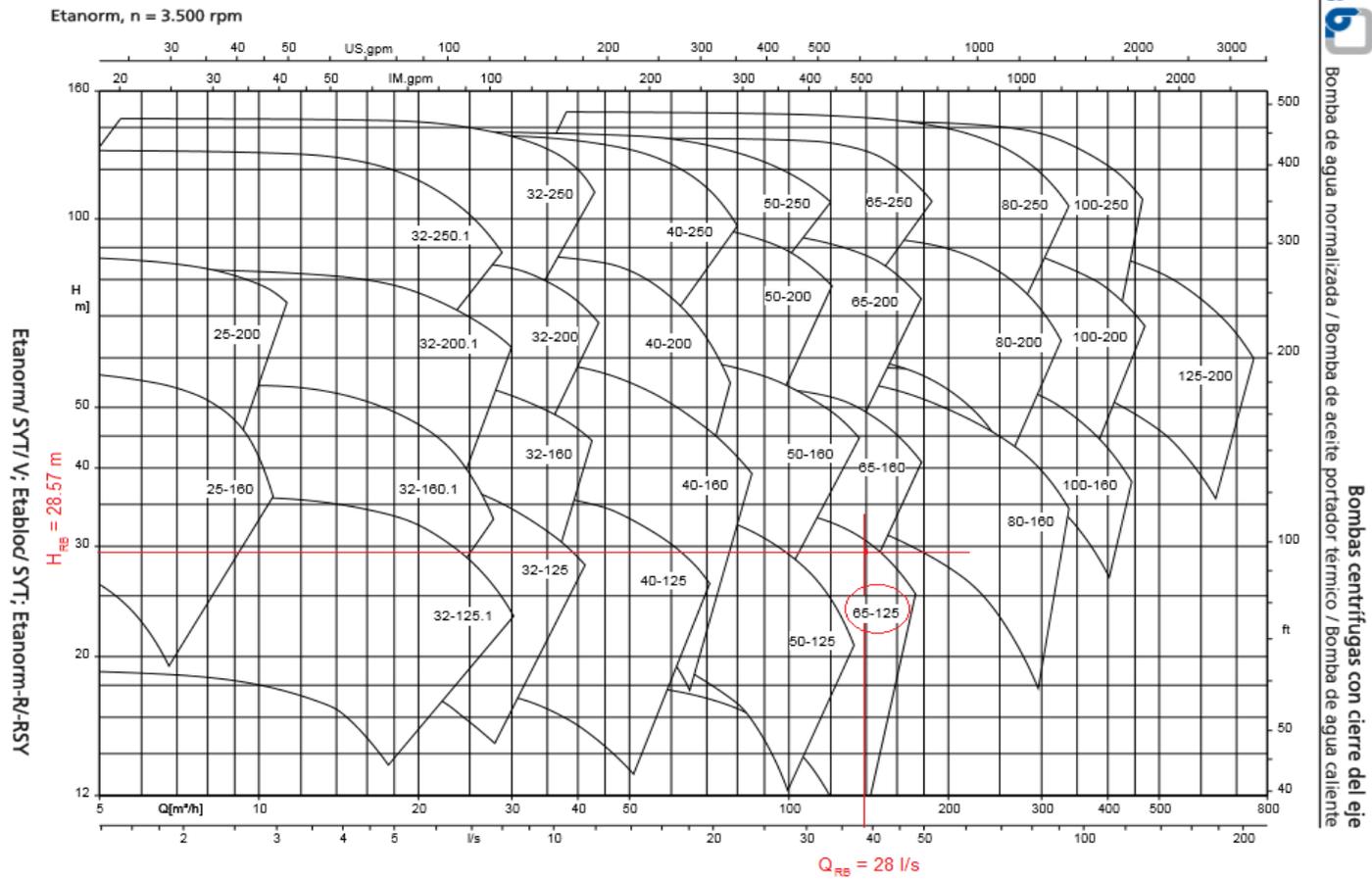
Bombas centrífugas con cierre del eje  
 Bomba de agua normalizada / Bomba de aceite portador térmico / Bomba de agua caliente

Etanorm 080-065-125, n = 3500 rpm

Etanorm V, Etabloc



Anexo III Selección de modelo de bomba a partir del campo de parámetros característicos según catálogo del fabricante KSB para las motobombas horizontales, Etabloc, n= 3500 rpm.



**KSB**  
 Bomba de agua normalizada / Bomba de aceite portador térmico / Bomba de agua caliente  
**Bombas centrífugas con cierre del eje**

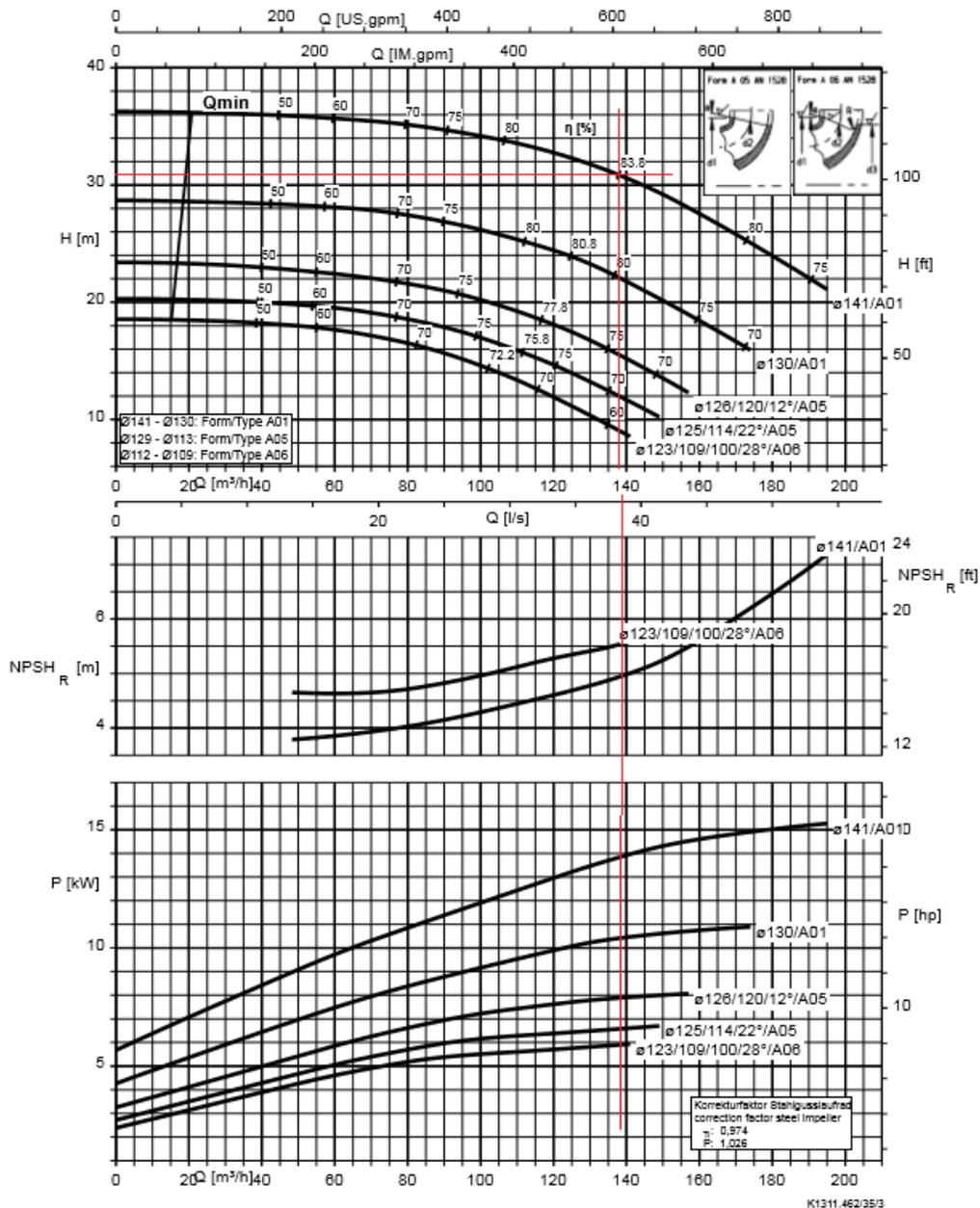
Anexo IV Determinación los parámetros característicos y curvas características de la bomba según catálogo del fabricante KSB para las motobombas horizontales, Etabloc, n= 3500 rpm.



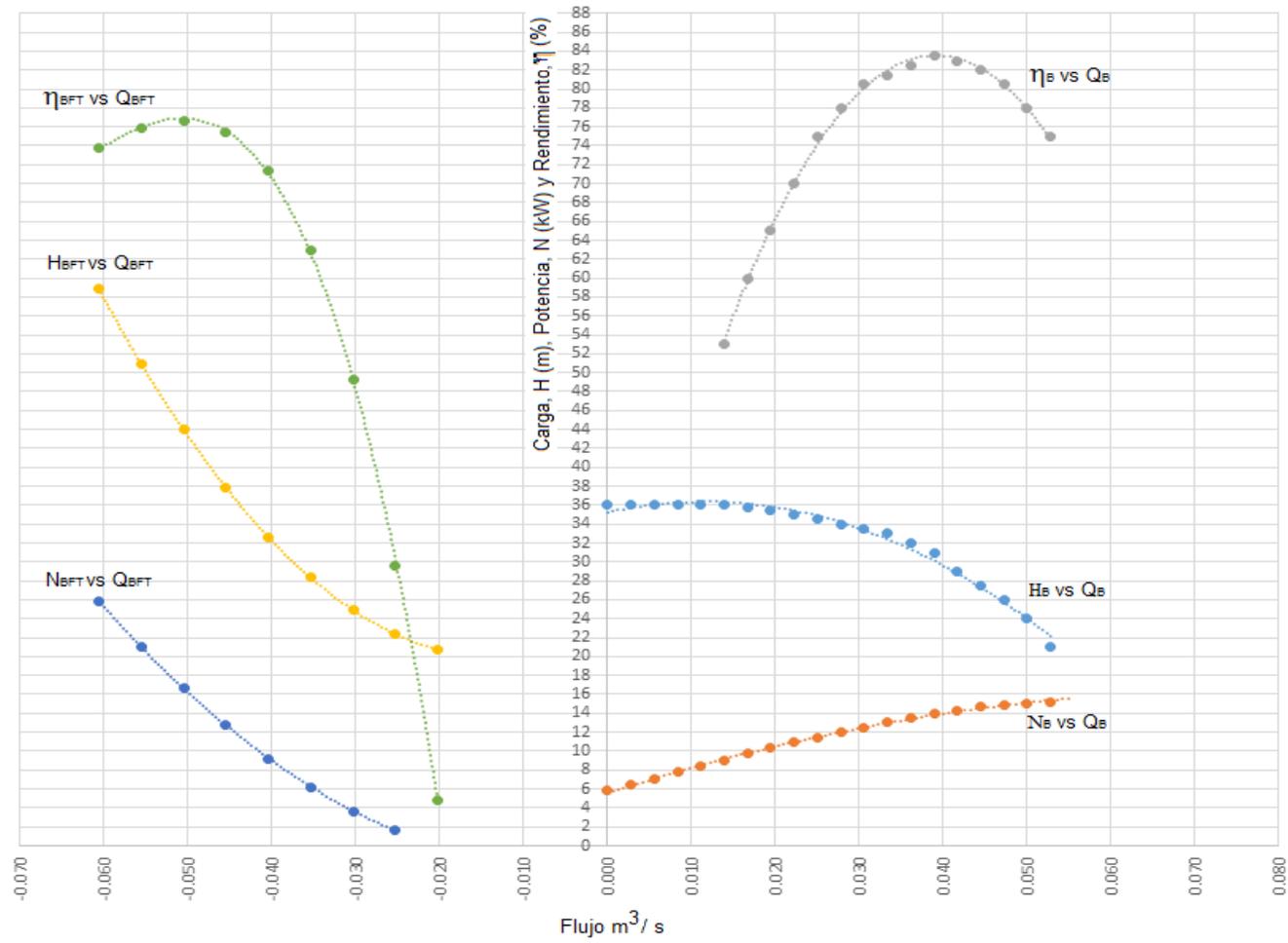
Bombas centrífugas con cierre del eje  
Bomba de agua normalizada / Bomba de aceite portador térmico / Bomba de agua caliente

Etanorm 080-065-125, n = 3500 rpm

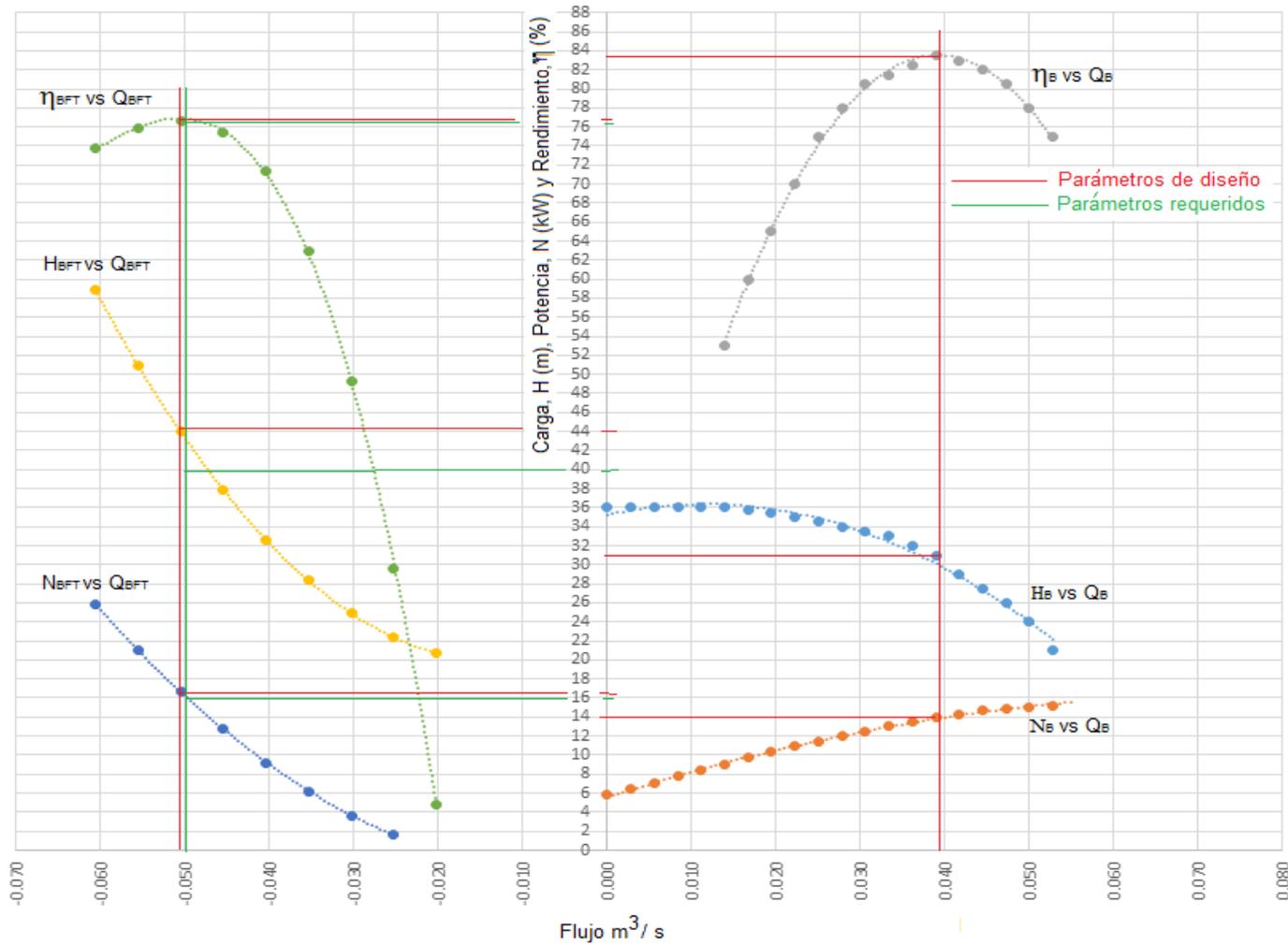
Etanorm V, Etabloc



Anexo V Curva características de la bomba según catalogo y de la bomba funcionando como turbina según los modelos matemáticos



Anexo VI Verificación de los parámetros de operación de la maquina con los parámetros del recurso si cumple con los estándares de eficiencia recomendados.



Anexo VII. Tabla resumen de las expresiones matemáticas para determinar los coeficientes  $K_Q$ ,  $K_H$  y  $K_\eta$  según varios autores, Romero (2018).

Referencia	$K_Q$	$K_H$	$K_\eta$
Stephanoff (Stepanoff, 1957)	$\frac{1}{\sqrt{\eta_B}}$	$\frac{1}{\eta_B}$	1
Mc. Claskey (Ortiz Flórez & Abella Jiménez, 2008)	$\frac{1}{\eta_B}$	$\frac{1}{\eta_B}$	1
Sharma-Williams(Williams, 1994)	$\frac{1}{\eta_B^{0.8}}$	$\frac{1}{\eta_B^{1.2}}$	1
BUTU	$\frac{0.85\eta_B^5 + 0.358}{2\eta_B^{9.5} + 0.205}$	$\frac{1}{0.85\eta_B^5 + 0.358}$	1 $-\frac{0.03}{\eta_B}$
MICI (Krivchenko et al., 1990)	0.9 – 1.0	1.56 – 1.78	0.75 – 0.80
Mijailov (Mijailov, 1989)	$-0.078n_{qB} + 3.292$	$-0.078n_{qB} + 3.112$	$-0.014n_{qB} + 0.9$
Audisio (Audisio, 2002)	$1.21n_B^{-0.25}$	$1.21n_B^{-0.25}[1 + (0.6 + \ln m_{qB})^2]^{0.3}$	$0.95n_B^{0.7}[1 + (0.5 + \ln m_{qB})^2]$
Carvalho (Carvalho, 2012)	$5 * 10^{-5}n_{qB}^2 - 0.0114n_{qB}^2 + 1.2246$	$-2 * 10^{-5}n_{qB}^2 - 0.0214n_{qB}^2 + 0.7688$	<b>N.A.</b>
Sharma-Williams (Williams, 1994)	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{0.8}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{1.2}}$	1
Yang et al. (Yang et al., 2012)	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{0.55}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{1.1}}$	
Hancock (Hancock, 1963)	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{1}{\eta}$	
Schmiedl ( Schmiedl, 1988 )	$-1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hp}^2}$	$-1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hp}^2}$	
Nautiyal (Nautiyal et al., 2011)	$30.303 \left[ \frac{(\eta_{BEP} - 0.212)}{\ln(N_{sp})} \right] - 3.424$	$41.667 \left[ \frac{(\eta_{BEP} - 0.212)}{\ln(N_{sp})} \right] - 5.042$	
Grover (Grover, 1980)	$2.379 - 0.0264N_{st}$	$2.693 - 0.0229N_{st}$	
Hergt (Lewinsky-Keslitz 1987)	$1.3 - \frac{1.6}{N_{st}^{-5}}$	$1.3 - \frac{6}{N_{st}^{-3}}$	