

**PERFECCIONAMIENTO DEL DISEÑO DE UN IMPELENTE PARA UNA BOMBA
CENTRÍFUGA**

M.E. HERMES JAVIER RAMÍREZ LEÓN

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA
CARTAGENA D. T. H. y C.**

2011

**PERFECCIONAMIENTO DEL DISEÑO DE UN IMPELENTE PARA UNA BOMBA
CENTRÍFUGA**

M.E. HERMES JAVIER RAMÍREZ LEÓN

**Tesis de Grado, presentada como requisito para optar el título de Máster en
Ingeniería Mecánica**

Director

PhD, MSc, ME. Bienvenido Sarria López

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA

CARTAGENA D. T. H. y C.

2011

Cartagena de indias D.T. y C. 02 de Noviembre de 2011

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingeniería

Cartagena

Estimados Señores

Presento para su consideración la tesis de grado titulada “**Perfeccionamiento Del Diseño De Un Impelente Para Una Bomba Centrífuga**” como requisito para obtener el título de Máster en Ingeniería Mecánica.

Atentamente

M.E. Hermes Javier Ramírez León

C.C.73.008.646 de Cartagena

Cartagena de indias D.T. y C. 02 de Noviembre de 2011

Señores

COMITÉ CURRICULAR

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingeniería

Cartagena

Estimados Señores,

Luego de revisar el trabajo de grado "**Perfeccionamiento Del Diseño De Un Impelente Para Una Bomba Centrífuga**" desarrollada por el estudiante Hermes Javier Ramírez León; considero que cumple con los objetivos propuestos, por lo que estoy de acuerdo en presentarlo formalmente para su calificación y así optar por el título de Máster en Ingeniería Mecánica.

Cordialmente,

PhD MSc. Bienvenido Sarría López

Director de Tesis

Cartagena de Indias, D. T. H. y C. 02 de Noviembre de 2011

AUTORIZACIÓN

Yo **Hermes Javier Ramírez León**, identificado con número de cédula 73.008.646 de Cartagena/Bolívar, autorizo a la Universidad Tecnológica de Bolívar para hacer uso de mi trabajo de grado y publicarlo en el catálogo online de la Biblioteca.

Atentamente,

M.E. Hermes Javier Ramírez León

C.C.73.008.646 de Cartagena

Nota de aceptación

Firma de presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Cartagena de indias D.T. y C. 02 de Noviembre de 2011

Dedicado a mi futura esposa Diana, mi “papa de la U” Bienvenido y mi “hermano mayor de la U” Juan, y a todos que participaron directa o indirectamente en la realización de este informe. ¡Un abrazo para todos!

M.E. Hermes Javier Ramírez León

AGRADECIMIENTOS

- Ante todo a Dios por darme fuerzas, paciencia, inteligencia y por rodearme de gente que me alentó a seguir.
- Al PhD Bienvenido Sarría López por su comprensión y sabiduría
- Al PhD (c) Juan Fajardo Cuadro por su apoyo
- A mi futura esposa Diana Ortega, por su apoyo y comprensión
- A mis compañeros de la maestría, en especial a Hugo Álvarez y Lesly Tejeda
- A los docentes y al comité curricular de la Maestría en Ingeniería
- A la dirección de programa de Ingeniería Mecánica
- A mis revisores
- Y a todos los que intervinieron en el proceso de forma indirecta.

Índice de contenido

Nomenclatura.....	xvi
Resumen.....	xviii
1 Introducción.....	1
Problema Científico.....	1
Justificación.....	1
Fundamentación del problema.....	2
Declaración del problema.....	2
Hipótesis.....	2
Objetivos.....	2
Objetivo General.....	2
Objetivos Específicos.....	2
2 Estado del Arte.....	3
2.1 Revisión general e histórica:.....	3
2.2 Generalidades sobre el sistema de bombeo:.....	4
2.2.1 Clasificación.....	4
2.2.2 Bomba Centrífuga.....	5
2.2.3 Impelente.....	6
2.2.4 Carcasa.....	7
2.2.5 Otros Componentes.....	8
2.2.6 Consumo energético de los sistemas de bombeo.....	8
2.2.7 Selección de los nuevos sistemas de bombeo.....	9
2.2.8 Desempeño de los sistemas de bombeo existentes.....	10
2.3 Generalidades sobre la eficiencia en sistemas de bombeo:.....	12
2.3.1 Ahorro energético en sistemas de circulación de agua fría:.....	13
2.3.2 Perdidas en Bombas:.....	14
2.3.3 Curva de desempeño de la bomba:.....	14
2.3.4 Método Alternativo para Evaluar la Eficiencia de la Bomba:.....	15
2.3.5 Recorte del impelente:.....	15
2.3.6 Válvulas de estrangulamiento en la descarga de la bomba:.....	15

2.3.7	Ajustando la velocidad del impelente:	15
2.4	Estudios sobre la transformación de energía en las bombas centrífugas	16
2.4.1	Ecuación de Euler	16
2.4.2	La influencia de los alabes en el desempeño de las bombas:	19
2.5	Curva de operación del sistema:	19
2.6	Punto de operación de la bomba:	21
2.7	Diseño de álabes	22
2.7.1	Método punto por punto	23
2.7.2	Método de los triángulos de error	23
2.7.3	Método de Transformación conforme	24
3	Metodología de la Investigación	26
3.1	Aspectos Metodológicos	26
3.2	Objeto de Estudio	27
3.2.1	Bomba	27
3.2.2	Sistema	28
3.3	Estudio de las transformaciones energéticas en el interior del impelente utilizando las ecuaciones de Euler	31
3.3.1	Estudios Preliminares:	31
3.3.2	Transformaciones Energéticas del impelente:	33
3.3.3	Curvas de variación energética en función del caudal:	43
3.3.4	Evaluación energética del impelente:	45
3.4	Selección y Evaluación Experimental de los impelentes modelos a escala de laboratorio	47
3.4.1	Instalación Experimental	47
3.4.2	Selección de los impelentes modelos a escalas de laboratorio:	48
3.4.3	Diseño de Experimentos	50
3.4.4	Ejecuciones Experimentales	54
3.5	Modelado del sistema experimental por Regresión Polinomial Múltiple	55
3.6	Construcción de los impelentes prototipos	56
3.6.1	Método de los triángulos de error	¡Error! Marcador no definido.
3.6.2	Aplicación del método del triangulo de error en el diseño de álabes planos	56

4	Resultados	58
4.1	Metodología de cálculo para la evaluación energética del impelente a través de la ecuación de Euler.....	58
4.1.1	Análisis de la velocidad específica	58
4.1.2	Triangulo de velocidad.....	59
4.1.3	Carga teórica para un número infinito de álabes.....	63
4.1.4	Carga teórica para un número finito de álabes.....	63
4.1.5	Carga real	64
4.1.6	Eficiencia	64
4.1.7	Potencia	64
4.1.8	Carga Neta de Succión Positiva requerida (NPSHr).....	65
4.1.9	Comparación.....	65
4.1.10	Análisis de gráficos de las curvas de las bombas.....	65
4.1.11	Análisis dimensional.....	70
4.2	Resultados de la evaluación experimental en modelos a escala de laboratorio..	72
4.2.1	Investigaciones Experimentales.....	72
4.2.2	Resultados diseño de experimentos (ANOVA).....	77
4.3	Modelos Matemáticos por Regresión Múltiple Polinomial.....	81
4.3.1	Regresión Múltiple Carga	81
4.3.2	Regresión Múltiple Potencia.....	84
4.3.3	Regresión Múltiple Eficiencia	87
4.4	Estudios energéticos de los impelentes propuestos a través de la ecuación de Euler	91
4.5	Propuesta final de los impelentes prototipos.....	96
5	Conclusiones.....	99
6	Recomendaciones.....	102
7	Anexos.....	103
	Anexo A Resultados obtenidos de los impelentes modelos a escala de laboratorio en la instalación experimental	103
	Anexo B Planos	109
8	Bibliografía	110

Lista de Figuras

Figura 1 Esquema y partes de una bomba centrífuga (Karassik, 2008).....	5
Figura 2 Comportamiento de la velocidad y la presión del fluido a lo largo de una bomba centrífuga (Volk, 2005)	6
Figura 3 Partes de un impelente (Gülich, 2008).....	6
Figura 4 Componente de una carcasa voluta (izq.) (Tuzson, 2000) y una carcasa difusor (der) (Srinivasan, 2008).....	7
Figura 5 Grafica Velocidad Específica Vs Eficiencia (Girdhar P, 2005).....	11
Figura 6 Curva H vs Q y representación del uso eficiente del sistema de bombeo (Hydraulic Institute, 2006)	13
Figura 7 Cantidad infinita de alabe vs cantidad finita de alabes (Monteagudo & Sarría López, 2002)	17
Figura 8 Triangulo de Velocidad del impelente (c_2) y del fluido (c_2') (Karassik, 2008)	17
Figura 9 Representación de las curvas teóricas y real de una bomba centrífuga (Universitat Jaume I, 2005)	18
Figura 10 Curva H-Q de un sistema (HE + HD) (Lobanoff V, 1992).....	20
Figura 11 Curva combinada del sistema para un sistema ramificado (Volk, 2005).....	20
Figura 12 Impelente Dañado debido a la cavitación (Volk, 2005)	21
Figura 13 Construcción de un álabe por el método punto por punto (Srinivasan, 2008).....	23
Figura 14 Construcción de un álabe por el método de los triángulos de error (Stepanoff, 1957); (Srinivasan, 2008).....	24
Figura 15 Transformación conforme de la superficie de un álabe (Srinivasan, 2008)	25
Figura 16 Plano conforme del álabe y las superficies del impelente (Karassik, 2008).....	25
Figura 17 Bomba IHM 3x18 SM Tomada de http://www.igihm.com/	28
Figura 18 Esquema del sistema de circulación de agua fría.....	29
Figura 19 Triangulo de Velocidad a) Tangencial b) Tangencial y Relativa c) Tangencial, Relativa y Absoluta.....	34
Figura 20 Velocidad absoluta y sus componentes	34
Figura 21 Esquema del ángulo de incidencia y de inclinación.....	35
Figura 22 Características geométricas de un impelente en función de las condiciones de velocidad (Srinivasan, 2008)	35
Figura 23 Variación Carga Teórica Total y Carga Teórica Estática con el ángulo de inclinación del álabe (Monteagudo & Sarría López, 2002)	36
Figura 24 Esquema de un Triangulo de entrada (izq.) y de un Triangulo de salida (der.) (Tuzson, 2000)	37
Figura 25 Esquema de un Triangulo de velocidad en sus 4 condiciones (Zubicaray, 2003).....	39
Figura 26 Desviación en función del número de álaves y el ángulo de salida (Tuzson, 2000)	40
Figura 27 Esquema Voluta (Tuzson, 2000).....	42
Figura 28 Esquema de la transformación energética en una bomba centrífuga en función del caudal (Tuzson, 2000).....	44
Figura 29 Representación de la Curva H vs Q, η vs Q y P vs Q de la bomba (Karassik, 2008).....	45
Figura 30 Esquema general del Sistema Experimental.....	47
Figura 31 Fotografías Arriba: Sistema Experimental Abajo: Impelentes modelos escala de laboratorio.....	49
Figura 32 Construcción de un álabe plano(Stepanoff, 1957); (Gülich, 2008); (Zubicaray, 2003)	57
Figura 33 Curva de la bomba IHM - Tomada de http://www.igihm.com/	58

Figura 34 Gammagrafía del impelente.....	60
Figura 35 Digitalización del álabe a través de la gammagrafía del impelente	60
Figura 36 Digitalización del perfil del impelente en SOLID EDGE TM	61
Figura 37 Triangulo de velocidad en el ojo (estado 0) y la entrada (estado 1) del impelente.....	62
Figura 38 Triangulo de velocidad en la salida del impelente (estado 2) y antes de entrar a la voluta (estado 3).....	62
Figura 39 Relación entre el triangulo de velocidad a la entrada (estado 1) y a la salida (estado 2) del impelente.....	62
Figura 40 Porcentaje de la Carga estática y dinámica de la Carga teórica para un número infinito de álabes	63
Figura 41 Transformación energética en la bomba centrífuga IHM en función del caudal.....	66
Figura 42 Variación H_{REAL} vs Q.....	67
Figura 43 Variación η_P vs Q.....	67
Figura 44 Variación NPSH vs Q	68
Figura 45 Curva Característica de la bomba calculado pt 1.....	69
Figura 46 Curva Característica de la bomba calculado pt 2.....	69
Figura 47 a) Representación de la Carga, Potencia y Eficiencia vs Caudal del impelente 2 (der) b) Trazado de línea de tendencia, ecuación y R^2 de las pruebas del impelente 2 (izq)	74
Figura 48 a) Comparación entre los impelentes 1, 2 y 3 (izq) b) Comparación entre los impelentes 2, 5 y 6 (der).....	75
Figura 49 Comparación entre los impelentes 3 y 6 (más eficientes)	76
Figura 50 Comparación de Medias para los diseños 1 - 3 (izq.) y 4 - 6 (der)	79
Figura 51 Pruebas de Variabilidad, Normalidad e Independencia (Diseños 1 -3).....	80
Figura 52 Pruebas de Variabilidad, Normalidad e Independencia (Diseños 4 -6).....	80
Figura 54 Criterio de selección de modelos de regresión múltiple para la carga.....	82
Figura 54 Gráfico de residuos de la regresión múltiple 1.....	82
Figura 55 Representación de la carga calculada y la ecuación por regresión múltiple en los 5 impelentes	83
Figura 56 Comportamiento de la carga a diferentes números de álabes y de ángulo de inclinación	84
Figura 58 Criterio de selección de modelos de regresión múltiple para la potencia al freno.....	85
Figura 58 Gráfico de residuos de la regresión múltiple 2.....	85
Figura 59 Representación de la potencia al freno calculada y la ecuación por regresión múltiple en los 5 impelentes	86
Figura 60 Comportamiento de la carga a diferentes números de álabes y de ángulo de inclinación	87
Figura 62 Gráfica de selección de modelos de regresión para la eficiencia	88
Figura 62 Gráfico de residuos de la regresión múltiple 2.....	88
Figura 63 Comparación Curvas de eficiencias calculadas con las calculadas por regresión múltiple	89
Figura 64 Comportamiento de la eficiencia a diferentes números de álabes y de ángulo de inclinación	90
Figura 65 Comparación Configuración 20-5 vs 30-5 vs 45-4	92
Figura 66 Representación H vs Q, N vs Q y η vs Q de los 4 impelentes propuestos vs el impelente actual.....	95
Figura 67 Impelente actual digitalizado y construido en SOLIDWORKS TM	97
Figura 68 Impelente Propuesto 1, digitalizado y construido en SOLIDWORKS TM	97

Figura 69 Impelente propuesto 2, digitalizado y construido en SOLIDWORKS™ 98

Lista de Tablas

Tabla 1 Nomenclatura, significado y unidades	xvi
Tabla 2 Clasificación de las bombas(Volk, 2005), (Petchers, 2003)(Karassik, 2008), (Nelik, 1999) .	4
Tabla 3 Partes de una bomba centrífuga (Karassik, 2008).....	5
Tabla 4 Clasificación de los impelentes (Zubicaray, 2003)	7
Tabla 5 Clasificación de las carcasas (Girdhar P, 2005)	8
Tabla 6 Otros componentes de una bomba centrífuga y su función (Zubicaray, 2003)	8
Tabla 7 Oportunidades de ahorro en sistemas existentes (Hydraulic Institute, 2006)	12
Tabla 8 Equipos ubicados en el sistema de circulación de agua fría	29
Tabla 9 Accesorios Instalados en el Sistema de Circulación de Agua Fría.....	30
Tabla 10 Tuberías instaladas en el sistema de circulación de agua fría	30
Tabla 11 Tipo de Bombas clasificación según su n_s (N_s) (Gülich, 2008).....	32
Tabla 12 Parámetros para construir un triángulo de velocidad (Srinivasan, 2008), (Karassik, 2008)	35
Tabla 13 Eficiencia promedio y factor de potencia de motores eléctricos (FLOWSERVE, 2006) ...	48
Tabla 14 Configuración de los impelentes modelos escala de laboratorio	49
Tabla 15 Fuente de variación del diseño de experimentos.....	50
Tabla 16 Esquema del Diseño de Experimento DBCA.....	53
Tabla 17 Datos obtenidos de la prueba #1 al impelente 2	54
Tabla 18 Variables dependientes e independientes para la regresión múltiple	55
Tabla 19 Parámetros del impelente	60
Tabla 20 Triángulo de Velocidad en los diferentes estados del impelente	61
Tabla 21 Resultados Carga Teórica para un número infinito de álabes.....	63
Tabla 22 Resultados Carga Teórica para un número finito de álabes.....	63
Tabla 23 Resultados Carga Real.....	64
Tabla 24 Resultado Eficiencia	64
Tabla 25 Resultado Potencia.....	64
Tabla 26 Resultado Carga Neta de Succión Positiva requerida	65
Tabla 27 Comparación datos presentados por el fabricante vs calculados.....	65
Tabla 28 Resultado variación de la energía en función de varios caudales	66
Tabla 29 Ecuaciones para graficar en función de Q (GPM).....	68
Tabla 30 Parámetros de evaluación del impelente.....	70
Tabla 31 Resultados obtenidos del impelente modelo a escala de laboratorio 2 en la instalación experimental	73
Tabla 32 Ecuaciones generadas por la experimentación y su factor correlación para cada impelente	74
Tabla 33 Valor P de los diseños realizados cuando varía β_2 (1-3) y Z (4-6).....	77
Tabla 34 Variables significativas para la Regresión Múltiple 1 (RM1).....	81
Tabla 35 Variables significativas para la Regresión Múltiple 2 (RM2).....	84
Tabla 36 Variables para la Regresión Múltiple 3 (RM3)	87
Tabla 37 Comparación de carga teórica infinita, carga estática y carga dinámica de los impelentes propuestos	93
Tabla 38 Carga entregada, potencia consumida y eficiencia en función del caudal de los impelentes propuestos	94
Tabla 39 Construcción de los álabes de los impelentes.....	96

Nomenclatura

En caso de utilizar una unidad diferente se indicará el cambio en la ecuación:

Tabla 1 Nomenclatura, significado y unidades

Símbolo	Parámetro	Unidad
D	Diámetro	Pulgadas (in)
D _h	Diámetro hidráulico	
r	Radio ($r = \frac{D}{2}$)	
b	Ancho	
s	Espesor del álabe	
δ	Distancia circunferencial	
H _{T∞}	Carga Teórica infinita	Pies (ft)
H _{P∞}	Carga Teórica infinita Estática	
H _{Dy∞}	Carga Teórica infinita Dinámica	
H _T	Carga Teórica finita	
H _{Real}	Carga Real	
H ₀	Carga Real en su BEP	
H ₁₋₂	Perdidas en la incidencia del flujo en la entrada	
H ₂₋₃	Perdida en la incidencia del flujo en la voluta	
H _{F1-2}	Pérdida por fricción en el impelente	
H _{F2-3}	Pérdida por fricción en la voluta	
H _{F3-4}	Pérdida por fricción en el difusor	
H _{IMP/DIF}	Perdida ocurrida entre el impelente y el difusor	
H _{DIF}	Perdidas en el difusor	
H _F	Pérdidas por fricción mecánica y de disco	
H _{REC}	Pérdidas por recirculación interna	
NPSHr	Carga Neta de Succión Positiva Requerida	
A _T	Área de la Voluta	

Símbolo	Parámetro	Unidad
n	Velocidad angular	Revoluciones por minutos (RPM)
Ω	Velocidad angular ($\Omega = n \times \pi/30$)	Radianes por segundos (1/s)
U	Velocidad Tangencial	Pies por segundos (ft/s)
W	Velocidad Relativa	
W _m	Componente Meridional de la Velocidad Relativa	
C	Velocidad Absoluta	
C _m	Componente meridional de la Velocidad Absoluta	
C _u	Componente Tangencial de la Velocidad Absoluta	
C _{Uθ}	Componente tangencial de la Velocidad Angular	
C _{Q3}	Velocidad en el cuello de la voluta	
γ	Peso Específico	Libra por pulgadas cúbicas (lb/in ³)
P _D	Presión de Descarga	Libra por pulgadas cuadradas (PSI)
P _S	Presión de Succión	Pulgadas de mercurio (in Hg)
Δz	Diferencial de presión	Centímetros de mercurio (cm Hg)
Q	Caudal	Galones por minutos (GPM)
Q _R	Caudal Real	

Q_0	Caudal en su BEP	
Q_L	Perdidas por fugas	
N	Potencia al Freno	Caballos de Fuerza (BHP)
N_H	Potencia Hidráulica	Caballos de Fuerza (WHP)
α	Ángulo de incidencia del fluido	Grados ($^\circ$)
β_B	Ángulo de inclinación del álabe	
β_{bF}	Ángulo de inclinación del fluido	
θ	Ángulo circunferencial de la voluta	
N_S	Velocidad Específica	Sin dimensiones
n_S	Velocidad Específica	
n_{Sq}	Velocidad Específica	
N_{SS}	Velocidad Específica de Succión	
σ	Factor de Desviación	
ρ	Coefficiente de Reacción	
ψ	Coefficiente de Configuración	
K	Coefficiente de Reducción de Área	
Q_S	Caudal Específico	
Z	Número de álabes	
CIN	Coefficiente de acercamiento difusor/voluta	
CSF	Coefficiente de fricción superficial	
CVD	Coefficiente del difusor	
CDF	Coefficiente de fricción de disco	
CREC	Coefficiente de recirculación	
SG	Gravedad Específica	
η_P	Eficiencia	Sin dimensiones / Porcentaje (%)
η_H	Eficiencia hidráulica	
η_V	Eficiencia volumétrica	
η_{MOTOR}	Eficiencia del Motor	
π	Constante PI (3,14159265)	Sin dimensiones
g	Aceleración gravitacional (32,2)	Pies por segundo cuadrado (ft/s ²)

SUBÍNDICE	PARÁMETRO
0	Indica las condiciones en el ojo del impelente
1	Indica las condiciones en la entrada del impelente
2	Indica las condiciones a la salida del impelente
3	Indica las condiciones antes de la entrada a la voluta
4	Indica las condiciones en la entrada de la voluta

Resumen

Título del Trabajo:

Perfeccionamiento Del Diseño De Un Impelente Para Una Bomba Centrífuga

Autor

M.E. Hermes Javier Ramírez León

Objetivo General

Perfeccionar el diseño de un impelente centrífugo en cuanto a sus parámetros geométricos, cinemáticas y de operación. Para incrementar su eficiencia operacional y reducir el consumo energético en el sistema de aire acondicionado

Objetivos Específicos

1. Establecer una metodología que permita estudiar las transformaciones energéticas en el interior del impelente utilizando las ecuaciones de Euler.
2. Determinar vía analítica, el mejor rango donde debe variar los parámetros geométricos, cinemáticas y operacionales del impelente centrífugo.
3. Seleccionar y evaluar experimentalmente impelentes modelos escalas de laboratorio, con los parámetros seleccionados según estudios previos de la transformación energética de Euler.
4. Proponer un impelente centrífugo con su diseño perfeccionado que incremente la eficiencia operacional y reducir el consumo energético de la bomba actual validado por los ensayos experimentales y la transformación energética de Euler.
5. Obtener los modelos matemáticos de la transformación energética por regresión múltiple a partir de los ensayos experimentales en los modelos de laboratorio.

Metodología

Este trabajo de grado perfecciona el diseño de un impelente centrífugo en cuanto a sus parámetros geométricos, cinemáticas y de operación con el fin de incrementar su eficiencia operacional y reducir el consumo energético en el sistema de aire acondicionado.

- El estudio inicia resumiendo información sobre:
- Sistemas de bombeo
- Impelentes centrífugo
- Diseño de álabes

- Consumo energético en sistemas de bombeo
- Eficiencia energética en sistemas de bombeo
- Métodos de ahorro en impelentes centrífugos
- Construcción de álabes de bombas centrífugas

Toda esta información es recopilada para presentar una metodología de evaluación y cálculo de las transformaciones energéticas que ocurren dentro del impelente. Esta hoja de cálculo determina los parámetros geométricos, cinemática, operacionales y energéticos de un impelente centrífugo y los compara con los criterios de parámetros optimizados presentado por la recopilación bibliográfica. A partir de los resultados obtenidos, la hoja genera la curva real de la bomba y de la eficiencia. Finalmente la hoja de cálculo aplica el método del triángulo de error para desarrollar la curva del álabe en función del triángulo de velocidad, diámetro de entrada y salida del impelente.

La segunda parte de esta tesis, desarrolla una evaluación experimental de modelos a escala de laboratorio con el objetivo de conocer la configuración eficiente de álabes y ángulo de inclinación de los álabes para que el impelente en estudio. Para desarrollar esta evaluación se necesitó un sistema experimental ubicado en los laboratorios de fluidos de la Universidad Tecnológica de Bolívar, y 5 impelentes tipo escala de laboratorio cuya configuración variaba según la cantidad de álabes o el ángulo de salida de los álabes. Se presentaron y se realizaron las corridas modificando únicamente los impelentes y se generan resultados que permiten generar una conclusión preliminar. A partir de los resultados se proceden a realizar un diseño experimental con el propósito de obtener un modelo de regresión lineal para analizar la mejor configuración de un impelente en función de las necesidades requeridas por el sistema de bombeo en el sistema de aire acondicionado.

A partir de los resultados que se obtienen se evaluaron 4 propuestas de impelentes con la misma configuración geométrica del impelente IHM variando únicamente la cantidad de álabes y el ángulo de inclinación presentando mejoras en el sistema de bombeo en estudio.

Resultados

El impelente de esta bomba presenta fallas en el diseño del impelente y no cumple con la mayoría de los indicadores geométricos, cinemáticas y operacionales recomendados para una buena transformación de la energía del impelente:

La velocidad específica de succión se encuentra por fuera del recomendado de un punto de mejor desempeño (BEP)

La carga estática se encuentra en un 57%, indicando que la transformación energética no es lo suficientemente correcta

La relación del componente meridional de la velocidad absoluta a la entrada del impelente y la velocidad absoluta en el ojo del impelente no cumple el rango. Esto revela que el impelente no tiene las mejores características para soportar la cavitación ni presenta una buena eficiencia hidráulica (Srinivasan, 2008).

La relación de las componentes meridionales de la velocidad absoluta en la salida en la entrada del impelente no cumple el rango. Se concluye que el ángulo de divergencia del fluido no es el óptimo (Srinivasan, 2008).

La relación entre las velocidades relativas en la entrada y la salida del impelente se encuentran por encima del rango recomendado. Esto demuestra que el fluido no se separa del álabe en toda la trayectoria (Srinivasan, 2008)

La relación entre el diámetro a la entrada del impelente y el diámetro del ojo del impelente ($D1/D0$) no cumple con el rango recomendado. Se concluye desventajas para enfrentar la cavitación.

El ángulo de inclinación del álabe a la entrada del impelente (β_1) no cumple con el rango recomendado. Se concluye desventajas para enfrentar la cavitación.

Cabe resaltar que existen otros parámetros, como es el caso de. Coeficiente de área (K_2), Caudal específico Las 4 eficiencias; si cumplen el rango, y al analizarlas se identifica que estas ecuaciones están en función de los parámetros en la salida del impelente "2" mientras que la mayoría de ecuaciones que rigen los parámetros que no cumplen los rangos están en función de parámetros en el ojo del impelente "0" y en la entrada del impelente "1". Todo esto nos indica que este impelente tiene fallas de diseño en la entrada del impelente y las mejoras significativas pueden presentarse al estudiar a fondo este punto del impelente.

Se concluye que el impelente en estudio, tiene una alta probabilidad de presentar fallas por cavitación.

El impelente 3 ($\beta_2= 60^\circ$ y $Z = 7$), el impelente 1 ($\beta_2= 20^\circ$ y $Z = 7$) y el impelente 5 ($Z = 4$ y $\beta_2= 30^\circ$), presentan una configuración que mejora la eficiencia del sistema de bombeo sin modificar significativamente los parámetros de carga y potencia.

El ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente 3 se encuentra fuera del rango sugerido por lo cual es descartado.

El impelente 6 ($\beta= 30^\circ$ y $Z = 5$) y el impelente 1 ($\beta= 20^\circ$ y $Z = 7$) generan eficiencia significativa a baja carga.

El impelente 6 tiene la misma configuración del impelente en estudio (IHM 3x18) se puede afirmar con lo anterior que esta configuración tiene buena eficiencia energética y que el impelente de la bomba IHM 3x18 tiene fallas geométricas.

Se aplica una regresión múltiple a los resultados y se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$H = 59,5161 + 0,111626\beta_2 - 0,78435Z + 0,204206Q - 0,00989622Q^2$$

$$N = 0,267106 + 0,00188069\beta_2 + 0,0183758Z + 0,00955955Q - 0,00000559382Q^2$$

$$\eta = -0,0971653 + 0,0148131H - 2,0498N + 0,038528Q + 0,75561N^2 - 0,000250955Q^2$$

Se ingresa un rango de valores de cantidad de álabes y ángulo de inclinación de álabes y se concluye:

La carga aumenta al aumentar el ángulo de inclinación β_2 y disminuir la cantidad Z . Mientras que la carga disminuye al disminuir el ángulo de inclinación β_2 y aumentar la cantidad Z .

La potencia aumenta al aumentar el ángulo de inclinación β_2 y la cantidad Z . Mientras que la potencia al freno disminuye al disminuir el ángulo de inclinación β_2 y la cantidad Z .

No existe variación significativa de la eficiencia energética al variar únicamente el ángulo de inclinación del álabe

Existe variación significativa de la eficiencia energética al variar únicamente la cantidad de álabes.

La eficiencia energética disminuye al aumentar el ángulo de inclinación y disminuir la cantidad de álabes

La eficiencia energética aumenta al disminuir el ángulo de inclinación y aumentar la cantidad de álabes

Las conclusiones presentadas en la Evaluación energética no varían; esto se debe a que las variables modificadas en esta sección no influyen de manera directa sobre los parámetros que se encuentran por fuera del rango establecido.

Los impelentes propuestos 1 y 3 presentan un mejor comportamiento en la carga, la potencia y la eficiencia en comparación con el impelente actual

Asesor

PhD. Bienvenido Sarria López.

1 Introducción

Problema Científico

Justificación

La necesidad de llevar la eficiencia a niveles de ahorros internacionales es el objetivo de esta investigación.

- Los buques tipo nodriza fluvial son buques de río diseñados y construidos en el Astillero COTECMAR de la ciudad de Cartagena de Indias y utilizadas principalmente por la Armada Nacional; para la vigilancia y control del orden público a lo largo y ancho de los ríos del país. Estas embarcaciones para su explotación tienen como única fuente de energía primaria al combustible diesel. La energía química de este combustible se transforma en energía mecánica rotacional para la propulsión del buque, y en energía eléctrica para satisfacer sus diferentes necesidades energéticas (Sarría, Lugo, Fajardo, Rodríguez, León, & Cruz, 2008)
- Estas flotas son construidas con el fin de patrullar por las vías fluviales de Colombia durante grandes temporadas. Es indispensable que la tripulación a bordo del buque nodriza pueda permanecer cómoda durante el patrullaje (estadía). Es por eso que se debe climatizar el aire del buque bajo las condiciones de confort adecuadas. Una de las alternativas para la climatización en buques y barcos es utilizar un sistema de circulación de agua fría como refrigerante del aire en el buque, lo que implica la importancia de un sistema de bombeo para la distribución del agua fría.
- Estudios previos demostraron que el 79% del consumo total de energía eléctrica, se concentra en los servicios de refrigeración y aire acondicionado. El sistema de circulación de agua fría consume el 22% de la energía generada en la embarcación. De este 22%, el 68% es consumido por la tubería y los accesorios y el 22% por los fan coil. (Sarría, Lugo, Fajardo, Rodríguez, León, & Cruz, 2008)
- La bomba centrífuga es una IHM modelo 3X18SM, de fabricación nacional. Estudios previos comprobaron que la bomba opera con una eficiencia alrededor del 62%; y la curva del fabricante, muestra que el punto de mejor rendimiento de esta bomba se encuentra en un 70%. (Cruz & León, 2007)
- La bomba consume el 38% de la energía del buque, al mejorar el sistema de bombeo se generaría la reducción de uno de los mayores consumidores de energía en el buque, a nivel de consumo. (Sarría, Lugo, Fajardo, Rodríguez, León, & Cruz, 2008)

- El trabajo realizado por la bomba a un menor consumo del combustible, logra que: a) el buque aumente sus horas de patrullaje sin la necesidad de repostar. b) Disminuya las emisiones de gases de invernadero producido por el buque tipo nodriza, creando un impacto positivo tanto al medio ambiente como a la tecnología del buque generando estándares de calidad y uso racional de la energía y c) Como resultado adyacente alcanzar un menor peso del sistema de circulación de agua fría.

Fundamentación del problema

“Debido a insuficiencias en el diseño y operación de los impelentes centrífugos, se presentan valores inferiores en la eficiencia operacional de la bomba centrífuga con respecto al rango máximo de la eficiencia de la bomba.”

Declaración del problema

Esta tesis perfeccionará el diseño de un impelente para una bomba centrífuga porque se desea mejorar la eficiencia energética de la misma que opera impulsando agua fría en el sistema ramificado de la nodriza fluvial VII para disminuir el consumo del combustible en la nodriza;

Hipótesis

Las investigaciones experimentales en modelos físicos de impelentes a escala de laboratorios y los estudios de las transformaciones energéticas dentro del impelente, utilizando la ecuación de Turbomaquinaria de Euler, pueden brindar las informaciones técnicas necesarias para perfeccionar los parámetros de diseño y de operación de la bomba centrífuga utilizada en el sistema de circulación de agua fría, para el acondicionamiento del aire del buque tipo nodriza fluvial

Objetivos

Objetivo General

Perfeccionar el diseño de un impelente de una bomba centrífuga en cuanto a sus parámetros geométricos, cinemáticas y de operación. Para incrementar su eficiencia operacional y reducir el consumo energético en el sistema de aire acondicionado

Objetivos Específicos

- 1) Establecer una metodología que permita estudiar las transformaciones energéticas en el interior del impelente utilizando las ecuaciones de Euler,

- 2) Determinar analíticamente, el mejor rango donde debe variar los parámetros geométricos, cinemáticas y operacionales del impelente centrífugo.
- 3) Seleccionar y evaluar experimentalmente impelentes modelos a escala de laboratorio, con los parámetros seleccionados según estudios previos de la transformación energética de Euler.
- 4) Proponer un impelente centrífugo con su diseño perfeccionado que incremente la eficiencia operacional y reduzca el consumo energético de la bomba actual; validado por los ensayos experimentales y la transformación energética de Euler.
- 5) Obtener los modelos matemáticos de la transformación energética por regresión múltiple a partir de los ensayos experimentales en los modelos de laboratorio.

2 Estado del Arte

Las bombas transfieren líquidos desde un punto hacia otro convirtiendo la energía mecánica de la rotación de un impelente en energía de presión (carga). La presión aplicada al líquido genera que el fluido fluya a un caudal determinado, para poder vencer las pérdidas por fricción en tuberías, válvulas, accesorios y equipos de procesos.

2.1 Revisión general e histórica:

Para el estudio de bombas centrífugas se destacan las siguientes reseñas:

“En 1689 Papin desarrolló el primer impelente centrífugo; en 1838 Combs presentó resultados del efecto de la curvatura en los impelentes centrífugos (un factor muy importante para este elemento); en 1849 el inventor John Appold dirigió los primeros experimentos de mejora de la eficiencia aumentando en 1851 la eficiencia de la bomba en un 68%.”(Girdhar P, 2005).

“En 1937 (1938) Se desarrolló los primeros conceptos de velocidad específica” (Whitesides, 2003).

“A partir de 1940, Wisleceus desarrolló estudios de eficiencia en las bombas centrífuga realizando los gráficos de eficiencia vs velocidad específica” (World Pumps, 2002).

“En 1940 se desarrollan estudios de la velocidad de succión específica” (Behsnhad, 2010).

“Los estudios de eficiencia se han desarrollado a través de los años, de los cuales podemos resaltar los trabajos de Wisleceus, del HI (siglas para Hydraulic Institute) y EuroPump al trabajar y presentar guías sobre la eficiencia en la voluta.” (World Pumps, 2002).

“En la actualidad, la eficiencia es fundamental para el cálculo del costo de ciclo de vida (LCC) metodología estudiada desde 1980 e implementada en 1990.”(World Pumps, 1998).

2.2 Generalidades sobre el sistema de bombeo:

2.2.1 Clasificación

Las bombas se clasifican en dos grandes clases: Bombas de Desplazamiento Positivo y Bombas Cinéticas. (Nelik, 1999), (Petchers, 2003), (Volk, 2005).

Las bombas de desplazamiento positivo “suministran energía a un volumen determinado por cada ciclo de operación” (Girdhar P, 2005).

Las razones para utilizar una bomba de desplazamiento positivo son “bombear líquidos viscosos, bombear líquidos dosificados (Por ejemplo en industrias químicas farmacéuticas) y/o bombear fluidos de alta presión y baja carga” (Bachus & Custodio, 2003)

Las bombas de desplazamiento positivo se subdividen en otras clasificaciones que podemos observar en la Tabla 2.

Las bombas cinéticas se caracterizan por generar un aumento de la presión del fluido a bombear, gracias a su componente dinámico principal (el impelente) y su componente estático principal (la voluta) “convirtiendo la energía cinética en energía de fluido” (Girdhar P, 2005).

Las bombas cinéticas (también conocidas como roto-dinámicas) se dividen en: bombas centrífugas, turbinas regenerativas y bombas de efectos especiales. Estas a su vez se subdividen en otras categorías las cuales la podemos observar en la Tabla 2.

Tabla 2 Clasificación de las bombas (Volk, 2005), (Petchers, 2003) (Karassik, 2008), (Nelik, 1999)

PRIMER NIVEL	SEGUNDO NIVEL	TERCER NIVEL	CUARTO NIVEL
Bombas de Desplazamiento Positivo	Reciprocantes	Operado por Aire Vapor Potencia Volumen Controlado	Diafragma/pistón Horizontal/vertical Horizontal/vertical Horizontal/vertical
	Rotatorias	Tipo Engranaje Tipo Lóbulos Tipo de Paleta Tipo Tornillo Tipo Pistón Miembro flexible Pistón Circunferencial	Interno/externo Sencillo/múltiple Álabes/rodillos Sencillo/múltiple Axial/radial Tubo flexible/paleta flexible Sencillo/múltiple
Bombas Cinéticas	Centrífuga	Impelente colgante Impelente entre cojinetes Tipo turbina	Acoples cerrados/separados Sencillo/múltiple Vertical/Axial o Mixto
	Turbina regenerativa	Impelente colgante Impelente entre cojinetes	Sencillo/dos etapas Sencillo/dos etapas
	Efecto especial		Centrífuga reversible Carcasa rotatoria

“A pesar que la bomba centrífuga no es el único tipo de bomba que podemos encontrar, se estima que el 90% de las bombas instaladas en una industria son bombas centrífugas”. (Bachus & Custodio, 2003).

2.2.2 Bomba Centrífuga

La Figura 1 presenta los componentes que hacen parte de una bomba centrífuga, la Tabla 3 presenta los nombres de los componentes. El funcionamiento de una bomba centrífuga se observa en la Figura 2. “El fluido ingresa por la entrada de la carcasa de la bomba ya sea por presión atmosférica o por presión de vacío. Conforme va girando el impelente, el líquido fluye hacia la sección de descarga de la bomba. Esto crea un vacío o un área de presión reducida en la entrada del impelente. La presión en la entrada de la carcasa de la bomba, que es mayor que la presión reducida en la entrada del impelente, impulsa líquido adicional dentro del impelente para llenar el vacío. Una vez que el fluido entra al impelente rotatorio, se desplaza a lo largo de los álabes del impelente incrementando la velocidad a medida que avance el líquido. Cuando el líquido sale del impelente entra a la voluta de la bomba a una velocidad máxima. El área de la sección transversal se expande con la finalidad de generar un proceso de difusión; donde la velocidad del fluido decrece mientras que la presión del fluido aumenta hasta llegar a la salida de la bomba.” (Volk, 2005).

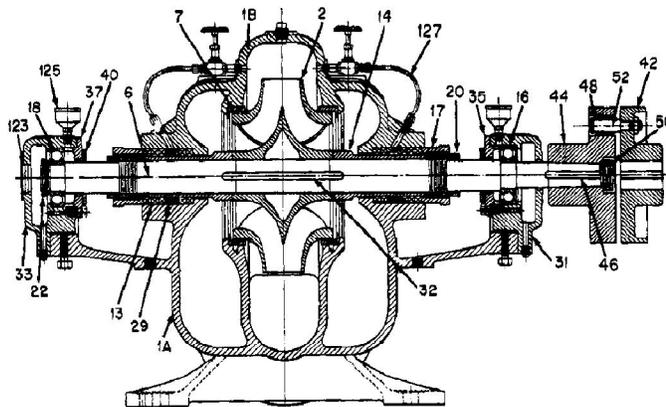


Figura 1 Esquema y partes de una bomba centrífuga (Karassik, 2008)

Tabla 3 Partes de una bomba centrífuga (Karassik, 2008)

Ítem No	Nombre de la Pieza	Ítem No	Nombre de la Pieza
1	Carcasa Superior	32	cuña del impelente
1	Carcasa Inferior	33	Carcasa de la balinera externa
2	Impulsor	35	Cubierta de la balinera interna
6	eje	37	Cubierta de la balinera externa
7	Anillo de desgaste de la carcasa	40	Deflector
13	Empaque	42	Acople (parte del motor)
14	Camisa del eje	44	Acople (parte de la bomba)
16	Balinera inferior	46	Cuña del acople
17	Prensaestopas	48	Buje del acople
18	Balinera Superior	50	Tuerca del acople
20	tuerca del eje	52	Perno del acople
22	tuerca de la balinera	123	Cubierta final de la balinera
29	Jaula del sello	125	Copa de grasa (aceite)
31	Carcasa de la balinera interna	127	Tubería de sello

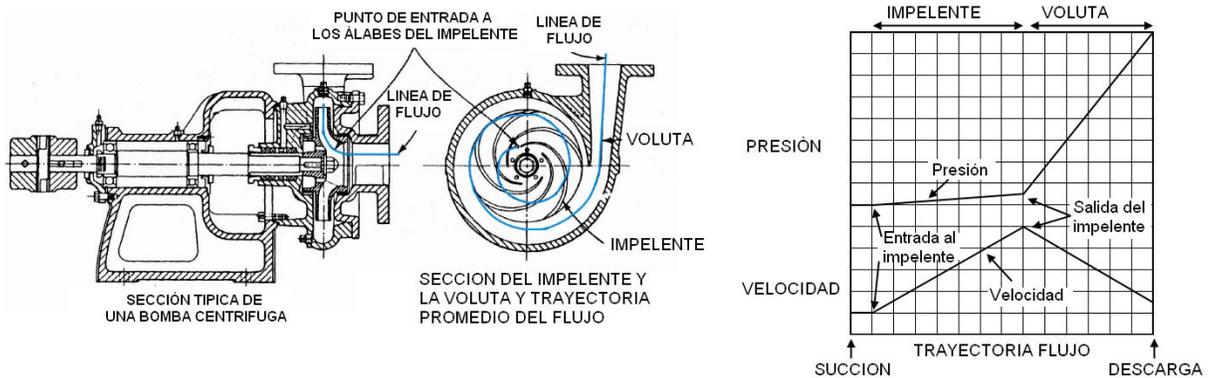


Figura 2 Comportamiento de la velocidad y la presión del fluido a lo largo de una bomba centrífuga (Volk, 2005)

2.2.3 Impelente

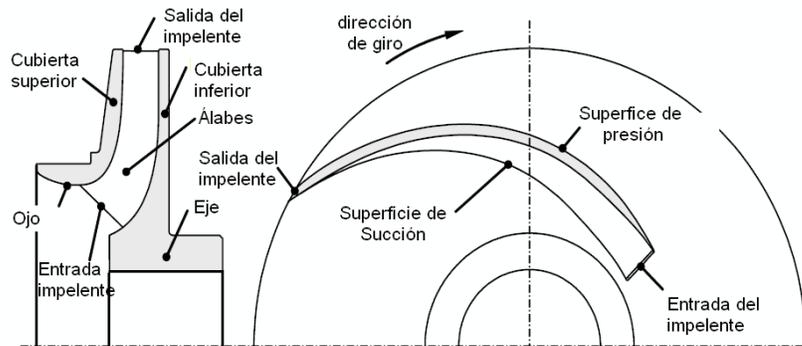


Figura 3 Partes de un impelente (Gulich, 2008)

El impelente, “considerado el corazón de la bomba” (Zubicaray, 2003). Transforma la energía rotacional del eje en velocidad del fluido. Consta de un ojo, cubiertas (superior e inferior), superficies (de presión y de succión) y álabes que guían el fluido hacia la salida del impelente y un eje para acoplarse al eje del motor eléctrico (Figura 3). La fabricación de un impelente es realizada mayormente por fundición y muy pocas veces se fabrica a través de la soldadura de las piezas; la Tabla 4 presenta la clasificación de los impelentes según la forma de los álabes. Estos impelentes pueden variar dependiendo de su función y característica:

- Los impelentes radiales permiten una mayor carga a bajos caudales
- los impelentes semi-abiertos permiten una mayor eficiencia que los impelentes cerrados, pero son utilizados únicamente para fluidos con material particulado
- los impelente tipo propulsor se utilizan para manejar líquidos de alto caudal y baja carga
- Los impelentes de doble succión se aplican para poco caudal y grandes cargas

Tabla 4 Clasificación de los impelentes (Zubicaray, 2003)

CARACTERÍSTICA	TIPO DE IMPELENTE
Según el tipo de succión	Simple succión
	Doble Succión
Según la forma de los álabes	Álabes curvas radiales
	Álabes tipo Francis
	Álabes para flujo Mixto
	Álabes tipo propela
Según la dirección del flujo	Radial
	Mixto
	Axial
Según su construcción mecánica	Semiabierto
	Abierto
	Cerrado
Según su velocidad específica	Baja
	Media
	Alta

2.2.4 Carcasa

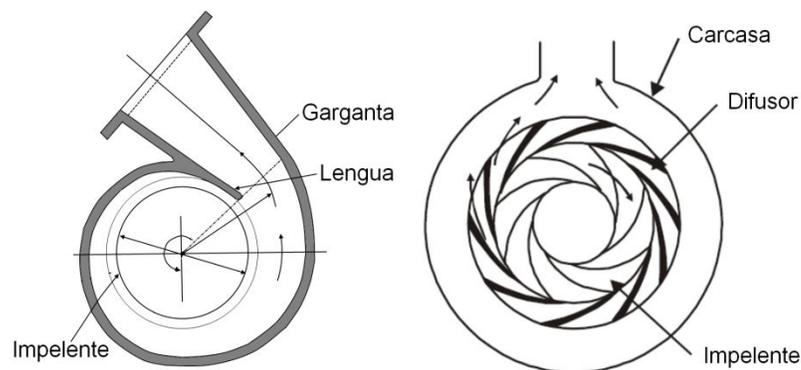


Figura 4 Componente de una carcasa voluta (izq.) (Tuzson, 2000) y una carcasa difusor (der) (Srinivasan, 2008)

La carcasa es la componente estática de la bomba (Figura 4), se encarga de convertir la energía de la velocidad del fluido en energía de presión. Está compuesta principalmente de un orientador y de la superficie donde fluye el líquido. Las variaciones de la carcasa dependen principalmente del tipo de operación requerida y no varía considerablemente como lo hace el impelente, sin embargo existen algunas consideraciones como se presenta y se resume en la Tabla 5

Tabla 5 Clasificación de las carcasas (Girdhar P, 2005)

TIPOS DE CARCASAS	OBSERVACIONES
Anillo guía sin paletas	Utilizado en bombas de bajas velocidades
Carcasa concéntrica	Usado en bombas de bajos flujos y altas cargas, de bajas velocidades específicas
Voluta	Se clasifica en volutas sencillas y dobles, las sencillas son las más comunes que se encuentran en bombas centrifugas. Puede utilizarse en cualquier tipo de bomba centrifuga (baja capacidad, baja velocidad específica) Las volutas dobles se utilizan para flujos mayores de 125 m ³ /h
Difusor con paletas anilladas	Las paletas ayudan a distribuir más fácilmente el fluido al momento de salir del impelente. Por lo general se utiliza un número mayor de paletas con respecto a los álabes del impelente
Difusores con paletas diagonales	Son utilizados en bombas de flujo mixto
Difusores con paletas axiales	Son utilizados en bombas de flujo axial

2.2.5 Otros Componentes

La Tabla 6 presenta otros componentes importantes de una bomba centrifuga y su función

Tabla 6 Otros componentes de una bomba centrifuga y su función (Zubicaray, 2003)

COMPONENTE	FUNCION
Anillos de desgastes	Genera una unión entre el impelente y la carcasa en las pequeñas holguras que existen entre ellas. Su función es desgastarse para evitar el intercambio completo del impelente y/o la voluta.
Estoperos, empaques y sellos	Es un conjunto de piezas que cumple la función de evitar fugas del fluido.
Eje	Es el transmisor entre el motor eléctrico y el impelente.
Cojinetes	Su función es soportar y mantener alineado el eje entre el motor y la bomba
Bases	Donde se soporta toda la bomba centrifuga.

2.2.6 Consumo energético de los sistemas de bombeo

“Los sistemas de bombeo representan el 20% de la energía mundial consumida por motores eléctricos y entre el 25% y el 50% de la energía total usada en la industria. Existen oportunidades significantes para reducir el consumo energético de los sistemas de bombeo a través de diseños inteligentes, adaptaciones y prácticas operacionales. Particularmente en muchas aplicaciones de bombeo con requerimientos de servicio variable ofrecen grandes ahorros. Los ahorros pueden incluir mejoramientos en el desempeño, mejoramiento en la confiabilidad y reducir el ciclo de costo de vida.” (Hydraulic Institute, 2004)

“La bomba es la segunda maquina más usada en el mundo. En el sector comercial, las bombas son usadas principalmente para los sistemas de calentamiento, ventilación y acondicionamiento de aire (HVAC) para proveer agua utilizada para la transferencia de calor.” (Hydraulic Institute, 2006)

2.2.7 Selección de los nuevos sistemas de bombeo

Para la construcción de un nuevo sistema de bombeo hace falta conocer el caudal que se desea bombear, la carga que desea vencer, y las dimensiones del sistema de tubería. Para se determina las pérdidas de cargas por fricción, construir la curva del sistema y seleccionar la curva de la bomba que se acople a la curva del sistema.

“Para el diseño o selección de nuevas bombas, es necesario realizar los siguientes pasos:” (Larralde & Ocampo, 2010)

- Definición del esquema tecnológico y los parámetros de procesos principales tales como :
 - o Flujo másico o Caudal (Q)
 - o Trabajo específico “Y” o carga total ($H = Y/g$):
 - o Temperatura (T)
- Determinación de los servicios de bombeo requeridos
- Una descripción completa del fluido a transportar (tipo de fluido, temperatura, densidad, viscosidad, corrosivo, erosivo, presión de vapor, sólidos en suspensión, toxicidad, volatilidad, etc.)
- Un esquema del plan general de la planta (edificio, transporte, etc.) y el espacio disponible dentro de la misma en tres dimensiones.
- Un arreglo general y el dimensionamiento de la tubería, en acorde con las velocidades recomendadas de cada fluido y el tipo de tubería.
- Determinación de los puntos de elevación para la succión, descarga o almacenamiento en relación a la línea central de la bomba.
- Cálculos preliminares de las pérdidas por fricción y la construcción de la curva característica del sistema. Teniendo en cuenta un factor de seguridad.
- Definición de los parámetros de trabajo de la bomba:
 - o Caudal
 - o Carga
 - o Presión de succión y descarga (Teniendo en cuenta un factor de seguridad en caso de tener más de un punto de operación de la bomba)
- Determinación de todas las condiciones de arranques, inicio o apagados posibles.
- Determinación del NPSH disponible

- Determinación de la velocidad específica que permite seleccionar preliminarmente el tipo de bomba, diseño, posición, eje, tipo de sello, y enfriamiento de los sellos y los acoples (en caso de ser requerido)
- Determinación de la unidad conductora (motor eléctrico, vapor de la turbina, etc.) y sus operaciones de operación principales. En el caso de un motor eléctrico se debe prestar atención a su eficiencia y la viabilidad del uso de VSD (siglas en inglés de Variador de Velocidad)

2.2.8 Desempeño de los sistemas de bombeo existentes

“El diseño de un sistema de bombeo eficiente depende de la relación entre el caudal del fluido, el trazado de la tubería, la metodología de control y la selección de la bomba. El desempeño del conjunto Sistema – Bomba se obtiene superponiendo la curva de operación del sistema sobre la curva de desempeño de la bomba“ (Bachus & Custodio, 2003).

El rendimiento total de una bomba centrífuga es definido por el caudal (Q), la carga (H) y la eficiencia (η). “La curva característica de la bomba, identifica el comportamiento de la bomba en función del caudal, es recomendable el uso de la misma para identificar el punto donde la carga, el caudal entregado y la potencia consumida genera la mayor eficiencia que la bomba pueda entregar” (Gülich, 2008)

El punto de mayor desempeño (BEP) es el indicador principal del uso eficiente de la bomba; “el BEP es la condición donde el fluido puede transitar por la bomba sin ningún problema de perturbación generando así que la bomba tenga mínimas pérdidas del fluido y de desgaste mecánico de sus partes” (Tuzson, 2000).

Uno de los inconvenientes ocurridos en la industria es que las bombas trabajan por fuera de la zona BEP ocasionando muchas complicaciones:

- Separación del flujo en los álabes, difusor y la voluta lo cual causa recirculación.
- Deterioro de la eficiencia debido a mayor desgaste de las piezas mecánicas, fuga de líquido y alto consumo eléctrico.
- Cavitación
- Vibración excesiva
- Oscilación resonante crecientes (En algunas ocasiones)
- Reducción de la vida de la bomba

Esto ocurre a partir del cálculo de la **velocidad específica**; “los valores numéricos de la velocidad específica son muy razonables y pueden ser necesarios para el diseño de parámetros para todos los tipos de bombas” (Lobanoff V, 1992).

Las relaciones de los parámetros de trabajo de la bomba y la velocidad específica son:

“El caudal Q incrementa proporcionalmente a la velocidad del eje n” (Tuzson, 2000)

$$Q \propto n$$

“La carga H incrementa al cuadrado de la velocidad del eje n” (Tuzson, 2000)

$$H \propto n^2$$

En otras palabras, si aumentamos la velocidad del eje de una bomba (2n), esta entregaría el doble del flujo (2Q) y cuatro veces su carga (4H). Al conocer estas relaciones, y analizarla dimensionalmente se obtuvo la velocidad específica. Los estudios sobre la velocidad específica demuestran su importancia ya que:

- “Un n_s bajo (menor que la unidad) indica que la bomba genera una carga (H_0) alta, mientras que el caudal (Q_0) que fluye es bajo” (Tuzson, 2000).
- “Un n_s alto indica que la bomba genera una carga (H_0) baja, sin embargo el caudal (Q_0) que fluye es alto” (Tuzson, 2000).
- “Las bombas alcanzan una mayor eficiencia al tener un $n_s=0.84$ ($N_s=2300$)” (Tuzson, 2000)
- “La eficiencia aumenta rápidamente hasta un $n_s=0.73$ ($N_s=2000$), después se mantiene constante hasta un $n_s=1.28$ ($N_s =3500$) a partir de allí comienza a descender gradualmente” (Tuzson, 2000).

La velocidad específica correlaciona el caudal, la carga y la velocidad que a su vez tienen relación con la eficiencia de la bomba, gracias a esto, se han realizado graficas y estudios donde relacionan la eficiencia con la velocidad específica. George Wislicenus (1947), Eugene P. Sabini y Warren H. Fraser (1986), y más recientemente Lobanoff (1992) han desarrollado diferentes gráficas n_s (N_s) vs η con bombas comerciales a diferentes velocidades y caudales. (Figura 5)

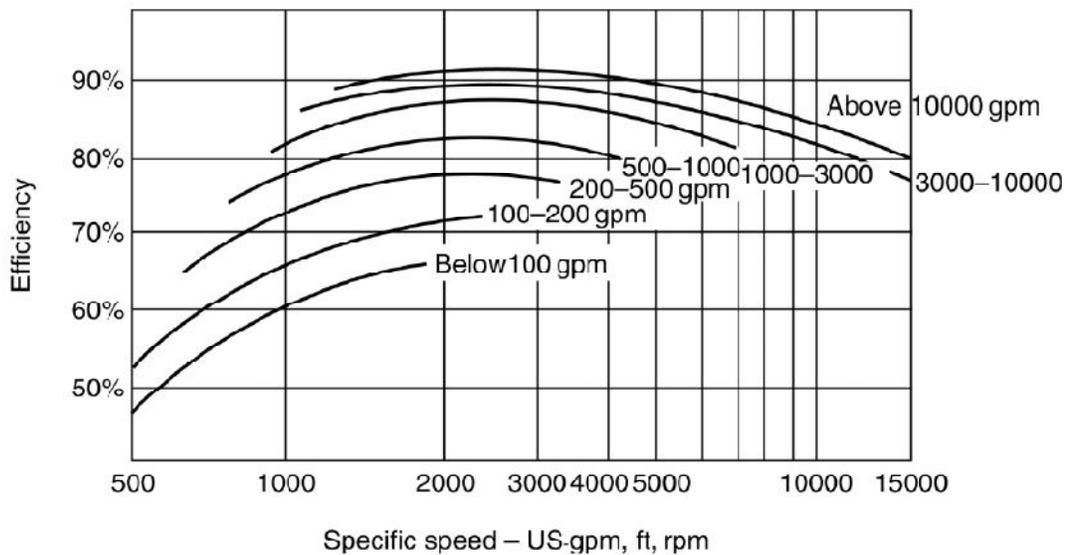


Figura 5 Grafica Velocidad Específica Vs Eficiencia (Girdhar P, 2005)

2.3 Generalidades sobre la eficiencia en sistemas de bombeo:

“Estudios indican que se puede ahorrar el 30% de la energía consumida por la bomba, si existe un buen diseño del sistema y una buena selección de la bomba” (Kaya D, 2008).

A partir de esta información se ha desarrollado diferentes estudios para calcular sistemas más eficientes tanto en la producción como en la operación de la bomba. “El tema de la eficiencia energética han llegado inclusive a ser parte de las leyes gubernamentales en muchos países, por ejemplo en Estados Unidos existe la necesidad de etiquetar toda bomba que consuma una potencia mayor que 2.5 KW Las bombas construidas en Alemania tienen la obligación de ser etiquetadas con una letra; indicando la eficiencia energética de la misma” (Kaya D, 2008).

Esto indica una fuerte tendencia hacia el ahorro de energía a nivel mundial causando que los usuarios de bomba solo adquieran equipos de alta eficiencia, y que el mercado sea dirigido hacia la eficiencia energética. Las mayores oportunidades de ahorro en los sistemas de bombeo se presentan en la Tabla 7. Por lo general implican cambio en el control del sistema o de la bomba, o inclusive ambos, aunque, realizar cambios significativos al sistema de tubería y otros equipos en los sistemas existentes no es viable económicamente.

Tabla 7 Oportunidades de ahorro en sistemas existentes (Hydraulic Institute, 2006)

MEDIDAS DE EFICIENCIA	RANGO DE AHORROS (% DE ENERGÍA DEL SISTEMA)
Reducir los requerimientos global del sistema	5-20%
Igualar el tamaño de la bomba con la carga	10-30%
Reducir o controlar la velocidad de la bomba	5-50%
Comprar componentes	1-3%
Operación y Mantenimiento	1-5%

“Si todas las industrias de EEUU implementaran estas medidas, los ahorros obtenidos podrían equivaler sobre una base promedio de 28000 GWh/año. Este potencial de ahorro energético es de gran significancia en los costos de las plantas industriales para sus dueños/operadores. Los mejoramientos de la eficiencia energética en los sistemas industriales usualmente proveen mejoramiento en la confiabilidad y la productividad y reduce los costos ambientales significativamente” (Hydraulic Institute, 2006).

Para maximizar la eficiencia del sistema de bombeo, la bomba debe estar operando en su punto de mejor desempeño o BEP (Hydraulic Institute, 2006). De acuerdo con las normas del Hydraulic Institute “El BEP es el caudal y la carga en el cual la eficiencia de la bomba es máxima”. “Teniendo en cuenta que la mayoría de las bombas son sobredimensionadas por el diseñador, se recomienda que el punto de operación de una bomba debe estar lo más cercano posible hacia el lado izquierdo del BEP en la curva de la bomba” (Volk, 2005).

“Para minimizar los consumos energéticos de los sistemas de bombeo, seleccione una bomba tal que curva del sistema intercepte la curva de la bomba dentro de un 20% de su BEP, y seleccionar

un impelente de rango medio de tal forma que pueda ser recortado o reemplazable en caso de presentarse requerimientos de flujos mayores o menores” (Hydraulic Institute, 2008)

Una propuesta del sistema para un nuevo diseño del sistema de bombeo es igualmente importante, y a menudo pasado por alto. “Una investigación reciente a siete fabricantes de bombas revelaron una significativa falta de entendimiento sobre la parte de las especificaciones de la bomba. Se hicieron preguntas como: ¿Qué porcentaje de sus bombas su compañía vende incorrectamente especificada por el contratista, o dueño/operador? De los cinco fabricantes que respondieron con el siguiente porcentaje: Tres indicaron un valor del 60% o mucho mayor, y uno afirmó entre 30% y 40%. Otra de las preguntas que se realizó es: ¿De las bombas incorrectamente especificadas, que porcentaje son el resultado de inexactitud de las especificaciones del punto de operación (caudal, presión y NPSH requerido)? Las respuestas variaron por encima del 90%” (Hydraulic Institute, 2006).

A pesar de que esta fue una pequeña investigación, las respuestas indicaban una falta de entendimiento de la aplicación adecuada de las bombas y su correcto acoplamiento de sus características al sistema. Una aplicación incorrecta de las bombas afecta directamente el costo operativo de los sistemas de bombeo. Una bomba forzada a operar muy lejos de su BEP incrementa los costos de la energía y mantenimiento, y acorta la vida útil de la misma. La Figura 6 lo demuestra gráficamente

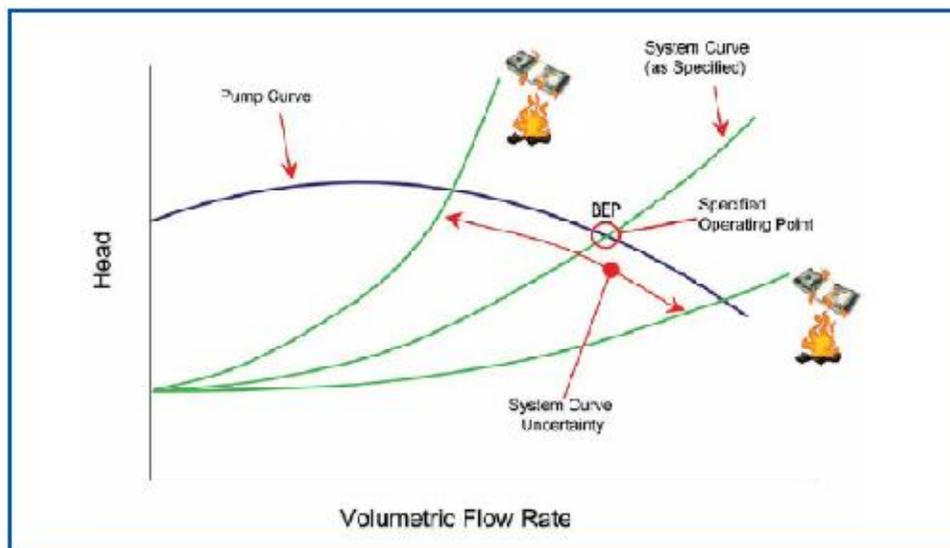


Figura 6 Curva H vs Q y representación del uso eficiente del sistema de bombeo (Hydraulic Institute, 2006)

2.3.1 Ahorro energético en sistemas de circulación de agua fría:

Las bombas para el calentamiento y el acondicionamiento de aire consumen grandes cantidades de energía. El uso económico de la energía depende de la eficiencia del equipo de bombeo y sus conductores. “La eficiencia de los equipos (algunas veces llamado eficiencia cable-agua)

demuestra cuanta energía aplicada al sistema de bombeo resulta ser energía útil en la distribución del agua” (ASHRAE, 1999). Las bombas son usadas en los sistemas de chiller para la distribución de agua fría y para la circulación de agua fresca en el condensador y pueden ser de dos tipos, velocidad constante o velocidad variable. “si las bombas operan a una velocidad constante, ajuste sus salidas tal que, estas puedan proveer el caudal mínimo necesario para una operación del sistema más eficiente. Esto reduce el consumo de energía, y en algunas ocasiones, puede reducir la erosión en las tuberías y mejorar el desempeño de la válvula de control” (Wulfinghoff, 1999). Para los procesos de condiciones de bombeo diferentes a las del caudal nominal, “es necesario aplicar algún tipo de control o regulación de caudal, estos se obtienen mediante la estrangulación de la tubería que conduce el fluido, recirculación, variación de velocidad de la bomba y arranque o paro de la bomba” (Monteagudo & Sarría López, 2002).

2.3.2 Perdidas en Bombas:

“Las clases de pérdidas de las bombas centrifugas pueden ser diferenciadas en perdidas internas y perdidas mecánicas o externas. Las pérdidas internas son las pérdidas hidráulicas o las pérdidas en los álabes por fricción, la variación del área efectiva o las pérdidas por cambio de dirección de la cantidad en los sellos entre el impelente y los sellos del eje rotatorio. Las pérdidas externas o mecánicas, son las pérdidas por superficies deslizantes por fricción de los acoples o por fricción en los sellos” (Volk, 2005)

Pérdidas hidráulicas: Este término es el total de las pérdidas internas en el impelente y sobre la voluta o difusor, debido a la fricción del líquido en las paredes y el continuo cambio de dirección del líquido cuando se mueve a través de la bomba

Pérdidas volumétricas: Este término se refiere a las pequeñas cantidades de líquido que se escapa desde la descarga de la bomba hacia la succión. Estas pérdidas incrementan debido al aumento de las separaciones internas debido al desgaste y la erosión en la bomba. Esto causa que la eficiencia disminuya y exista un aumento de la potencia al freno

Pérdidas debido a la fricción en los discos: Son las pérdidas generadas por el contacto existente entre el disco giratorio (impelente) y el disco fijo (carcasa).

Pérdidas mecánicas: Son las pérdidas friccionales que ocurren en las partes móviles de la bomba que están en contacto directo (rodamientos, empaques o sellos)

2.3.3 Curva de desempeño de la bomba:

“La curva de desempeño de la bomba como un indicador de cuanto volumen (Q) impulsa la bomba a una presión (o carga H) dada, en una velocidad (n) indicada, mientras que consume una cantidad específica de caballos de potencia (N) trabajando con un porcentaje de eficiencia (η)” (Bachus & Custodio, 2003). Por lo general las curvas de desempeño de las bombas son cuatro, están relacionadas unas con otras sobre una grafica común; ésta incluye: La curva de la carga (H)

vs caudal (Q) (trazadas para diferentes diámetros de impulsor), la curva NPSH vs caudal (Q), la curva de eficiencia (η) vs caudal (Q) (también llamada curva de isoeficiencia) y la curva de potencia (N) vs caudal (Q).

2.3.4 Método Alternativo para Evaluar la Eficiencia de la Bomba:

“En caso de no contar con las curvas características de la bomba, se puede determinar la eficiencia de la bomba calculando inicialmente la potencia requerida por la bomba en la flecha; se calcula la potencia hidráulica y finalmente la razón de la potencia hidráulica y la potencia al freno es la eficiencia de la bomba” (Monteagudo & Sarría López, 2002).

2.3.5 Recorte del impelente:

“El recorte del impelente reduce mucho más la salida de la presión, que el caudal. Sin embargo, la resistencia del sistema interactúa con la presión de la bomba para determinar el caudal actual del sistema. Teniendo en cuenta que la reducción del diámetro no es excesiva, las pérdidas por eficiencia son moderadas y la reducción de la potencia de la bomba es sustancial” (Wulfinghoff, 1999)

2.3.6 Válvulas de estrangulamiento en la descarga de la bomba:

“Este método es menos eficiente que el recorte del impelente, sin embargo es más sencillo y es reversible. La mayor desventaja de este método es que ofrece un ahorro energético relativamente pequeño. En una situación dada el recorte del impelente ahorra mucho más energía” (Wulfinghoff, 1999).

2.3.7 Ajustando la velocidad del impelente:

“Reduciendo la velocidad de la bomba, disminuye la energía eléctrica que consume” (Monteagudo & Sarría López, 2002).

“Para reducir la velocidad de la bomba sobre un tiempo base, se tiene que cambiar el motor o insertar un variador de velocidad entre el motor y la bomba. Estos son modificaciones poco convencionales. En distribución de agua fría el uso de un VSD puede llevar a grandes ahorros de energía en muchas aplicaciones” (Wulfinghoff, 1999).

2.4 Estudios sobre la transformación de energía en las bombas centrífugas

“Todos los estudios de transformación de energía de las bombas centrífugas parten bajo el principio de la Ecuación de Euler, la ecuación fundamental para el estudio de las turbo máquinas, tanto de las turbo máquinas hidráulicas (bombas), como las turbo máquinas térmicas (turbinas y compresores)” (Mataix, 2005).

A partir de los resultados presentados por la Ecuación de Euler se desarrollan estudios de ahorro energético de la bomba, la cual se puede traducir a la determinación de la eficiencia de la bomba. Existen diferentes métodos presentados en distintas bibliografías, sin embargo todas cumplen el principio de la ecuación de Euler:

Método Gráfico: “Es una metodología desarrollada para el diseño rápido” (Stepanoff, 1957).

Consiste en el uso de tablas y monogramas (las cuales fueron elaboradas en base a bombas centrífugas probadas experimentalmente) para el diseño de impelentes, volutas, carcasas y motores necesarios para el diseño de una bomba. Este tipo de información es aplicada cuando no se encuentra disponible el modelo de un impelente a la misma velocidad específica. Este método es presentado en diversas literaturas: (Lobanoff V, 1992), (Stepanoff, 1957), (Zubicaray, 2003)

Método Analítico: Esta metodología utiliza los conceptos teóricos de máquinas hidrodinámicas o de flujo para diseñar un impelente centrífugo desde el punto de vista teórico, real y gráfico del impelente centrífugo. Esta metodología consiste en el cálculo de la bomba a partir de los datos de operación requeridos (Caudal, Carga) para desarrollar cada una de los parámetros operacionales de la bomba (velocidad específica, Diámetro, ancho, ángulo, cantidad de alabes, potencia, etc.) teniendo en cuenta las recomendaciones presentada en las normas y literatura especializada: (Tuzson, 2000), (Bachus & Custodio, 2003), (Gulich, 2008), (Girdhar P, 2005)

2.4.1 Ecuación de Euler

“Es la aplicación del principio de impulso, cantidad de movimiento, ecuación de Bernoulli y de continuidad aplicada a las máquinas de flujo centrífuga por Leonard Euler en 1752” (Monteagudo & Sarría López, 2002).

Carga Teórica de Euler: La carga teórica de Euler. Es también conocida como ecuación ideal de Euler, en la cual no existen pérdidas y no existe fricción en las paredes del impelente

Carga Real de Euler: “Es la diferencia entre la carga teórica de Euler y la carga real de Euler, se debe a la consideración de que toda la potencia del motor ha pasado al impelente” (Belenguer, 2008).

La carga teórica de Euler considera que el impelente tiene una cantidad infinita de álabes, la cual se ha supuesto que el impelente tiene un espesor despreciable y la cantidad de álabes es infinita. Esto condiciona que las presiones actuantes en los puntos ubicados sobre las superficies delantera

y trasera del impelente sean iguales, y que la velocidad entre ambas superficies tenga un perfil uniforme. En realidad esta condición no se cumple, lo que puede observarse en la Figura 7; la carga real tiene en cuenta las pérdidas que existen dentro del impelente debido a fugas, fricción y acoples.

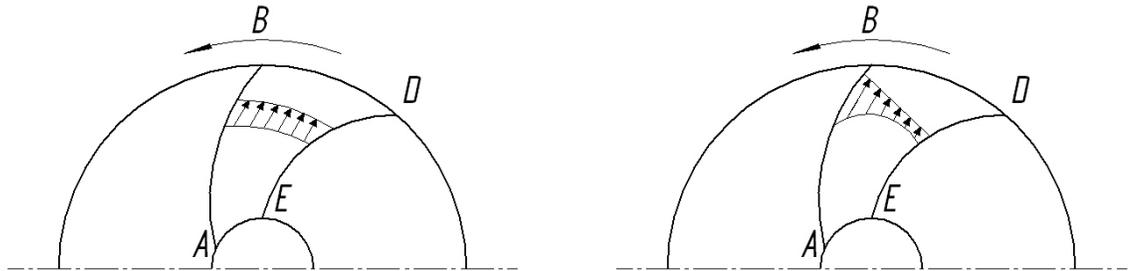


Figura 7 Cantidad infinita de alabe vs cantidad finita de alabes (Monteagudo & Sarría López, 2002)

Factor de Desviación: “El diseño de una bomba centrífuga comprende una gran cantidad de variables independiente, por lo tanto existen diversos posibles diseños para el mismo trabajo. Uno de los problemas más difíciles en el diseño es predecir la carga de desviación del impelente” (Khin C, 2008). El flujo no sigue exactamente la dirección del álabe, esto es debido a que la velocidad relativa de salida W_2 es ligeramente más inclinada hacia la dirección opuesta de rotación.

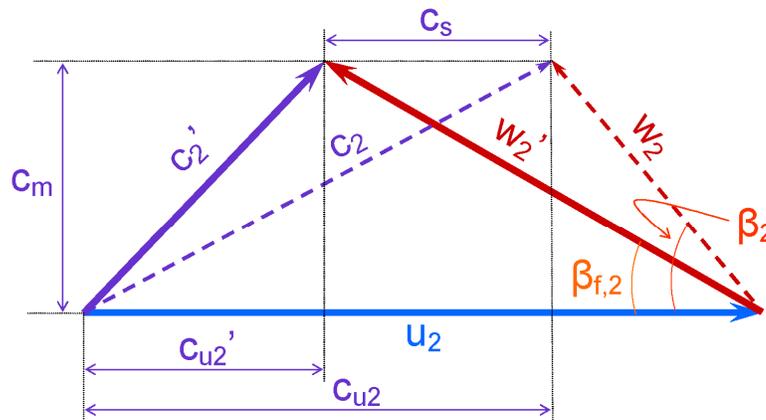


Figura 8 Triangulo de Velocidad del impelente (c_2) y del fluido (c_2') (Karassik, 2008)

En el fenómeno de desviación, influyen fuertemente las condiciones de su trabajo. Desde el punto de vista de diseño, es interesante conocer precisamente los parámetros que influyen en el factor de desviación. Muchos investigadores han estudiado este fenómeno y distintas formulas han sido investigadas desde el punto de vista del diseño. Posiblemente el trabajo más aceptado fue desarrollado por Busemann, quien obtuvo valores del factor de desviación a través del análisis de caudal potencial. Por otra parte, Pfeleiderer desarrolló un método para calcular la desviación asumiendo una distribución uniforme de la presión alrededor del álabe. Otra expresión bien

conocida por calcular el factor de desviación es suministrado por Stodola, quien asumo un cilindro rotatorio de fluido en el final de los canales entre álabes como el causante del deslizamiento. Varias pruebas experimentales han sido realizadas en bombas centrífugas. “En la mayoría de los casos, los modelos probados son diseñados especialmente para propósitos investigativos. Los resultados de estos experimentos no pueden ser generalizados para las bombas industriales” (Memardefzouli M, 2009)

Curva Teórica de Euler: La ecuación teórica de Euler, es transformada en función del caudal y la carga para generar la curva teórica de Euler. Además de la curva H en función de Q, también se puede despejar el ángulo de salida del álabe o inclusive del ángulo de salida del flujo, a fin de conocer la carga teórica que puede manejar el impelente a distintos ángulos; y también se puede conocer la potencia teórica en función del caudal y de los ángulos. La ecuación teórica de Euler es de forma:

$$H_{\infty} = A \cdot n^2 + B \cdot n \cdot Q \quad [1.1]$$

Siendo *A* y *B* coeficientes en función de la velocidad tangencial (*U*), *n* la velocidad angular y *Q* el caudal. La curva teórica característica carga – caudal, es una recta decreciente. (Figura 9)

Curva Real de Euler: La ecuación real de Euler es de forma:

$$H_z = C \cdot n^2 + D \cdot n + E \cdot Q^2 \quad [1.2]$$

Siendo *C*, *D* y *E* coeficientes en función de la velocidad tangencial (*U*) y las pérdidas hidráulicas, fugas, mecánicas y por fricción (Universitat Jaume I, 2005). De la misma manera como se desarrolla la curva teórica de Euler, se desarrolla la curva real, considerando las pérdidas mencionadas en la ecuación real de Euler. La característica de esta curva, es que se desarrolla por debajo de la recta de la curva teórica de Euler (Figura 9)

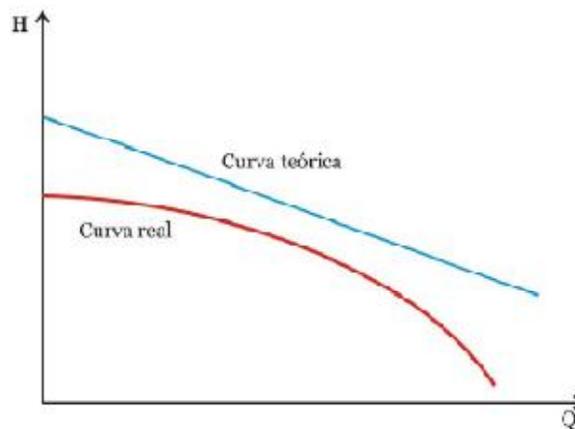


Figura 9 Representación de las curvas teóricas y real de una bomba centrífuga (Universitat Jaume I, 2005)

2.4.2 La influencia de los alabes en el desempeño de las bombas:

Es conocido que el número de los álabes de los impelentes tienen un efecto significativo en el desempeño del bombeo. A un mayor o menor número de alabes del valor óptimo puede afectar negativamente el desempeño. Así como el número de álabes se incrementa, la carga de la bomba aumenta; sin embargo muchos álabes pueden resultar en la disminución de la eficiencia debido al incremento de las obstrucciones y la fricción en las vías del impelente. La curva actual Q vs H es obtenida a través de la curva de Carga-Caudal de Euler, menos varias pérdidas (Anagnostopoulos, 2009). La carga descenderá rápidamente con el caudal si el número de impelentes es reducido y por lo tanto la curva de disminución Carga-Caudal es removida. La disminución de la curva Carga-Caudal puede ser eliminada completamente cuando el número de álabes (z) sea menor que 5 pero la eficiencia pico debe bajar cuando $z < 4$; y un número bajo o alto de álabes incrementa el riesgo de inestabilidad en las curvas de Carga-Caudal. La eficiencia óptima fue obtenida cuando el número de álabes estaba entre 5 y 8 (Mustafa & Yasar, 2005).

El uso de separadores de álabes, es una de las alternativas para la mejora de la entrega de carga (Mustafa & Yasar, 2005). Usando una longitud aproximadamente del 60% de la longitud de los álabes principales, los impelentes con álabes separadores tienden a disminuir la carga de los álabes y la velocidad absoluta circunferencial; la presión total es mucho mayor que aquellos impelentes sin álabes separadores. (Turton, 1994), (Karassik, 2008), (Gülich, 2008), (Srinivasan, 2008) et al, indican que la cantidad óptima de alabes corresponden de 5 a 7

2.5 Curva de operación del sistema:

“Es una representación gráfica de la carga estática total y las pérdidas de presión en el sistema de bombeo (carga dinámica). La carga estática es el cambio de elevación que el líquido debe experimentar. La carga dinámica es la sumatoria de todas las pérdidas de fricción en las tuberías del sistema por la cual el líquido está sometido. Esta se clasifica en pérdidas por longitud, pérdidas por accesorios, pérdidas por presión y pérdidas por velocidad” (Volk, 2005).

Una vez sumadas todas las pérdidas, se construye la curva de pérdidas por fricción. La curva total del sistema es la suma de la carga estática mas la carga dinámica total (Figura 10).

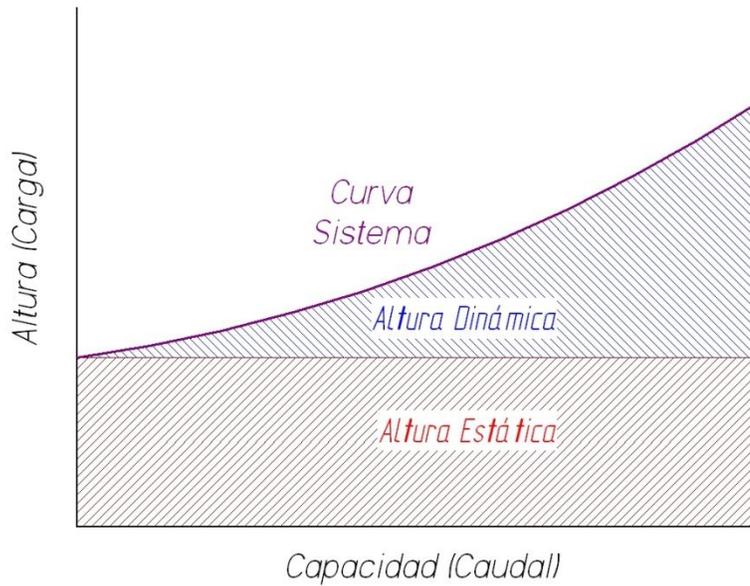


Figura 10 Curva H-Q de un sistema (HE + HD) (Lobanoff V, 1992)

“La curva de desempeño de una bomba centrífuga es descrita por una gráfica que traza, la carga generada por la bomba sobre un rango de caudal. Una típica curva de desempeño de la bomba incluye su eficiencia y su potencia al freno, trazada con respecto al caudal”. (Tuzson, 2000).

Las curvas características del sistema pueden volverse complejas cuando son desarrolladas para sistemas con múltiples ramificaciones, especialmente cuando el caudal fluye por más de una ramificación al tiempo. En esos casos, cada ramificación representa una curva del sistema independiente, cada una de ellas tiene una carga estática y una curva de fricción diferente que varía con el caudal. Además, la bomba muy probablemente opera a diferentes puntos de la curva carga vs caudal. En estos casos, se debe desarrollar una curva del sistema resultante para determinar la operación real de la bomba. (Figura 11).

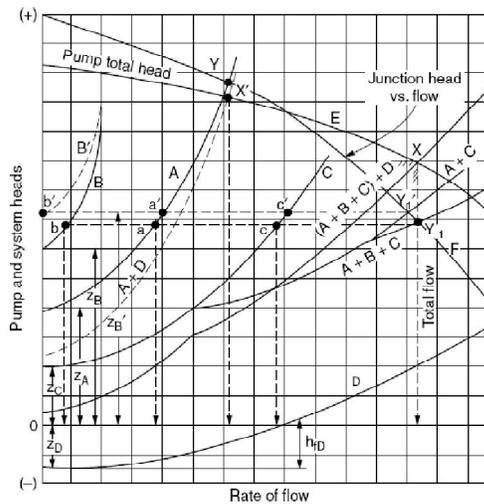


Figura 11 Curva combinada del sistema para un sistema ramificado (Volk, 2005)

2.6 Punto de operación de la bomba:

Es el punto que se obtiene cuando la carga generada por la bomba coincide con la que precisa el sistema de bombeo correspondiente al diámetro del impelente que está en operación. En general los sistemas de bombeo requieren caudal variable, lo cual significa que una bomba trabaja con diferentes puntos de operación (carga, caudal). Por lo tanto, si el sistema requiere un Caudal 1, le corresponde una Carga 1; para un Caudal 2 una Carga 2; etc. Adicionalmente en cada punto de operación se puede determinar el NPSH requerido u la eficiencia de la bomba.

NPSH: Es la sigla para Net Positive Suction Head (Carga Neta de Succión Positiva) es un concepto utilizado en las bombas para identificar los parámetros mínimos en los cuales la bomba pueda trabajar sin que ocurra uno de los problemas más grandes que existen en las bombas centrífugas cavitación. “La cavitación es un fenómeno que causa efectos hidráulicos e inclusive destructivos en el impelente y/o en la voluta (Figura 12)” (Bachus & Custodio, 2003); (Volk, 2005). Hidráulicamente hablando, el efecto de cavitación causa una caída del punto de operación de la bomba la cual es denominada “separación”. Mecánicamente el impelente es desgastado generando pérdida de material, a tal punto que se formen agujeros dentro del impelente (Figura 12).

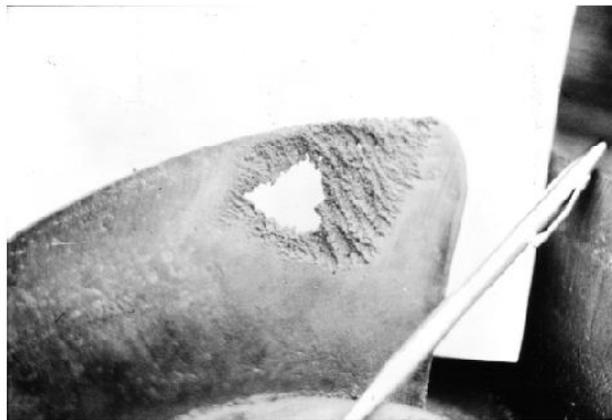


Figura 12 Impelente Dañado debido a la cavitación (Volk, 2005)

“La recirculación, es otro tipo de cavitación, donde el flujo retrocede ya sea a la entrada o a la salida del impelente” (Girdhar P, 2005). Ocurre al existir una diferencia muy alta de presión entre el lado de presión y succión del álabe, causando que la velocidad del lado de presión del alabe sea muy pequeña y que el flujo se separe del álabe

El NPSH se divide en dos términos:

- **NPSHR:** (Carga Neta de Succión Positiva Requerida), “es el NPSH que la bomba requiere para prevenir la cavitación y operar de manera confiable” (Girdhar P, 2005).
“El fabricante realiza una prueba especial para determinar el valor del NPSHR y la agrega a la curva de desempeño de la bomba” (Volk, 2005)
- **NPSHA:** (Carga Neta de Succión Positiva Disponible) “es la carga de presión presente en la succión de la bomba por encima de la presión de vapor del líquido. Está en función del sistema y debe ser calculado como parte de criterio de aplicación o la especificación de la bomba (Volk, 2005).

Para que no exista cavitación se debe cumplir que $NPSHA > NPSHR$

2.7 Diseño de álabes

El diseño de un impelente se divide en dos partes:

- 1) La selección de los diámetros y ángulos de inclinación del álabe e incidencia del fluido a la entrada y salida del impelente, los cálculos de las velocidades de los álabes, los cálculos de otros parámetros geométricos y de operación del impelente.
- 2) La construcción de la forma del álabe para los ángulos y áreas determinadas previamente (Zubicaray, 2003).

La primera parte se explicará y desarrollará en la sección 3.3 La segunda parte, la construcción de los álabes se desarrolla a través de coordenadas polares el radio (r), distancia axial (z) y ángulo circunferencial (θ). Se inicia con la construcción de tres perfiles: la superficie superior, la superficie posterior y la línea de corriente media del impelente. Los perfiles de la superficie superior e inferior son construidos a partir de los parámetros presentados en la sección 3.3.2. La construcción del álabe, depende del tipo de impelente a construir:

“Para las bombas tipo radial ($\alpha_1 = 90^\circ$) su construcción es bidimensional, y los álabes tienen forma plana, manteniendo su mismo ancho por toda la longitud” (Zubicaray, 2003).

“La entrada y la salida de un impelente radial se encuentran en paralelo al eje de la bomba y la forma del álabe es la misma a lo largo de la posición axial del impelente” (Karassik, 2008). La inclinación de los álabes se realiza a lo largo del plano $r - z$ (Tuzson, 2000). La construcción de álabes sencillos se realiza a través de dos métodos: el método punto por punto y el “método de los triángulos de error” (Srinivasan, 2008), (Karassik, 2008), (Gülich, 2008).

Para bombas de tipo mixto, su construcción es tridimensional (Zubicaray, 2003), la inclinación de los álabes se realiza a lo largo de los planos $r - z$ y $r - \theta$ (Tuzson, 2000) y su construcción se realiza a través del método de “transformación conforme” (Karassik, 2008), (Srinivasan, 2008).

Actualmente el dibujo computarizado de impelentes ha facilitado la construcción de los impelentes, que en esencia son los mismos desarrollados hace más de 50 años (Tuzson, 2000)

2.7.1 Método punto por punto

Desarrollado por Pfeleiderer en 1961, este método construye el álabe en base al control de:

- La distribución de la velocidad relativa (W),
- La velocidad absoluta meridional (C_m)
- El ángulo circunferencial (θ)
- La superficie del álabe ($S_1 - S_2$)

Esta metodología es utilizada por los autores Srinivasan (2008) y Karassik (2008)

El álabe se construye al obtener el valor de θ (desconocido) a la distancia r (conocido) (Figura 13)

“El espesor del álabe se agrega al final para obtener forma, el espesor puede ser hacia ambos lados de la línea o hacia el lado donde existe más presión”. (Karassik, 2008)

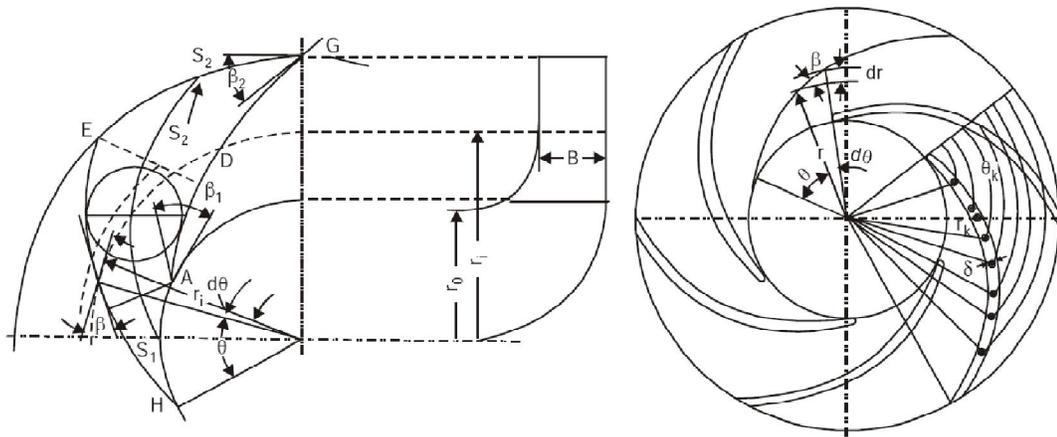


Figura 13 Construcción de un álabe por el método punto por punto (Srinivasan, 2008)

2.7.2 Método de los triángulos de error

“Inicialmente presentada por Kaplan para la construcción de turbinas hidráulicas, gracias sus buenos resultados y alta eficiencia en turbinas fue implementado en impelentes de bombas centrífugas por Stepanoff en 1957 obteniendo grandes resultados”(Zubicaray, 2003). “Este método describe una curva tridimensional a lo largo de una superficie de revolución, la cual es proyectada en un plano frontal y en un plano lateral” (Stepanoff, 1957); (Srinivasan, 2008). “Teniendo en cuenta la longitud, los ángulos de inclinación y el o los espesores del álabe” (Zubicaray, 2003).

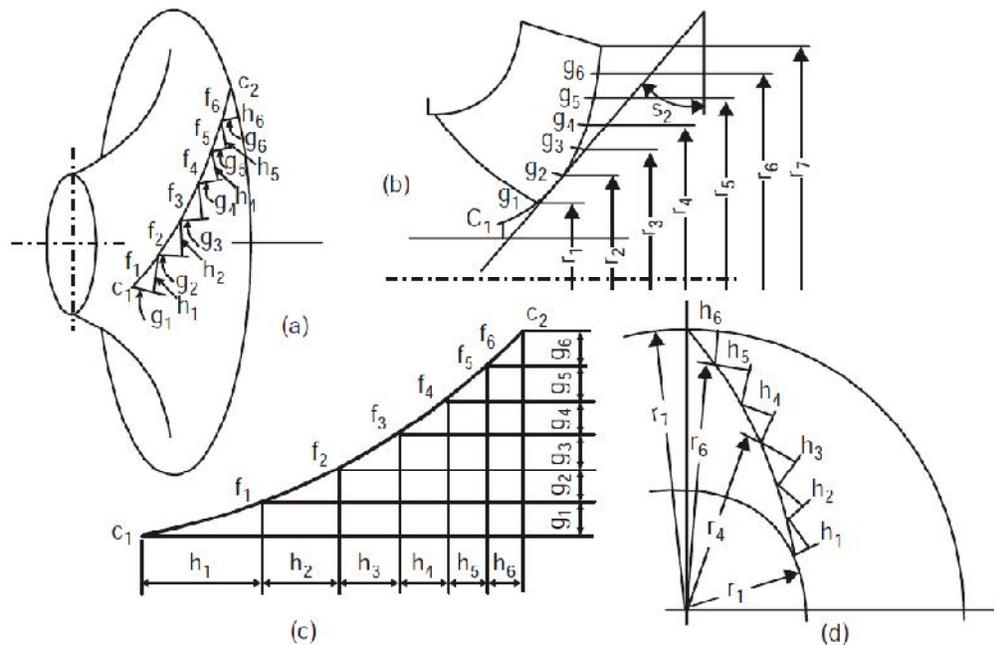


Figura 14 Construcción de un álabe por el método de los triángulos de error (Stepanoff, 1957); (Srinivasan, 2008)

2.7.3 Método de Transformación conforme

“Una transformación conforme es aquella función compleja que preserva los ángulos en los puntos donde la derivada no es cero” (Montesinos & Monteverde, 2005). La curva del álabe es construida en la vista de frontal del impelente, junto con las líneas de corriente y su espesor (Figura 15). La curva es graficada en un plano conforme (Figura 16) especificando el ángulo de inclinación β en la entrada y la salida del impelente. “Cada vez que se construye una celda (sección de la curva del álabe) se transforma la distancia tangencial diferencial, en una superficie física” (Karassik, 2008). Para el uso de este método se requiere de mucho conocimiento sobre el desplazamiento de las líneas de corriente dentro del impelente. Este método tiene sus ventajas, “el proceso es sencillo y puede modificar el perfil del álabe fácilmente” (Karassik, 2008).

“El borde de entrada desde la vista de frontal debe tener una entrada radial o ligeramente inclinada hacia $10 - 15^\circ$ de un ángulo recto (correspondiente al punto de entrada del borde). La salida del borde es paralela o retrasada al eje. El borde del impelente puede estar inclinado hacia delante de la dirección de rotación” (Srinivasan, 2008).

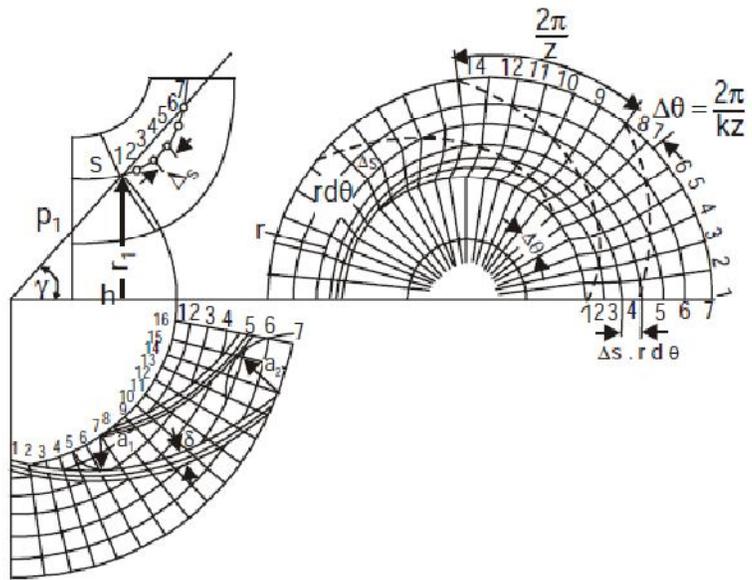


Figura 15 Transformación conforme de la superficie de un álabe (Srinivasan, 2008)

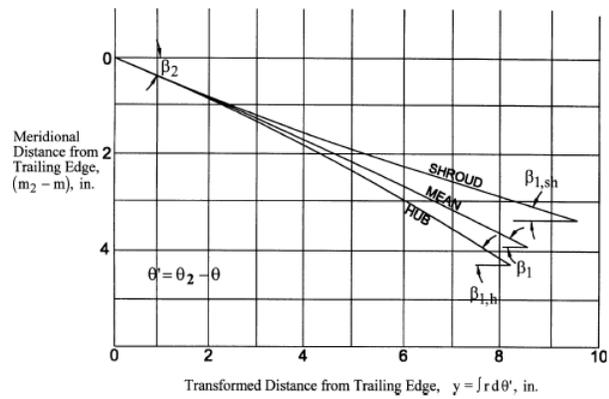


Figura 16 Plano conforme del álabe y las superficies del impelente (Karassik, 2008)

3 Metodología de la Investigación

3.1 Aspectos Metodológicos

- **Establecer una metodología que permita estudiar las transformaciones energéticas en el interior del impelente utilizando las ecuaciones de Euler**
 - a. Recopilación bibliográfica del cálculo de la velocidad específica
 - b. Recopilación bibliográfica del cálculo del triángulo de velocidad
 - c. Recopilación bibliográfica de la ecuación de Euler
 - d. Recopilación bibliográfica del cálculo de la eficiencia
 - e. Unificar criterios de los cálculos
- **Determinar vía analítica, el mejor rango donde debe variar los parámetros geométricos, cinemáticos y operacionales del impelente centrífugo.**
 - a. Cálculo de la velocidad específica y eficiencia
 - b. Cálculo del triángulo de velocidad del impelente
 - c. Cálculo de la carga teórica para un número infinito de álabes
 - d. Cálculo de la carga teórica para un número finito de álabes
 - e. Cálculo de la carga real
 - f. Curva de la bomba (teórico y real)
 - g. Análisis de gráficos de las curvas de las bombas
- **Seleccionar y evaluar experimentalmente impelentes modelos escalas de laboratorio, con los parámetros seleccionados según estudios previos de la transformación energética de Euler**
 - a. Selección de los impelentes modelos escalas
 - b. Instrumentación del sistema experimental
 - c. Corridas experimentales

- **Proponer un impelente centrífugo con su diseño perfeccionado que incremente la eficiencia operacional y reducir el consumo energético de la bomba actual validado por los ensayos experimentales y la transformación energética de Euler.**
 - a. Análisis de los resultados
 - b. Selección del impelente
 - c. Simulación del impelente escogido
 - d. Escalar a tamaño real impelente escogido
 - e. Digitalización del impelente prototipo
- **Obtener los modelos matemáticos de la transformación energética por regresión múltiple a partir de los ensayos experimentales en los modelos de laboratorio.**
 - a. Recopilación de datos experimentales
 - b. Selección del modelo y del diseño de experimento
 - c. Aplicación del software estadístico STATGRAPHICS
 - d. Interpretación de los resultados
 - e. Presentación de los resultados

3.2 Objeto de Estudio

3.2.1 Bomba

En la Figura 17 se observa la imagen de la bomba IHM 3x18SM, cuyas características son:

- Fabricante: IG-IHM
- Modelo: EUROLINEA 3 x 18 DIAM 180 mm
- Motor Eléctrico: 2 HP @ 1750 RPM trabajo continuo.
- Requerimientos electricos 220 v 60 Hz 3 fases, servicio continuo

Materiales:

- ASTM F-998.86 “Standard specification for centrifugal pump, shipboard use.”
- Carcasa en bronce (Norma ASTM B-584)
- Eje en monel (Cu-Ni) (Norma ASTM B-164)
- Impulsor en bronce (Norma ASTM B-584)

- Camisas del eje en bronce (Norma ASTM B-164)
- Anillos de desgaste en bronce (Norma III B-505)
- Base en acero carbón ASTM A-216

Función de la bomba: Esta bomba distribuye agua fría a todo el sistema de aire acondicionado del buque, la operación es continua y distribuye el agua a razón de 66 Galones por minutos (GPM); el punto de operación de esta bomba se encuentra en un 62% (Cruz, León 2007)



Eje Libre

Figura 17 Bomba IHM 3x18 SM Tomada de <http://www.igihm.com/>

3.2.2 Sistema

- El sistema es un circuito cerrado, cuyo recorrido inicia en el cuarto de máquinas auxiliares de proa, recorre 5 módulos o bloques y termina nuevamente en el mismo punto de partida.
- El sistema se divide por 22 trayectorias teniendo en cuenta los 22 fancoil que posee la embarcación. 15 fancoil manejan un caudal de 2,4 GPM, 5 fancoil manejan 3,6 GPM y 2 fancoil manejan un caudal de 3 GPM dando un total de 66 GPM.
- Las tuberías utilizadas en el sistema son de acero SCH 40 y de cobre rígido tipo K.

La Figura 18, Tabla 8,

Tabla 9 y Tabla 10 presentan detalles del sistema de circulación de agua fría.

Tabla 8 Equipos ubicados en el sistema de circulación de agua fría

Equipos			
DESCRIPCIÓN	Caudal (GPM)	Diámetro (in)	Cantidad
Chiller marino	66	2	1
Condensador marino	66	2	1
Filtro en "Y"	66	2	1
Fan Coils de 12000	2,4	1/2	15
Fan Coils de 18000	3,6	1/2	5
Fan Coils de 12000 Horizontal	3	1/2	2

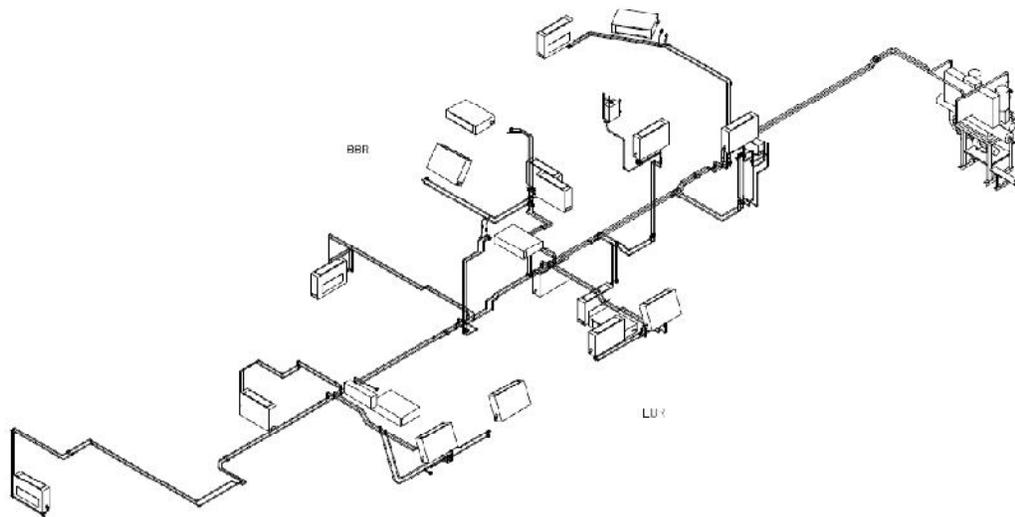


Figura 18 Esquema del sistema de circulación de agua fría

Tabla 9 Accesorios Instalados en el Sistema de Circulación de Agua Fría

Accesorios			
DESCRIPCIÓN	Diámetro (in)	Material	Cantidad
Válvula de Ajuste de Flujo	$\frac{3}{4}$	Bronce	22
Válvula de Bola	$\frac{3}{4}$	Bronce	22
	2	ASTM A 126	3
Tee	$\frac{3}{4}$	Cobre Tipo K	9
	1		24
	1 $\frac{1}{4}$		4
	1 $\frac{1}{2}$		6
Codo 90°	2	Acero SCH 40	5
	3		1
	$\frac{3}{4}$	Cobre Tipo K	81
	1		30
	1 $\frac{1}{4}$		4
	1 $\frac{1}{2}$		10
Codo 45°	$\frac{3}{4}$	Cobre Tipo K	24
	1		36
	1 $\frac{1}{2}$		26
Reductores Concéntricos	3 -2	Acero SCH 40	2
	2 - 1 $\frac{1}{2}$		1
	2 - 1 $\frac{1}{4}$	Cobre Tipo K	5
	1 $\frac{1}{2}$ - 1 $\frac{1}{4}$		2
	1 $\frac{1}{2}$ - 1		4
	1 $\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$		2
	1 $\frac{1}{4}$ - 1		6
	1 - $\frac{3}{4}$		35
Adaptador hembra/macho NPT	$\frac{3}{4}$	Cobre Tipo K	44
Unión Simple	1	Cobre Tipo K	2

Tabla 10 Tuberías instaladas en el sistema de circulación de agua fría

Tuberías			
Descripción	Diámetro (in)	Material	Longitud (mm)
Tuberías	$\frac{3}{4}$	Acero SCH 40	1718
	1		465
	2		3049
	3		105
	$\frac{3}{4}$	Cobre Tipo K	135030
	1		49828

	1 ¼		4562
	1 ½		27222

3.3 Estudio de las transformaciones energéticas en el interior del impelente utilizando las ecuaciones de Euler

3.3.1 Estudios Preliminares:

Se evaluará la eficiencia de la bomba a partir del cálculo de la velocidad específica. La velocidad específica se calcula en el punto de mejor desempeño (BEP): La carga (H), el caudal (Q) y la velocidad angular (n) son suministrados por el fabricante. La ecuación de la velocidad específica es:

$$n_{sq} = \frac{\Omega \sqrt{Q_0} (ft^3/s)}{g^{3/4} H_0^{3/4}} \quad [3.1]$$

Existen variaciones a esta ecuación:

- Velocidad específica N_s . (Tuzson, 2000):

$$N_s = \frac{n \sqrt{Q_0}}{H_0^{3/4}} \quad [3.2]$$

- Velocidad específica n_s , (Gülich, 2008):

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q_0} (m^3/s)}{[H_0 (m)]^{3/4}} \quad [3.3]$$

Ambas se diferencian de la ecuación [3.1] por no considerar la aceleración gravitacional (g) y a pesar de ser dimensionales, su función es la misma, por lo tanto válida.

El resultado obtenido de la velocidad específica N_s en conjunto con el caudal Q_0 es utilizado en la Figura 5 para determinar la eficiencia de la bomba. Otro método de calcular la eficiencia es utilizando la ecuación [3.4] "basada en experimentaciones" (Karassik, 2008)

$$\eta_p = 0.94 - 0.08955 \times \left[\frac{Q(GPM)}{n(rpm)} \right]^{-0.21333} - 0.29 \left[\log_{10} \left(\frac{2286}{N_s} \right) \right]^2 \quad [3.4]$$

La velocidad específica identificará el parámetro que predomina en la bomba, si la velocidad específica es baja ($N_s < 2300$) la bomba maneja una carga (H) alta y un caudal (Q) bajo; si la velocidad específica es alta ($N_s > 2300$), la bomba maneja una carga (H) baja y un caudal (Q) alto. Bombas con $N_s = 2300$ son llamadas bombas de alta eficiencia (Tuzson, 2000).

Otro resultado a obtener se presenta en la Tabla 11 (Gülich, 2008); a partir de la velocidad específica, se puede identificar la clase de bomba (ver Sección 2.2.1), la forma de impelente y el rango de eficiencia en que debe trabajar este tipo de bomba. Para identificar si la bomba IHM 3x18S trabaja dentro del rango establecido y si existen posibilidades de mejora los resultados se confrontaran con los resultados que se obtengan de la ecuación [3.2], [3.4] y la Figura 5.

Tabla 11 Tipo de Bombas clasificación según su n_s (N_s) (Gülich, 2008)

TIPOS DE BOMBAS				
n_{sg} (N_s)	Tipo de Bomba	Forma del Impelente	η_p BEP	Observaciones
<0.01 (26)	Bomba tipo Pistón		85-98	
<0.04 (103)	Bomba tipo Engranaje		75-90	
0.04-0.19 (103-516)	Bomba tipo Tornillo		65-85	También para mezcla gas-líquido
0.01-0.08 (26-206)	Bombas Periféricas		30-35	Para una etapa y múltiples etapas
0.04-0.21 (103-568)	Bombas de canal lateral		34-47	
0.02-0.19 (52-516)	Bombas de fricción		25-35	
0.13-0.57 (361-1548)	Bombas Radiales		40-88	Por debajo de $n_s < 0.19$ ($N_s < 516$) únicamente para bombas pequeñas. En la mayoría de los casos $H_{st, BEP} < 820,21$ (250)
0.95 (2580)			70-92	
1.91 (5160)			60-88	$n_s = 1.91$ ($N_s = 5160$) es el límite máximo para los impelentes radiales.
0.67 (1806)	Bombas semi-axiales		70-90	Un $n_s < 0.95$ ($N_s < 2580$) es muy común para múltiples etapas Un $n_s > 1.43$ ($N_s > 3780$) es muy raro para múltiples etapas
3.05 (8256)			75-90	$n_s = 1.91$ ($N_s = 5160$) es solo para etapas sencillas
3.05-7.63 (8256 - 20640)	Bombas Axiales		70-88	Caudales mayores de 95100 GPM es para etapas sencillas

3.3.2 Transformaciones Energéticas del impelente:

En esta sección se aplicará todo lo relacionado con la ecuación de Euler (Ver Sección 2.4.1).

Energía Teórica para un número infinito de álabes: La ecuación de Euler es:

$$e_{T\infty} = U_2 \times C_{u2} - U_1 \times C_{u1} \rightarrow H_{T\infty} = \frac{e_{T\infty}}{g} = \frac{U_2 \times C_{u2} - U_1 \times C_{u1}}{g} \quad [3.5]$$

Para bombas centrífugas de construcción tipo radial la ecuación se modifica:

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 \times C_{u2}}{g} \quad [3.6]$$

Otra forma de la ecuación de Euler, para el cálculo de Energía Teórica para un Número infinito de álabes es:

$$H_{T\infty} = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right) \quad [3.7]$$

Cada expresión son variaciones de la energía a la entrada y salida de la bomba (Srinivasan, 2008)

- $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$ = es la energía de presión (Carga)
- $\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$ = es la energía potencial
- $\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$ = es la energía cinética

La suma algebraica entre la energía de presión y la energía potencia es la carga teórica estática

$$H_{P\infty} = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right) \quad [3.8]$$

La energía cinética es la carga teórica dinámica.

$$H_{Dy\infty} = \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right) \quad [3.9]$$

“Para disminuir la pérdida de energía durante el proceso de transformación de la carga dinámica en estática, esta última (la carga estática) debe representar no menos que el (75 - 85%) de la carga total” (Monteagudo & Sarría López, 2002).

$$H_{P\infty} = (75 - 85\%)H_{T\infty} \quad [3.10]$$

Triangulo de Velocidad: U, W, C y C_u son velocidades que hacen parte del triangulo de velocidad del impelente. Estos relacionan las velocidades y los ángulos formados entre el fluido y el impelente:

1. Velocidad tangencial \vec{U} = Velocidad lineal del álabe (Figura 19a).
2. Velocidad relativa \vec{W} = Velocidad lineal del fluido con respecto al impelente (Figura 19b).
3. Velocidad absoluta \vec{C} = Velocidad resultante, suma de las velocidades \vec{U} y \vec{W} (Figura 19c)

La velocidad absoluta C a su vez se descompone en una componente radial y tangencial (Figura 20):

- a. C_u = Componente tangencial de la velocidad absoluta.
 - b. C_m = Componente radial o meridional de la velocidad absoluta.
4. Ángulo de incidencia (α)= Es él ángulo formado entre la componente de velocidad tangencial (U) y la componente de velocidad absoluta (C) Figura 21:
 5. Ángulo de inclinación (β)= Ángulo que se forma entre las componentes de velocidad tangencial (\vec{U}) y la componente de velocidad relativa (\vec{W}) Figura 21:

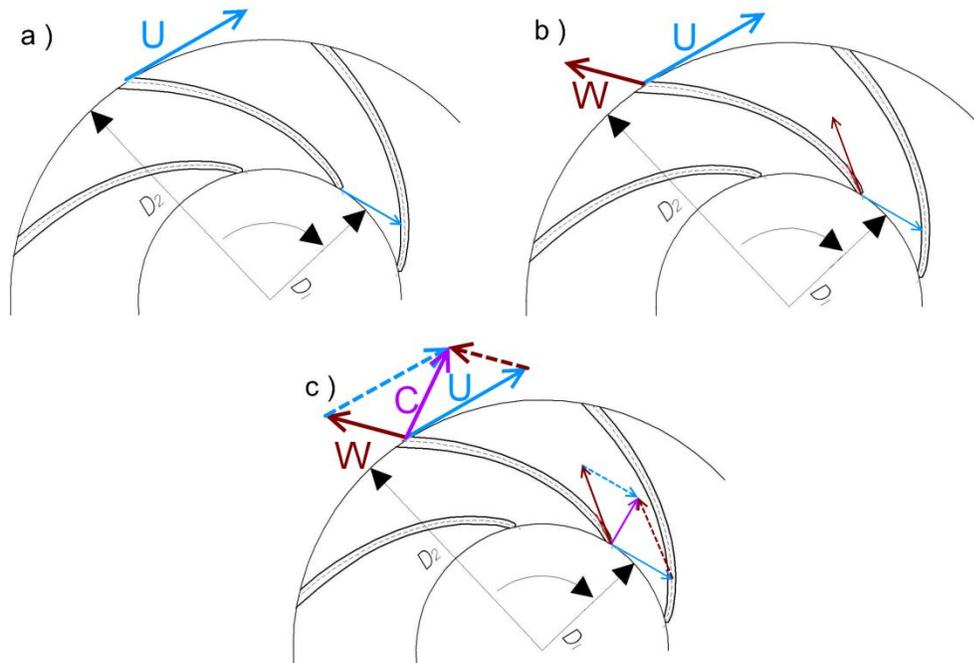


Figura 19 Triangulo de Velocidad a) Tangencial b) Tangencial y Relativa c) Tangencial, Relativa y Absoluta

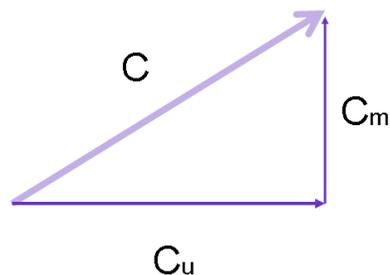


Figura 20 Velocidad absoluta y sus componentes

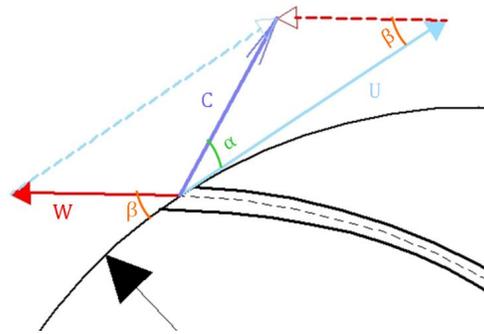


Figura 21 Esquema del ángulo de incidencia y de inclinación

Los triángulos de velocidades, son construidos en el ojo del impelente (identificado con el subíndice 0), la entrada del impelente (indicado con el subíndice 1), a la salida del impelente (indicado con el subíndice 2), y después de la salida del impelente y antes de entrar a la voluta (indicado con el subíndice 3) (Srinivasan, 2008). La Figura 22 presenta un esquema de ubicación de los 4 estados y los ángulos de estudio.

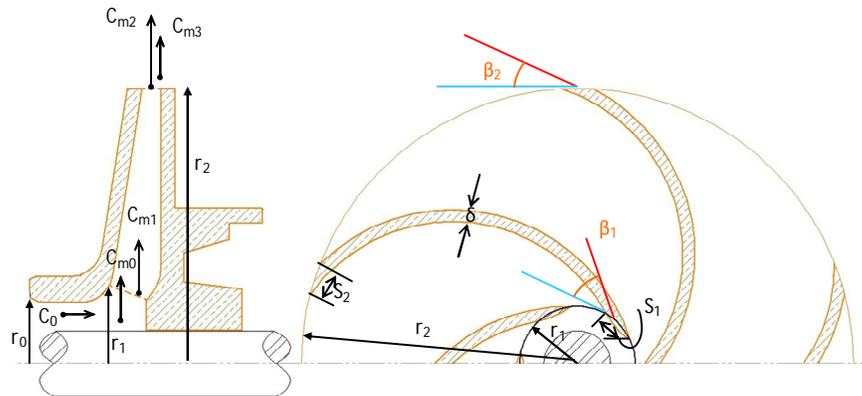


Figura 22 Características geométricas de un impelente en función de las condiciones de velocidad (Srinivasan, 2008)

Las ecuaciones para construir el triángulo de velocidad en cada uno de los 4 puntos de estudio están en función de los parámetros (Tabla 12):

Tabla 12 Parámetros para construir un triángulo de velocidad (Srinivasan, 2008), (Karassik, 2008)

SÍMBOLO	TIPO DE PARÁMETRO
D	Geométrico
r	Geométrico
b	Geométrico
s	Geométrico
δ	Geométrico
Z	Geométrico
α	Geométrico
β	Geométrico
Ω	Operacional
Q_0	Operacional

Para los parámetros de tipo operacional, se toman los valores del punto de mejor desempeño (BEP). Los parámetros de tipo geométrico son obtenidos al realizar mediciones geométricas al impelente con equipos de medición y precisión (Pie de rey, Micrómetro, regla flexible) en los 4 puntos de estudio. Las bombas tipo radial son diseñadas de tal forma que:

1. La entrada del fluido sea radial, es por eso que el ángulo del flujo a la entrada del impelente $\alpha_1 = 90^\circ$ y C_m (en los 4 puntos) es la velocidad del flujo
2. Para reducir las pérdidas hidráulicas y utilizar la mayor cantidad de energía (Monteagudo/Sarria, 2002) los alabes son construidos curvados hacia atrás, y el ángulo de inclinación del álabe en la salida del impelente $\beta_{2B} < 90^\circ$ (Ver Figura 23)

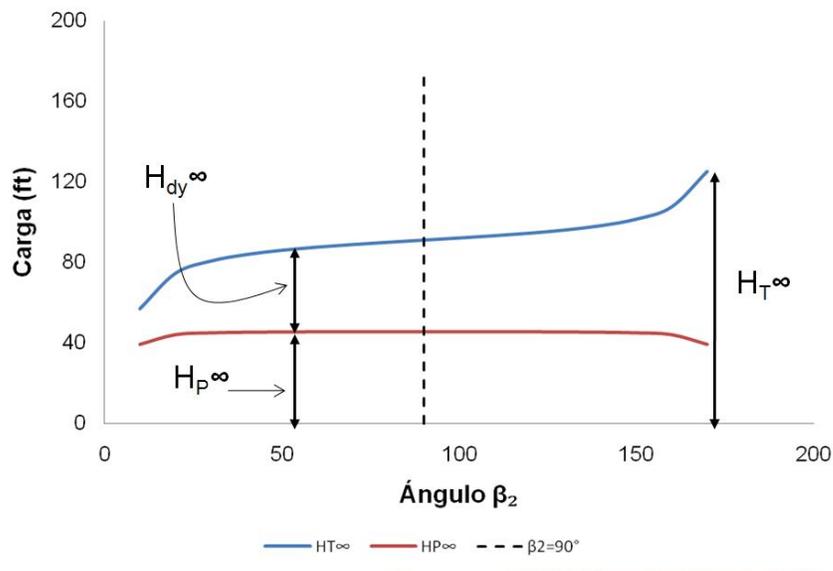


Figura 23 Variación Carga Teórica Total y Carga Teórica Estática con el ángulo de inclinación del álabe (Monteagudo & Sarria López, 2002)

3. Cuando $15^\circ \leq \beta_{2B} \leq 35^\circ$ la bomba trabaja en los rangos óptimos de eficiencia (Gülich, 2008); (Srinivasan, 2008); (Turton, 1994); los fabricantes, diseñan sus álabes en este rango al momento de construir estos impelentes.
4. Se recomienda que δ permanezca constante durante toda la trayectoria, o por lo menos que su variación se realice pequeña en la entrada, aumente su espesor en la mitad y disminuya a la salida del impelente. Se recomienda los siguientes valores (Srinivasan, 2008)

$$\delta = \begin{cases} \text{Entrada} = 3\text{mm} \\ \text{Zona media} = 5\text{mm} - 6\text{mm}; \text{ para bombas pequeñas} \\ \text{Salida} = 1 - 2\text{mm} \end{cases}$$

$$\delta = 10\text{mm}; \text{ para bombas grandes } (D_1 \ll D_2)$$

Lo mencionando anteriormente y las leyes de trigonometría permiten construir las ecuaciones de los triángulos de velocidad (Figura 24):

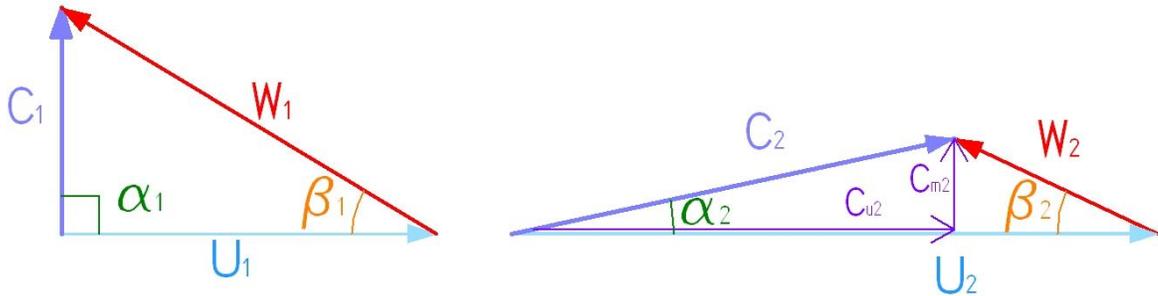


Figura 24 Esquema de un Triángulo de entrada (izq.) y de un Triángulo de salida (der.) (Tuzson, 2000)

Triángulo de velocidad en el ojo del impelente (índice 0):

$$U_o = \Omega \times D_1 \quad [3.11]$$

$$C_o = \frac{4Q}{\pi \times D_o^2} \quad [3.12]$$

$$C_{m0} = \frac{Q}{\pi \times b_1 \times D_1} \quad [3.13]$$

Triángulo de velocidad en la entrada del impelente (índice 1):

$$U_1 = \Omega \times D_1 \quad [3.14]$$

$$C_{m1} = \frac{Q}{\pi \times D_1 \times b_1} \quad [3.15]$$

$$\beta_1 = \sin^{-1} \frac{C_{m1}}{U_1} \quad [3.16]$$

$$C_{u1} = U_1 - C_{m1} \cot \beta_1 \quad [3.17]$$

$$C_1 = \sqrt{(C_{m1})^2 + (C_{u1})^2} \quad [3.18]$$

$$W_1 = \sqrt{(U_1)^2 + (C_1)^2 - 2 \cdot \vec{U}_1 \cdot \vec{C}_1 \cdot \cos \alpha_1} \quad [3.19]$$

$$W_{m1} = \frac{W_1}{\sin \beta_1} \quad [3.20]$$

Triangulo de velocidad en la salida del impelente (índice 2):

$$U_2 = \Omega \times D_2 \quad [3.21]$$

$$[3.22]$$

$$C_{m2} = \frac{Q}{b_2 \times \left[(\pi \times D_2) - \frac{Z\delta_2}{\sin \beta_2} \right]}$$

$$C_{u2} = U_2 - C_{m2} \cot \beta_2 \quad [3.23]$$

$$C_2 = \sqrt{(C_{m2})^2 + (C_{u2})^2} \quad [3.24]$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \frac{C_{m2}}{C_2} \quad [3.25]$$

$$W_2 = \sqrt{(U_2)^2 + (C_2)^2 - 2 \cdot \vec{U}_2 \cdot \vec{C}_2 \cdot \cos \alpha_2} \quad [3.26]$$

$$W_{m2} = \frac{W_2}{\sin \beta_2} \quad [3.27]$$

Triangulo de velocidad antes de entrar a la voluta (índice 3):

$$U_3 = \Omega \times D_2 \quad [3.28]$$

$$C_{m3} = \frac{Q}{\pi \times b_2 \times D_2} \quad [3.29]$$

Para la construcción de los triángulos en el ojo (índice 0) y al salir del impelente (índice 3) “existen relaciones que permiten construir los triángulos restantes” (Srinivasan, 2008):

Triangulo de velocidad en el ojo del impelente (índice 0):

$$U_0 = U_1 \quad [3.30]$$

$$C_{u1} = C_{u0} \quad [3.31]$$

$$\beta_0 = \sin^{-1} \frac{C_{m0}}{U_0} \quad [3.32]$$

$$\alpha_0 = \sin^{-1} \frac{C_{m0}}{C_{u0}} \quad [3.33]$$

$$W_0 = \sqrt{(U_0)^2 + (C_0)^2} \quad [3.34]$$

$$C_{m1} = \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{Z\delta_1}{\pi D_1 \sin \beta_1} \right)} \right] C_{m0} \quad [3.35]$$

Triangulo de velocidad al salir del impelente (índice 3):

$$U_2 = U_3 \quad [3.36]$$

$$C_{u2} = C_{u3} \quad [3.37]$$

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \frac{C_{m3}}{C_{u3}} \quad [3.38]$$

$$C_3 = \sqrt{(C_{m3})^2 + (C_{u3})^2} \quad [3.39]$$

$$W_3 = \sqrt{(U_3)^2 + (C_3)^2 - 2 \cdot \vec{U}_3 \cdot \vec{C}_3 \cdot \cos \alpha_3} \quad [3.40]$$

$$\beta_3 = \sin^{-1} \frac{C_{m3}}{W_3} \quad [3.41]$$

$$C_{m2} = \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{Z\delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}\right)} \right] C_{m3} \quad [3.42]$$

Finalmente los triángulos de velocidad en el impelente se representan como se observa en la Figura 25:

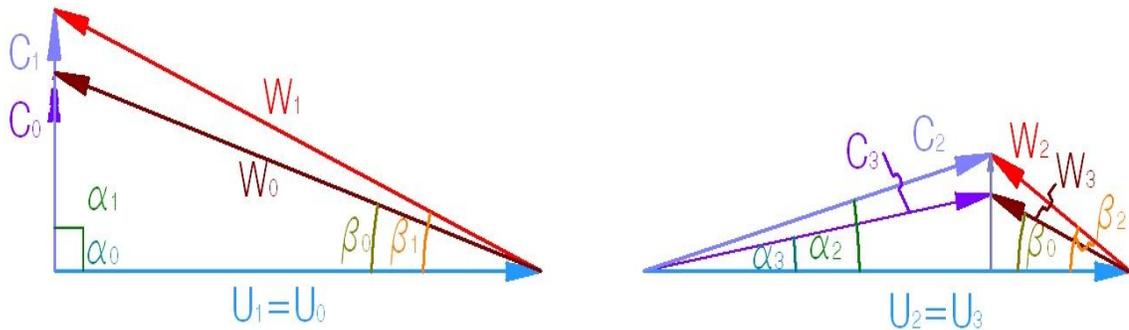


Figura 25 Esquema de un Triángulo de velocidad en sus 4 condiciones (Zubicaray, 2003)

De las ecuaciones [3.40] y [3.41] se tiene que:

$$K_1 = \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{Z\delta_1}{\pi D_1 \sin \beta_1}\right)} \right] \quad [3.43]$$

$$K_2 = \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{Z\delta_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}\right)} \right] \quad [3.44]$$

K es una constante de corrección de área en la entrada (K_1) y en la salida (K_2) del impelente; esta constante permite conocer el área real de circulación del fluido dentro del impelente.

Energía Teórica para un número finito de álabes La Carga Teórica finita se calcula a partir de:

$$H_{T\infty} = \frac{(U_2^2 \times \sigma) - [U_2 \times C_{m2} \times \tan(90 - \beta_{2B})]}{g} \quad [3.45]$$

El factor de desviación σ , se determina a partir de la Figura 26

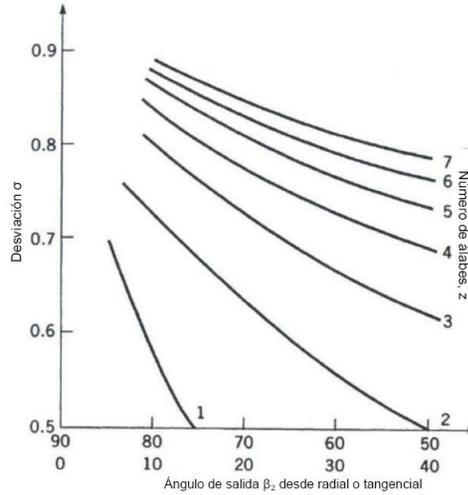


Figura 26 Desviación en función del número de álabes y el ángulo de salida (Tuzson, 2000)

La figura anterior proviene de la ecuación (Tuzson, 2000):

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{z^{0.7}} \quad [3.46]$$

Energía Real (Carga Real): “La carga real se calcula a partir de la Carga teórica con un número finito de álabes y las pérdidas hidráulicas” (Tuzson, 2000):

$$H_{Real} = H_{T\infty} - (H_{1-2} + H_{2-3} + H_{f1-2} + H_{f2-3} + H_{f3-4} + H_{imp/dif} + H_{dif}) \quad [3.47]$$

El cálculo de las pérdidas hidráulicas son: (Tuzson, 2000):

$$H_{1-2} = \frac{W_1^2}{2g} \times \left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 \times \left(1 - \frac{\lambda \cos(90 - \beta_{1f})}{\cos \beta_{1B}}\right)^2 \quad [3.48]$$

$$\lambda = \frac{\cos(90 - \beta_{1f})}{\cos[2(90 - \beta_{1f}) - \beta_{1B}]} - \sqrt{\frac{[\cos(90 - \beta_{1f})]^2 - \{\cos \beta_{1B} \times \cos[2(90 - \beta_{1f}) - \beta_{1B}]\}}{\{\cos[2(90 - \beta_{1f}) - \beta_{1B}]\}^2}} \quad [3.49]$$

$$\beta_{1B} = 65^\circ \quad [3.50]$$

$$H_{2-3} = CIN \frac{(C_3^2 - C_{Q3}^2)}{2g}; \quad (si \ C_3 - C_{Q3} \leq 0 \rightarrow H_{2-3} = 0) \quad [3.51]$$

$$C_{Q3} = \frac{Q}{A_T} \quad [3.52]$$

$$A_T = \frac{Q \times \theta}{C_{u\theta}} \quad [3.53]$$

$$C_{u\theta} = \frac{C_{u2} \times D_2}{D_2 + [(D_3 - D_2) \times (\theta/360)]} \quad [3.54]$$

$$CIN = 0.4 \quad [3.55]$$

$$H_{f1-2} = CSF \left[\frac{(D_2 - D_1)}{2 \cos(90 - \beta_{2B})} \right] \left(\frac{1}{D_h} \right) \frac{(W_2 + W_1)^2}{4g} \quad [3.56]$$

$$D_h = \frac{\left[b_2 \times \left(\frac{\pi D_2}{Z} \right) \right] \times \cos(90 - \beta_{2B})}{\left[b_2 + \left(\frac{\pi D_2}{Z} \right) \right] \times \cos(90 - \beta_{2B})} \quad [3.57]$$

$$CSF = 0.005 \quad [3.58]$$

$$H_{f2-3} = CSF \left(\frac{\pi D_3}{\sqrt{\frac{A_t}{\pi}}} \right) \times \left(\frac{C_{Q3}^2}{2g} \right) \quad [3.59]$$

$$H_{f3-4} = CSF \left(\frac{D_3}{2\sqrt{\frac{A_t}{\pi}}} \right) \times \left(\frac{C_{Q3}^2}{2g} \right) \quad [3.60]$$

$$H_{imp/dif} = \frac{0.25W_1^2}{2g} \left(si \ \frac{W_1}{W_2} \leq 0 \rightarrow H_{imp/dif} = 0 \right) \quad [3.61]$$

$$H_{dif} = CVD \left(\frac{C_{Q3}^2}{2g} \right) \quad [3.62]$$

$$CVD = 0.5 \quad [3.63]$$

El ángulo circunferencial formado desde la lengua de la voluta hasta A_T determina θ ; Figura 27. Su medición debe hacerse en la voluta de la bomba de estudio.

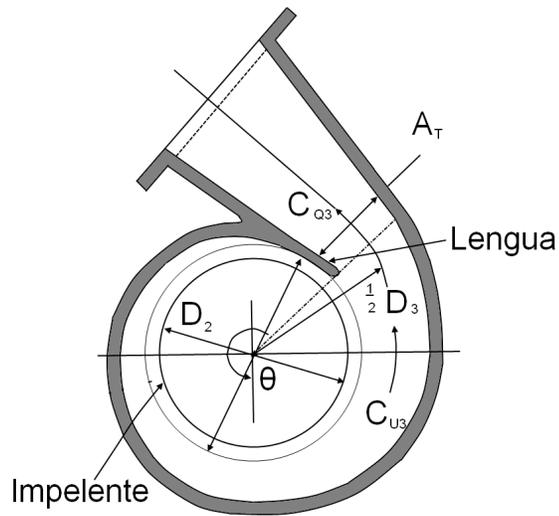


Figura 27 Esquema Voluta (Tuzson, 2000)

Eficiencia: La eficiencia de la bomba es el producto de las eficiencias hidráulica, volumétrica y mecánica:

$$\eta_p = \eta_H \times \eta_V \times \eta_M \quad [3.64]$$

Otra forma para determinar la eficiencia es (Tuzson, 2000):

$$\eta_p = 100 \times \left(\frac{H_{Real}}{H_T + H_f + H_{rec}} \right) \left(\frac{Q}{Q + Q_L} \right) \quad [3.65]$$

Las ecuaciones de las variables H_f , H_{REC} y Q_L son:

$$H_f = \frac{CDF \times \rho \times \Omega^3 \times (D/2)^5}{Q} \quad [3.66]$$

$$CDF = 0,005 \quad [3.67]$$

$$H_{REC} = CREC \times \Omega^3 \times D_1^2 \times \left(1 - \frac{Q}{Q_0} \right)^{2.5} \quad [3.68]$$

$$CREC = 0.0005 \quad [3.69]$$

$$Q_L = 0.8 \times (0.005 \times \pi \times D_1) \times \left(H_T - \frac{U_2^2}{8g} \right) \quad [3.70]$$

La eficiencia hidráulica es la relación entre la Carga Real y la Carga Teórica Infinita:

$$\eta_H = \frac{H_{Real}}{H_T} \quad [3.71]$$

La eficiencia volumétrica es la relación entre el caudal entregado por la bomba (Q) y el caudal que ingresa a la bomba (Q + Q_L)

$$\eta_V = \frac{Q}{Q + Q_L} \quad [3.72]$$

La eficiencia mecánica se obtiene a partir de la ecuación [3.64]:

$$\eta_M = \frac{\eta_p}{(\eta_H \times \eta_V)} \quad [3.73]$$

Potencia: El cálculo de la potencia hidráulica y potencia al freno se hace a través de (Volk, 2005):

$$N_H = \frac{Q \times H \times S.G.}{3960} \quad [3.74]$$

$$N = \frac{N_H}{\eta_p} \quad [3.75]$$

Altura Neta de Succión Positiva: Se obtiene con la siguiente ecuación (Tuzson, 2000)

$$NPSH_r = 0.023 \left(\frac{1}{2g} \right) (\tan \beta_1)^{-4/3} (n)^{4/3} [Q_0 \left(\frac{ft^3}{s} \right)]^{2/3} \text{ (En su BEP)} \quad [3.76]$$

$$NPSH_r = \left(\frac{1}{\lambda^2} \right) \frac{c_1^2}{2g} + \frac{U_1^2}{2g} \left[\frac{1}{\lambda^2} + 1 - 2 \sin \beta_1 \frac{1}{\lambda} \sqrt{\left(\frac{c_1}{U_1} \right)^2 + 1} \right] \text{ (Por fuera de su BEP)} \quad [3.77]$$

3.3.3 Curvas de variación energética en función del caudal:

Para comprobar la que los resultados son satisfactorios, se realiza un proceso de calibración, el cual consiste en comparar los datos energéticos obtenidos en los cálculos; en una grafica que está en función del caudal y la carga (Tuzson, 2000). Inicialmente se calculó el trabajo que ingresa al sistema, es decir la suma teórica de la carga teórica, las pérdidas por recirculación y las pérdidas por fricción en el disco y mecánicas, las cuales afectan la eficiencia mas no la carga:

$$W_{entrada} = H_T + H_f + H_{REC} = \frac{H_{Real}}{\eta_p} = \frac{N}{Q} \quad [3.78]$$

El trabajo de entrada multiplicada por el caudal corresponde a la potencia al freno de la bomba. El resultado es una gráfica que logra tener una similitud con la línea de la carga teórica en función del caudal:

$$H_T = (A\sigma - BQ) \quad [3.79]$$

Siendo

$$A = \frac{U_2^2}{g} \text{ y } B = \frac{U_2 \times \cot \beta_2}{gb_2 \times (\pi D_2 - Zs_2)}$$

Existen otras pérdidas (Pérdidas por carga) que cumplen la segunda ley de la termodinámica:

1. Pérdidas friccionales del impelente y la del difusor, que aumentan al cuadrado conforme aumenta el caudal en una bomba, que disminuyen cada vez más la energía en el sistema de bombeo
2. Pérdidas de la voluta que depende de la velocidad del flujo en la salida del impelente. Esta aumenta al disminuir el caudal
3. Pérdidas por incidencia, que por lo general son ajustadas para obtener pérdidas mínimas en el punto de diseño (H_0, Q_0)

La ecuación [3.47], presenta estas pérdidas, que al graficarlo debe tener un comportamiento similar al presentado en la Figura 28

La curva de la carga real, la eficiencia, la potencia al freno y el NPSHr con respecto al caudal es construida resolviendo las ecuaciones [3.47], [3.65], [3.75], [3.76] y [3.77] “utilizando 6 diferentes caudales para generar 6 puntos en Excel™ Estos puntos son conectados a través de una línea de tendencia y una ecuación de regresión, la cual generará una curva completa en función del caudal” (Tuzson, 2000) similar al mostrado en la Figura 29.

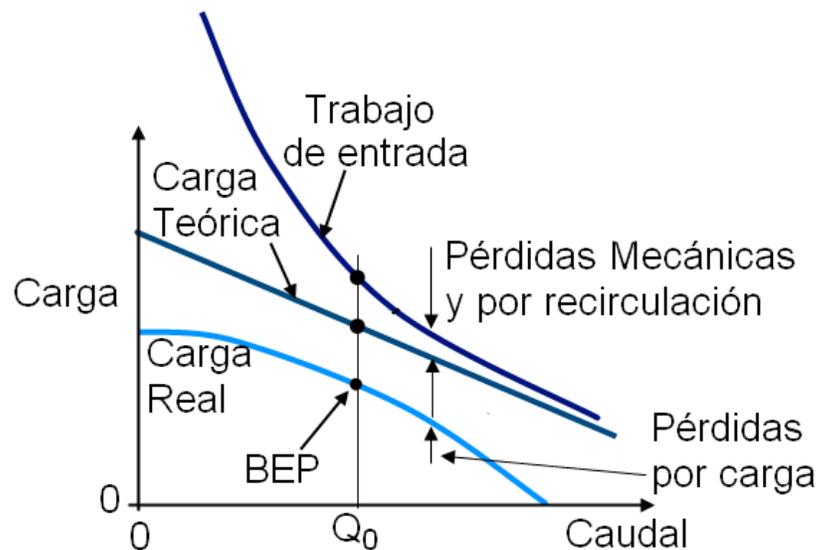


Figura 28 Esquema de la transformación energética en una bomba centrífuga en función del caudal (Tuzson, 2000)

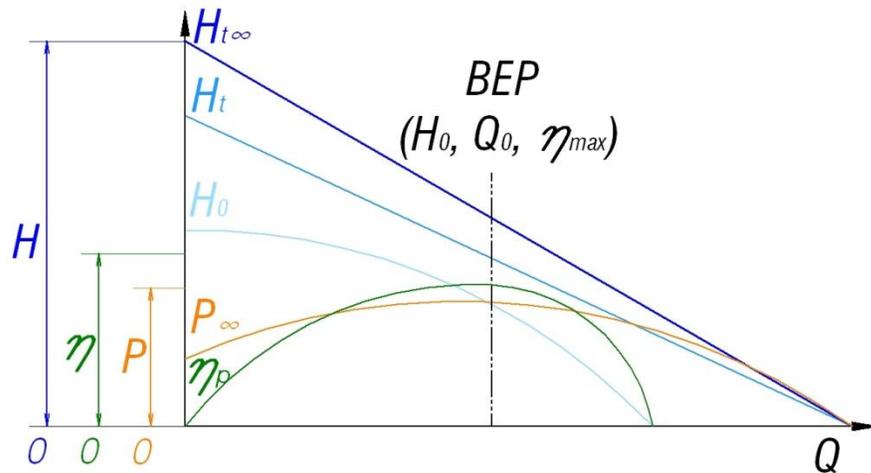


Figura 29 Representación de la Curva H vs Q, η vs Q y P vs Q de la bomba (Karassik, 2008)

3.3.4 Evaluación energética del impelente:

En esta sección se evaluará el diseño del impelente y la voluta, a través de diferentes relaciones. (Monteagudo & Sarría López, 2002); (Karassik, 2008); (Gülich, 2008); (Srinivasan, 2008); (Volk, 2005); (Lobanoff V, 1992); (Bachus & Custodio, 2003); (Zubicaray, 2003); (Stepanoff, 1957)

Velocidad específica de succión (N_{SS}): parámetro adimensional que caracteriza la succión del impelente:

$$N_{SS} = \frac{N\sqrt{Q_0}}{NPSH_r^{3/4}} \quad [3.80]$$

Se recomienda que la velocidad específica de succión esté entre 7000 y 9000 (Srinivasan, 2008). Una bomba está diseñada eficientemente si $N_{SS} = 8500$; por debajo del rango se generarían altos costos para el sistema de bombeo ya sea por problemas de cavitación o costos de fabricación (Volk, 2005).

Velocidad Específica (N_s): Las bombas de construcción radial (Srinivasan, 2008) obtiene una máxima eficiencia cuando:

$$150 \leq n_s \leq 200$$

Velocidad del ojo (C_0): entre 3 y 5 m/s (10 – 16 ft/s) (Srinivasan, 2008)

Diámetro de entrada (D_1): entre 0.7 y 1.1 veces el diámetro del ojo (D_0) (Srinivasan, 2008)

Angulo de incidencia del fluido a la entrada (β_1): debe estar entre 18° y 25° (Srinivasan, 2008)

Ángulo de inclinación del álabe a la Salida (β_2): Para un rango de velocidad específica (Srinivasan, 2008):

$$\beta_2 \leq 30^\circ \quad \text{Sí, } n_s < 100$$

$$\beta_2 \leq 25^\circ \quad \text{Sí } 100 \leq n_s < 200$$

$$\beta_2 \leq 20^\circ \quad \text{Sí } 250 \leq n_s < 400$$

Relación de velocidad relativa entre la entrada y la salida del impelente

$$\frac{w_1}{w_2} = 1.05 \text{ a } 1.15$$

Relación de la componente radial de la velocidad absoluta entre la entrada y la salida del impelente (Srinivasan, 2008)

$$\frac{C_{m2}}{C_{m1}} = 0.85 \text{ a } 0.9$$

Relación de la componente radial de la velocidad absoluta en la entrada y la velocidad absoluta en el ojo del impelente (Srinivasan, 2008)

$$\frac{C_{m1}}{C_0} = 1.05 \text{ a } 1.1$$

Número de álaves (Z): según la velocidad específica: (Srinivasan, 2008)

$$6 - 8 \quad \text{Sí } n_s < 150$$

$$6 - 7 \quad \text{Sí } n_s > 150 \text{ y } D_2 < 1000 \text{ mm}$$

$$6 - 5 \quad \text{Sí } D_2 < 120 \text{ mm}$$

Coefficiente de reducción de Área (K_2): Para una velocidad específica entre 40 y 300 (n_s) (Srinivasan, 2008)

$$1.05 < K_2 < 1.25$$

Caudal específico (Q_s): Para una velocidad específica entre 40 y 300 (n_s) (Srinivasan, 2008)

$$0,02 < Q_s < 0,22$$

3.4 Selección y Evaluación Experimental de los impelentes modelos a escala de laboratorio

Durante la generación de nuevo conocimiento o producto, hace falta realizar pruebas experimentales a niveles controlados, a fin de realizar pruebas finales del producto que ha sido planteado y ejecutado en la teoría. La construcción de un sistema experimental a nivel de laboratorio permite conocer el comportamiento de un prototipo con la oportunidad de estudiar las variables de respuestas que ofrece el prototipo. Esta evaluación experimental se desarrollará en tres pasos: 1) construcción de la instalación experimental, 2) diseño experimental, 3) ejecución del experimento.

3.4.1 Instalación Experimental

Es un sistema cerrado constituido por:

- Bomba centrífuga tipo Caracol marca Barnes de Colombia S.A. modelo C-210 de 1HP de Potencia, monofásico 115-2300V 15.8-7.9A de 3450 rpm,
- Tanque de almacenamiento y retorno del agua de 14 litros
- Tuberías y accesorios en PVC de 1½"
- 2 Válvulas de compuerta
- 1 Válvula reguladora

A la instalación se le agregó más tuberías, 1 válvula y un rotámetro (Figura 30).

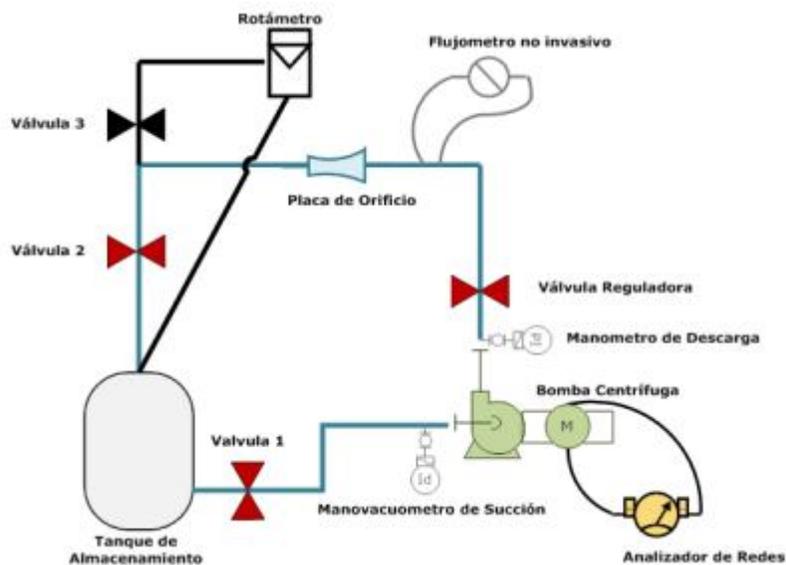


Figura 30 Esquema general del Sistema Experimental

La instrumentación del sistema experimental consta de un manovacuómetro (0 a -30 inHg) y un manómetro (0 a 60 PSig) de Bourdón nuevos y certificados, un analizador de redes FLUKE 1735, un flujómetro no invasivo DYNASONICS TFX, un rotámetro calibrado GUNT y una placa de orificio.

Para utilizar el rotámetro se cerraba la válvula 2 y se abría la válvula 3 (Figura 30). El flujo se desplazaba por el rotámetro y retornaba al tanque de almacenamiento por medio de una segunda bomba. Para determinar la eficiencia del motor de la bomba se utiliza la Tabla 13 (FLOWSERVE, 2006) apoyado de otras pruebas realizadas en laboratorio. En la Figura 31 se puede observar el sistema experimental real y su instrumentación.

Tabla 13 Eficiencia promedio y factor de potencia de motores eléctricos (FLOWSERVE, 2006)

KW	EFICIENCIA %			FACTOR DE POTENCIA		
	CARGA MÁXIMA	$\frac{3}{4}$ CARGA	$\frac{1}{2}$ CARGA	CARGA MÁXIMA	$\frac{3}{4}$ CARGA	$\frac{1}{2}$ CARGA
0,75	74	73	69	0,72	0,65	0,53
1,5	79	78,2	76	0,83	0,78	0,69
3	82,5	82	80,5	0,85	0,8	0,73
5,5	84,5	84,5	83,5	0,87	0,82	0,75
7,5	85,5	85,5	84,5	0,87	0,83	0,76
11	87	87	85,5	0,88	0,84	0,77
18,5	88,5	88,5	87	0,89	0,85	0,79
30	90	89,5	88	0,89	0,86	0,80
45	91	90,5	89	0,89	0,86	0,80
75	92	91,5	90	0,90	0,87	0,81

3.4.2 Selección de los impelentes modelos a escalas de laboratorio:

Un impelente, replica del original de la bomba (Impelente 2); 2 impelentes que varían en el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente (Impelente 1 e Impelente 3) y 2 impelentes que varían en la cantidad de álabes (Impelente 5 e Impelente 6) con respecto al impelente de referencia (Impelente 2) son los 5 impelentes que se fabricaron con la misma tecnología, material y acabado; lo cual bloquea algún error por diferencias de tecnología. Cada impelente está referenciado con un número (ver Figura 31) (1, 2, 3, 5 y 6); sus dimensiones son similares (ver Tabla 14), permitiendo el uso de la misma bomba centrífuga en este experimento.

Tabla 14 Configuración de los impelentes modelos escala de laboratorio

IMPELENTES					
Dimensiones	Impelente 2 (Referencia)	Impelente 1	Impelente 3	Impelente 5	Impelente 6
D_0	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44
D_1	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58
D_2	4,06	4,06	4,06	4,06	4,06
b_1	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
b_2	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
Z	7	7	7	4	5
β_2	30	20	60	30	30
s	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12



Figura 31 Fotografías Arriba: Sistema Experimental Abajo: Impelentes modelos escala de laboratorio

3.4.3 Diseño de Experimentos

Las técnicas de diseño de experimentos se basan en estudiar simultáneamente los efectos de todos los factores de interés, son más eficaces y proporcionan mejores resultados con un menor coste.

Las etapas de un diseño de experimentos son: (Montgomery, 2005)

1. Definir los objetivos del experimento.
2. Identificar todas las posibles fuentes de variación
3. Elegir las unidades experimentales en relación con las condiciones de estudio.
4. Especificar las medidas de la respuesta, el procedimiento experimental y anticiparse a las posibles dificultades.
5. Ejecutar un experimento piloto.
6. Especificar el modelo.
7. Esquematizar los pasos del análisis.
8. Determinar el tamaño muestral.
9. Revisar las decisiones anteriores.

Objetivo del experimento: Evaluar experimentalmente a escala de laboratorio la variación de la carga, potencia y eficiencia de la bomba al aumentar o disminuir la cantidad de álabes y el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente, considerados parámetros influyentes en los impelentes (Yaşar, 2005), (Anagnostopoulos, 2009), (Khin C, 2008), a fin de identificar una nueva configuración para la bomba IHM que cumpla los requerimientos solicitados con una mayor eficiencia, sin modificar drásticamente la carga, y/o la potencia actual

Fuentes de variación: Los factores utilizados para determinar la eficiencia se presentan en la Tabla 15. Los factores tipo nuisance es aquella fuente que tiene un efecto indirecto en la respuesta del experimento y deben ser considerados para reducir el error (Montgomery, 2005). Los factores tipo tratamiento son aquellas fuentes cuya respuesta es de particular interés para el experimentador (Montgomery, 2005)

Tabla 15 Fuente de variación del diseño de experimentos

VARIABLE	VARIACIÓN	TIPO DE FACTOR
Válvula de regulación	Varía según criterio del diseñador	Nuisance
Ángulo de inclinación (β_2)	Varía según criterio del diseñador	Tratamiento
Alabes (Z)	Varía según criterio del diseñador	Tratamiento
Velocidad angular (n)	No varía para este experimento	Tratamiento
Carga (Q)	Varía según la posición de la válvula de regulación	Tratamiento
Presión (P)	Varía según la posición de la válvula de regulación	Tratamiento
Caudal (H)	Varía según la presión.	Tratamiento
Potencia al Freno (N)	Varía según la potencia eléctrica requerida	Tratamiento
Eficiencia (η)	Varía según la carga, caudal y potencia al freno	Tratamiento

En conclusión las fuentes de variación para este experimento son:

Cantidad de Alabes (Z): Según el número de álabes existentes en el impelente (7, 4, 5)

Justificación: La cantidad de álabes ha sido el punto de atención de muchos estudios hidrodinámicos de la bomba centrífuga, teniendo en cuenta la Teoría de álabes infinitos de Euler para el desarrollo de estas influyen en los análisis de transformación energética de la bomba.

Angulo de Inclinación (β_2): Según el criterio presentado por el diseñador (20°, 30°, 60°)

Justificación: Según el ángulo de salida del impelente así se transforma la energía de la bomba considerando además de otros factores relacionados con la velocidad del fluido, la variable a controlar depende de según de los ángulos recomendados por la literatura para el impelente de una bomba centrífuga en óptimas condiciones.

Válvula de Regulación: Según la posición colocada por el diseñador (Completamente cerrada, ½ vuelta, 1 vuelta, completamente abierta)

Justificación: Una válvula bien seleccionada permitirá ajustar el flujo de la bomba para obtener la carga máxima y mínima que puede generar la bomba. Se utilizan puntos intermedios a fin de evaluar el cambio de la carga en el sistema (Karassik, 2008)

Unidades experimentales: Ver Sección 3.4.1. Esta unidad experimental se encuentra ubicada en el laboratorio de Fluidos de la Universidad Tecnológica de Bolívar.

Experimento piloto:

¿Qué se quiere? = Evaluar experimentalmente la variación de la carga, potencia y eficiencia de la bomba al variar la cantidad de álabes, el ángulo de inclinación del álabe y el caudal.

Factores de Variación = 3 Factores con 3 niveles:

Número de álabes: 4 álabes (-1), 5 álabes (0), 6 álabes (1)

Angulo de inclinación: 20° (-1), 30° (0), 60° (1)

Caudal: ½ Vuelta (-1), 1 Vuelta (0), Completamente Abierta (1)

Variable de Interés Y = Carga, Potencia, y Eficiencia

Unidad experimental = Laboratorio de Fluidos Universidad Tecnológica de Bolívar.

Replicas por nivel = 3 (pruebas)

Tipo de Experimento = Diseño en bloques completamente aleatorio (DBCA)

Factor de Bloqueo = Posición de la válvula (Cerrado, ½ Vuelta, 1 Vuelta, Completamente Abierta)

Especificar el modelo

Hipótesis:

Hipótesis nula

H_0 : Efecto A = 0, H_0 : Efecto B = 0, H_0 : Efecto C = 0,

H_0 : Efecto AB = 0, H_0 : Efecto AC = 0, H_0 : Efecto BC = 0, H_0 : Efecto ABC = 0

Hipótesis alternativa

H_1 : Efecto A \neq 0, H_1 : Efecto B \neq 0, H_1 : Efecto C = 0

H_1 : Efecto AB \neq 0, H_1 : Efecto AC \neq 0, H_1 : Efecto BC \neq 0, H_1 : Efecto ABC \neq 0

Modelo de regresión (inicial) =

$$\hat{y}_1 = \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 x_1 + \hat{\beta}_2 x_2 + \hat{\beta}_3 x_3 + \hat{\beta}_{12} x_1 x_2 + \hat{\beta}_{13} x_1 x_3 + \hat{\beta}_{23} x_2 x_3 + \hat{\beta}_{123} x_1 x_2 x_3 + \varepsilon_{123}$$

$$\hat{y}_2 = \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 x_1 + \hat{\beta}_2 x_2 + \hat{\beta}_3 x_3 + \hat{\beta}_{12} x_1 x_2 + \hat{\beta}_{13} x_1 x_3 + \hat{\beta}_{23} x_2 x_3 + \hat{\beta}_{123} x_1 x_2 x_3 + \varepsilon_{123}$$

$$\hat{y}_3 = \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 x_1 + \hat{\beta}_2 x_2 + \hat{\beta}_3 x_3 + \hat{\beta}_{12} x_1 x_2 + \hat{\beta}_{13} x_1 x_3 + \hat{\beta}_{23} x_2 x_3 + \hat{\beta}_{123} x_1 x_2 x_3 + \varepsilon_{123}$$

Donde

\hat{y}_1 = Es la carga entregada por la bomba debido a los efectos de la cantidad de álabes, el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente y el caudal que se entrega

\hat{y}_2 = Es la potencia entregada por la bomba debido a los efectos de la cantidad de álabes, el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente y el caudal que se entrega

\hat{y}_3 = Es la eficiencia de la bomba debido a los efectos de la cantidad de álabes, el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente y el caudal que se entrega

β_0 = Es el gran promedio de las 8 observaciones (μ_0)

β_i = Es la mitad de las estimaciones de los efectos de los factores correspondientes. $i=1,2,3$

x_1 = Cantidad de álabes

x_2 = Angulo de inclinación del álabe en la salida

x_3 = Caudal

$x_1 x_2$ = Interacción álabes – ángulo

$x_1 x_3$ = Interacción álabes – caudal

$x_2 x_3$ = Interacción ángulo – caudal

$x_1 x_2 x_3$ = Interacción álabe – ángulo – caudal

ε_{123} = Error Experimental.

Nivel de Confianza = 95%

Recolección de Datos: Se agruparon los datos experimentales obtenidos en el diseño para realizar seis (6) diseños de experimentos (dos (2) grupos de tres 3 combinaciones) en bloques completamente aleatorios (DBCA) teniendo como factor de respuesta, la carga (H), la potencia (N) y la eficiencia (η) obtenida en las ejecuciones. (Ver Tabla 16).

El primer grupo de diseño de experimentos agrupa los resultados obtenidos del impelente 1, impelente 2 e impelente 3 y determina cuál es el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente (β_2) que entrega

1. La mayor carga (H) (Diseño 1)
2. La menor potencia (N) (Diseño 2)
3. La mayor eficiencia (η) (Diseño 3).

El segundo grupo de diseño de experimentos agrupa los resultados obtenidos del impelente 2, impelente 5 e impelente 6 y determina qué cantidad de álaves óptimos (Z) entrega

1. La mayor carga (H) (Diseño 4)
2. La menor potencia (N) (Diseño 5)
3. La mayor eficiencia (η) (Diseño 6).

Tabla 16 Esquema del Diseño de Experimento DBCA

		Diseño 1			Diseño 2			Diseño 3		
Posición	β_2	CERRADA	1 VUELTA	ABIERTA	CERRADA	1 VUELTA	ABIERTA	CERRADA	1 VUELTA	ABIERTA
	20	H	H	H	N_{Freno}	N_{Freno}	N_{Freno}	η	H	η
	30	H	H	H	N_{Freno}	N_{Freno}	N_{Freno}	η	H	η
	60	H	H	H	N_{Freno}	N_{Freno}	N_{Freno}	η	H	η

		Diseño 4			Diseño 5			Diseño 6		
Posición	Z	CERRADA	1 VUELTA	ABIERTA	CERRADA	1 VUELTA	ABIERTA	CERRADA	1 VUELTA	ABIERTA
	4	H	H	H	N_{Freno}	N_{Freno}	N_{Freno}	η	H	η
	5	H	H	H	N_{Freno}	N_{Freno}	N_{Freno}	η	H	η
	7	H	H	H	N_{Freno}	N_{Freno}	N_{Freno}	η	H	η

Software Estadístico: STATGRAPHICS™

3.4.4 Ejecuciones Experimentales

Las ejecuciones se realizaron de esta forma:

1. Se instaló un impelente en la bomba para impulsar agua a una velocidad angular de 3450 rpm por todo el sistema
2. La válvula reguladora fue cerrada completamente, y se tomó tres (3) datos de presión de succión, presión de descarga y potencia eléctrica.
3. La válvula es abierta hasta media ($\frac{1}{2}$) vuelta y se tomaron tres (3) datos de: presión de succión, presión de descarga, potencia eléctrica y diferencial de presión (Δz) para determinar el caudal.
4. La válvula 2 es cerrada completamente y se abre completamente la válvula 3 para tomar datos de caudal por el rotámetro.
5. La válvula 3 es cerrada completamente y se abre completamente la válvula 2
6. La válvula reguladora es abierta hasta una (1) vuelta y se repite los pasos 3, 4 y 5
7. La válvula reguladora es abierta completamente y se repite los pasos 3, 4 y 5
8. La válvula reguladora se cierra completamente y se repite los pasos 2 – 7
9. La válvula reguladora se cierra completamente y se repite nuevamente los pasos 2 – 7

Los 9 pasos se realizaron para los 5 impelentes; la presión, potencia y caudal obtenidos permitieron calcular la carga y la eficiencia en cada punto de medición a partir de las ecuaciones

$$H = \Delta P \times SG = \left\{ P_d - \left[0.491153 \left(\frac{PSI}{inHg} \right) \times P_s \right] \right\} \times 2.31 \frac{ft}{PSI} \quad [3.81]$$

$$\eta_p = \frac{Q \times H}{N \times \eta_{motor}} \quad [3.82]$$

La Tabla 17 presenta la ejecución de los 9 pasos, realizado en el impelente 2

Tabla 17 Datos obtenidos de la prueba #1 al impelente 2

PRUEBA #1												
	CERRADA			$\frac{1}{2}$ VUELTA (BAJO)			1 VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz (cm)	0	0	0	4	4	4	9	9	9	18	18	18
Q(GPM)	0	0	0	36	36	36	52	52	52	71	71	71
P_d(PSI)	26,5	26,1	25,9	23,9	23,7	24	18	18,1	18,5	7,5	7,9	7,1
P_s(PSI)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	1,25	1,25
H (ft)	61,22	60,29	59,83	55,21	54,75	55,44	41,58	41,81	42,74	18,74	19,67	17,82
N (KW)	0,496	0,496	0,497	0,868	0,868	0,868	1,011	1,007	1,006	1,142	1,138	1,138
η_{Motor}	69%	69%	69%	69%	69%	69%	73%	73%	73%	74%	74%	74%
N (HP)	0,46	0,46	0,46	0,80	0,80	0,80	0,99	0,99	0,98	1,13	1,13	1,13
η_p	0%	0%	0%	62%	61%	62%	55%	55%	57%	30%	31%	28%

3.5 Modelado del sistema experimental por Regresión Polinomial Múltiple

El procedimiento de Regresión Polinomial Múltiple está diseñado para construir un modelo estadístico no lineal; describiendo el impacto de dos o más factores cuantitativos X sobre una variable dependiente Y considerando que existan variables dependientes X al cuadrado, al cubo o a la n potencia (Fox, 2008) ej:

$$\hat{y}_1 = \hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1x_1 + \hat{\beta}_2x_2 + \hat{\beta}_3x_1^2 + \hat{\beta}_4x_2^2 + \hat{\beta}_5x_1^3 + \hat{\beta}_6x_2^3$$

Los diseños de experimentos generaron 670 variables de respuesta (320 variables los diseños de experimentos 1, 2 y 3; 350 variables los diseños de experimentos 4, 5 y 6) se realiza un análisis de Regresión Múltiple (RM) para determinar los modelos matemáticos que se ajusten a todas las variables (en todos los experimentos) y además afecten significativamente la carga, la potencia al freno y la eficiencia de la bomba.

Teniendo en cuenta la sección 3.4.3 Se realizaron tres (3) Regresión Múltiples (RM) y se determinaron las variables dependientes e independientes que más influyen en la carga H (RM1), la potencia N (RM2) y la eficiencia η (RM3) Tabla 18. Las variables dependientes son aquellas que el investigador desea explicar. Las variables independientes son aquellas que generan cambios en la variable dependiente; en otras palabras, la variable dependiente es el resultado de las variables independientes (Namakforoosh, 2005). El paquete estadístico STATGRAPHICS™ presenta una ecuación ajustada con un factor de correlación (R^2) para indicar la variabilidad y efectividad de la ecuación.

Tabla 18 Variables dependientes e independientes para la regresión múltiple

REGRESIÓN MÚLTIPLE	VARIABLE DEPENDIENTE	VARIABLES INDEPENDIENTES
RM1	Carga (H)	Ángulo de Salida (β_2) Número de álabes (Z) Caudal (Q)
RM2	Potencia al freno (N)	Ángulo de Salida (β_2) Número de álabes (Z) Caudal (Q)
RM3	Eficiencia (η)	Ángulo de Salida (β_2) Número de álabes (Z) Carga (H) Potencia (N) Caudal (Q)

3.6 Construcción de los impelentes prototipos

Se realizó mediciones al impelente IHM 3x18 para construir el perfil de las superficies superior e inferior con los siguientes elementos:

- Diámetro del ojo del impelente (D_0)
- Diámetro en la entrada del impelente (D_1)
- Diámetro en la salida del impelente (D_2)
- Diámetro del eje de la bomba (D_e)
- Ancho del álabe en la entrada del impelente (b_1)
- Ancho del álabe en la salida del impelente (b_2)
- Radio de entrada a la curvatura (r_{sh}), el cual se calcula:

$$r_{sh} = \frac{r_2}{2}; \quad \text{si } D_1 \leq \frac{D_2}{2} \quad [3.83]$$

Este impelente es de tipo radial, sencilla por lo tanto se utilizó el método de los triángulos de error.

3.6.1 Aplicación del método del triangulo de error en el diseño de álabes planos

“Para un ángulo de inclinación del álabe a la entrada (β_1) y a la salida (β_2) siempre es posible dibujar un álabe como un arco circular con un radio único. Sin embargo, este álabe tiene serias desventajas”. (Zubicaray, 2003)

La Figura 32 presenta la construcción.

- Desde un punto arbitrario A en el círculo del diámetro externo del impelente (D_2), se dibuja un segmento AM formando un ángulo β_2 con el segmento AC.
- En el punto C trazar una línea que forme un ángulo $\beta_1 + \beta_2$ con el segmento AC. Esta línea intersecará el ojo del impelente en un punto que se llamará B
- Dibuje un segmento AB que interseca el ojo del impelente en un punto que se llamará D
- Dibuje una línea perpendicular en la mitad del segmento AD y proyéctela hasta intersecar el segmento AM creando el punto P
- El segmento AP será el radio del arco para que tiene un ángulo β_2 en la descarga y β_1 en la succión.

Para comprobar que esta construcción es correcta se tiene que:

$$\beta_1 + \beta_2 + \varphi = \angle CBD = \angle CDB$$

$$\beta_2 + \varphi = \angle MAD = \angle MDA$$

Restando los términos

$$\beta_1 = \angle CDB - \angle MAD = \angle MDC$$

El método de los triángulos de error puede ser aplicado ventajosamente para el análisis y construcción de los álabes planos, sin embargo, se nota que el cambio de ángulo es irregular.

Primero el ángulo incrementa rápidamente y después desciende suavemente hasta el ángulo de descarga. “Esta forma de álabe no se considera eficiente” (Zubicaray, 2003).

Se prefiere que el álabe cambie gradualmente en el ángulo del álabe AC como se presenta en la Figura 32. Para obtener una mejor forma del álabe, se dibuja el desarrollo del álabe en un plano y luego se dibuja nuevamente sobre la vista de planta por el método de los triángulos de error.

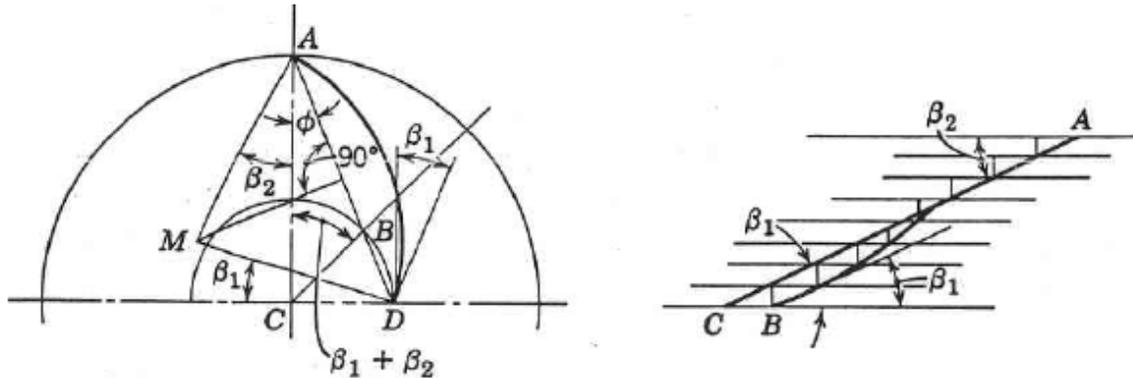


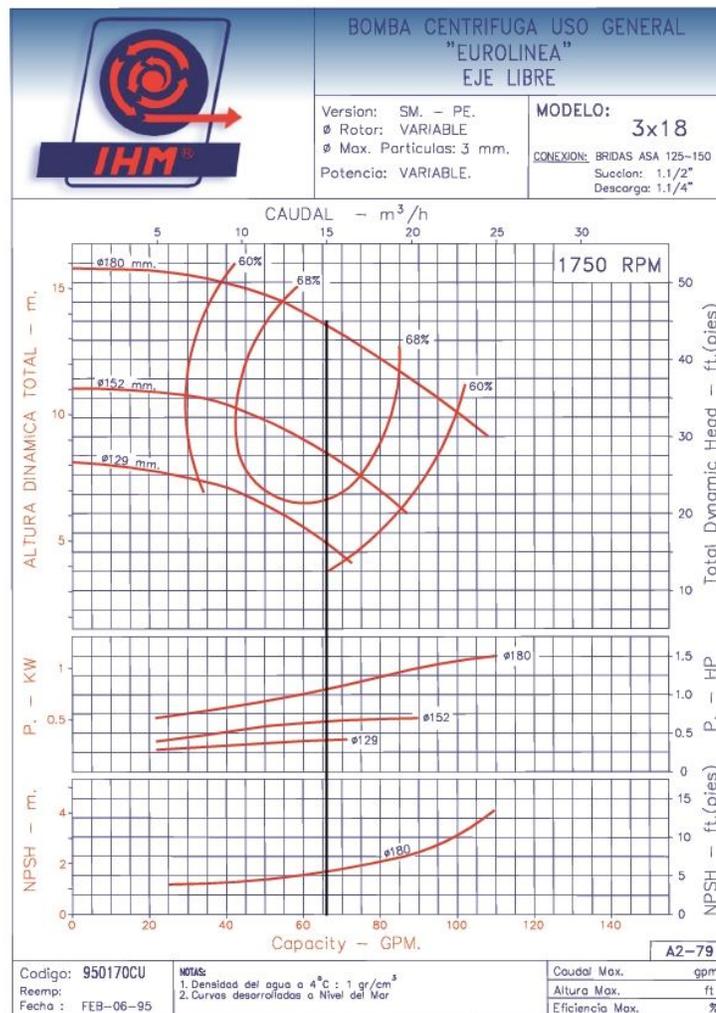
Figura 32 Construcción de un álabe plano(Stepanoff, 1957); (Gulich, 2008); (Zubicaray, 2003)

4 Resultados

4.1 Metodología de cálculo para la evaluación energética del impelente a través de la ecuación de Euler

4.1.1 Análisis de la velocidad específica

Se utilizó la curva de la bomba presentada por el fabricante (Figura 33) para determinar el punto de mejor desempeño (BEP) y se calculó la velocidad específica n_s (N_s) según las ecuaciones [3.2] y [3.3] para comprobar el desempeño actual de la bomba:



El BEP es:

$$\begin{aligned}
 Q_0 &= 66 \text{ GPM} & H_0 &= 45 \text{ Ft} & n &= 1750 \text{ rpm} \\
 N &= 1.06 \text{ BHP} & \eta &> 68\% & \text{NPSH} &= 5.5 \text{ Ft}
 \end{aligned}$$

La velocidad específica de la bomba es:

$$N_s = \frac{1750 \times \sqrt{66}}{(45)^{3/4}} \Rightarrow N_s = 818$$

$$n_s = \frac{3.65 (1750) \sqrt{0,00416395}}{[13,716]^{3/4}} \Rightarrow n_s = 58$$

La velocidad específica de la bomba ($N_s = 818$) nos indica que la bomba entrega una carga alta a un bajo caudal, la Tabla 11 clasifica la construcción del impelente como radial ($361 < N_s < 1548$) y además, su eficiencia debe estar entre el 40 y 88%, “El punto de operación actual de la bomba IHM en el sistema de circulación de agua fría indica que la bomba trabaja con un 62% de eficiencia” (Cruz y León, 2007). La Figura 33 indica la eficiencia por encima del 68%, utilizando la ecuación [3.4]:

$$\eta_p = 0.94 - 0.08955 \times \left[\frac{66}{1750} \right]^{-0.21333} - 0.29 \left[\log_{10} \left(\frac{2286}{818} \right) \right]^2 \Rightarrow \eta_p = 70\%$$

Según lo presentado en la Tabla 11 y lo anterior, se puede afirmar que este equipo de bombeo puede aumentar su eficiencia (Hasta un 88%) al generarse mejoras en el impelente ya sea para disminuir la carga que entrega la bomba en su BEP o aumentar el caudal que entrega la bomba en su BEP. También se puede modificar la velocidad angular n duplicándola a 3300 rpm (generando un $N_s = 1336$ y una eficiencia $\eta_p = 73\%$); sin embargo esta investigación está orientada al perfeccionamiento del impelente para incrementar su eficiencia operacional.

Para realizar mejoras en su BEP se procederá a determinar la transformación de la energía eléctrica, en energía mecánica, hidráulica y cinética a través de la ecuación fundamental de la turbo maquinaria (Euler) y sus variaciones (Triangulo de velocidad, Desviación, Eficiencia, Graficas). Todo lo anterior con el objetivo de identificar las fallas del impelente y/o voluta (eficiencia).

4.1.2 Triangulo de velocidad

A partir de los parámetros operacionales y geométricos reales tomados de la medición del impelente y del punto de mejor desempeño BEP (Tabla 19), se construyó los cuatros triángulos en los cuatros puntos mencionados en la sección 3.3.2.

Tabla 19 Parámetros del impelente

Parámetros Operacionales		Parámetros Geométricos				
Q ₀ (GPM)	66	Sufijo	0	1	2	3
H ₀ (ft)	45	Parámetro				
n (rpm)	1750	b (in)	-	0,514	0,250	-
NPSH _r (ft)	5,5	D (in)	1,578	1,835	7,087	-
Z	5	r (in)	0,789	0,917	3,543	0,000
N (BHP)	1,02	s (in)	0,000	0,180	0,443	0,000
N _s	818,28	δ (in)	-	0,117	0,209	-
n _s	58					
γ (lb/in ³)	0,036124911					

Por ser un impelente de construcción radial, el ángulo de incidencia del fluido en la entrada del impelente es de 90 grados ($\alpha_1 = 90^\circ$). Para el ángulo de inclinación del álabe a la salida β_2 se genera una gammagrafía al impelente (Figura 34); la gammagrafía es digitalizada a partir de un software CAD y se reproduce la curvatura del alabe (Figura 35):



Figura 34 Gammagrafía del impelente

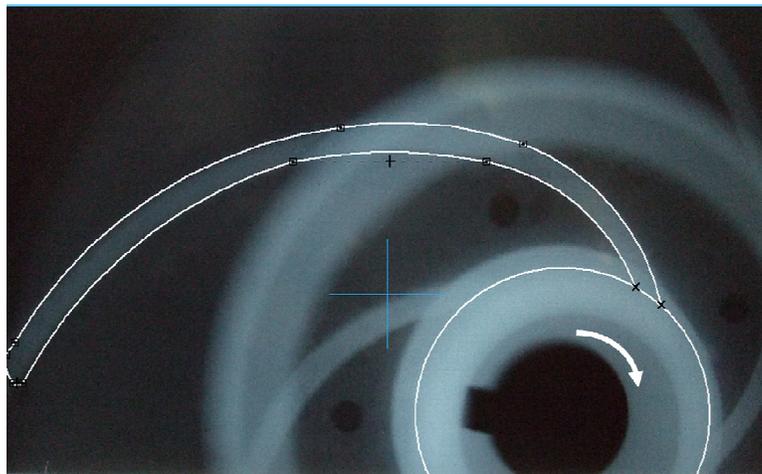


Figura 35 Digitalización del álabe a través de la gammagrafía del impelente

A partir del software CAD se reproduce de manera fiable todo el impelente y lo necesario para identificar el ángulo β_2 . (Figura 36)

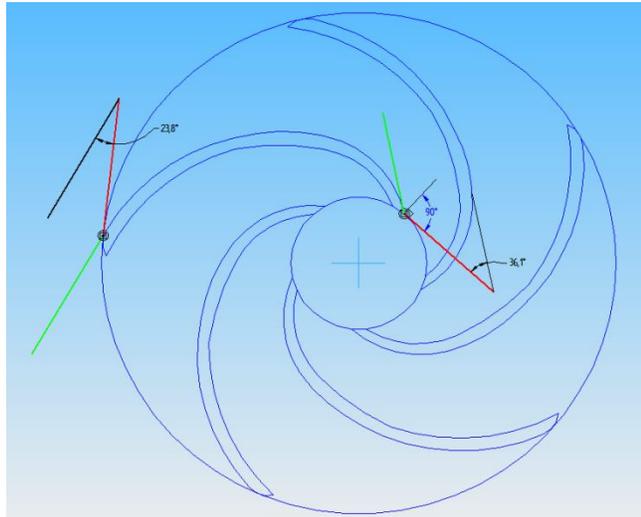


Figura 36 Digitalización del perfil del impelente en SOLID EDGE™

Arrojando como resultado que el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente $\beta_2=30^\circ$. Se disponen las ecuaciones [3.11] hasta la [3.44] para desarrollar los triángulos de velocidad. La tabla 4 presenta las velocidades de los estados 0 – 1 – 2 y 3. Las figuras 31 – 33 son las representaciones de los triángulos en los estados 0 – 1 (Figura 31), 2 – 3 (Figura 32) y 1 – 2 (Figura 33):

Tabla 20 Triangulo de Velocidad en los diferentes estados del impelente

VELOCIDAD				
Parámetro	0	1	2	3
Velocidad tangencial (U)	12,05	14,01	54,11	54,11
Componente meridional C_m	10,83	7,14	5,53	3,80
Componente tangencial C_u	0	0,00	44,53	44,53
Velocidad absoluta C	10,83	7,14	44,87	44,69
Componente meridional W_m	10,83	7,14	5,53	5,15
Velocidad relativa W	16,20	15,73	11,06	10,31
Ángulo de incidencia α	90	90	7	5
Ángulo de inclinación β	42	27	30	30

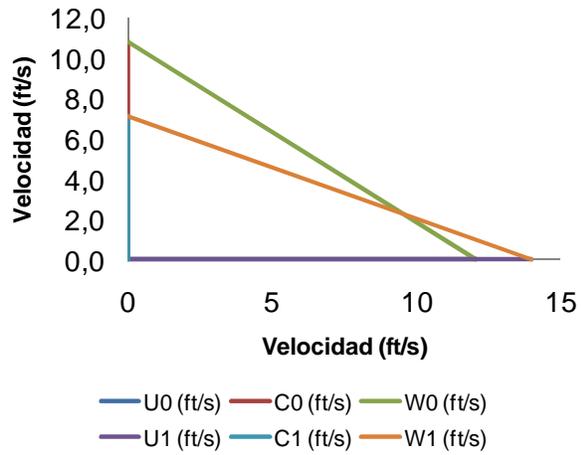


Figura 37 Triangulo de velocidad en el ojo (estado 0) y la entrada (estado 1) del impelente

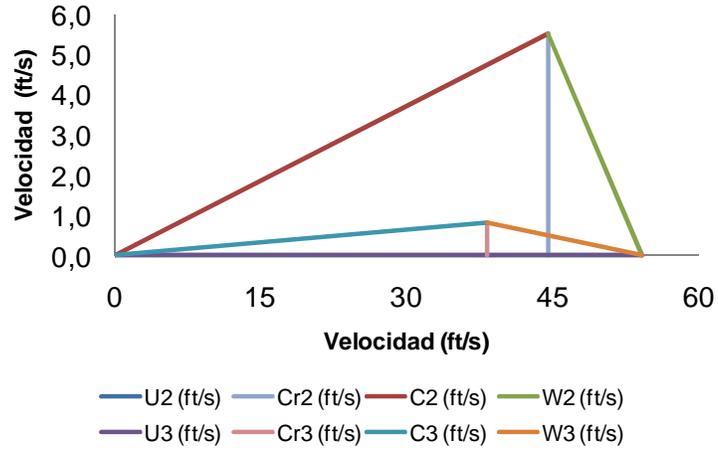


Figura 38 Triangulo de velocidad en la salida del impelente (estado 2) y antes de entrar a la voluta (estado 3)

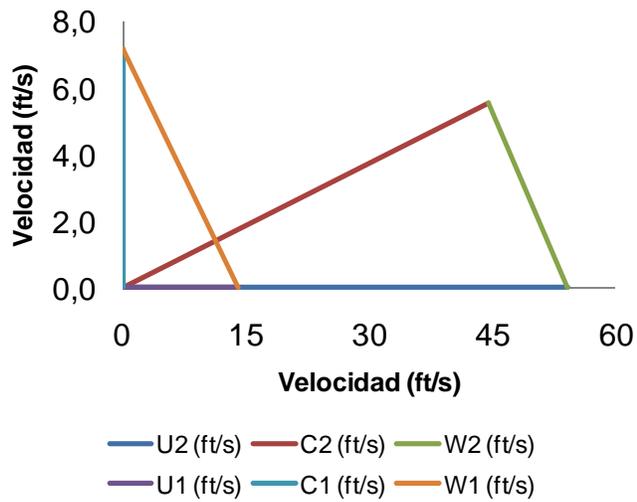


Figura 39 Relación entre el triangulo de velocidad a la entrada (estado 1) y a la salida (estado 2) del impelente

4.1.3 Carga teórica para un número infinito de álabes

Con las ecuaciones [3.6] y [3.7] se calculó la carga teórica para un número infinito de álabes del impelente de estudio; la Tabla 21 presenta los resultados, mientras que la Figura 40 presenta el porcentaje de carga teórica infinita que corresponde a la Carga estática ($H_{p\infty}$) y el porcentaje correspondido a la Carga dinámica ($H_{dy\infty}$).

Tabla 21 Resultados Carga Teórica para un número infinito de álabes

CARGA TEÓRICA PARA UN NÚMERO INFINITO DE ÁLABES		
$H_{T\infty}$	Carga teórica infinita	74,83
$H_{p\infty}$	Carga teórica estática	44,36
$\%H_{p\infty}$	Proporción carga teórica estática	59,28%
$H_{dy\infty}$	Carga teórica dinámica	30,48
$\% H_{dy\infty}$	Proporción carga teórica dinámica	40,72%

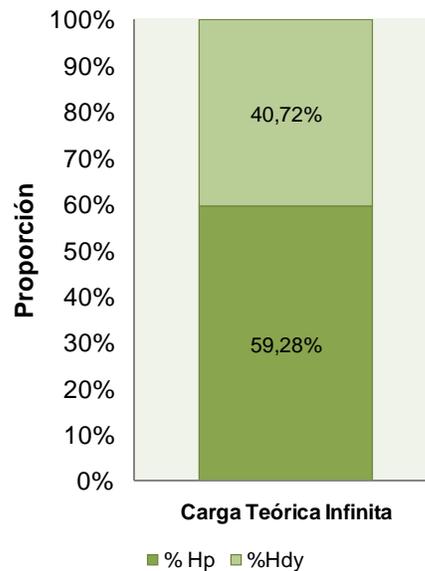


Figura 40 Porcentaje de la Carga estática y dinámica de la Carga teórica para un número infinito de álabes

4.1.4 Carga teórica para un número finito de álabes

Para esta sección se implementaron las ecuaciones [3.45], [3.46] y la Figura 26; la Tabla 22 presenta el coeficiente de desviación y la carga teórica para un número finito de álabes.

Tabla 22 Resultados Carga Teórica para un número finito de álabes

CARGA DE TEÓRICA FINITA DE EULER		
U_2	Velocidad tangencial a la salida del impelente	54,11
C_{m2}	Componente meridional de la velocidad absoluta a la salida del impelente	5,53
β_2	Ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente	30
σ	Coefficiente de desviación	0,77
H_T	Carga teórica finita	53,99

4.1.5 Carga real

Las ecuaciones [3.47] a [3.63] presentadas en la sección anterior nos permiten calcular la carga real del impelente las cuales podemos observar en la Tabla 23.

Tabla 23 Resultados Carga Real

CARGA REAL		
H_T	Carga teórica finita	53,99
H_{1-2}	Perdidas en la incidencia del flujo en la entrada	0,03
H_{2-3}	Perdida en la incidencia del flujo en la voluta	0
H_{F1-2}	Pérdida por fricción en el impelente	0,65
H_{F2-3}	Pérdida por fricción en la voluta	7,79
H_{F3-4}	Pérdida por fricción en el difusor	0,21
$H_{IMP/DIF}$	Perdida ocurrida entre el impelente y el difusor	0,96
H_{DIF}	Perdidas en el difusor	0
H_{Real}	Carga real	44,36

4.1.6 Eficiencia

Las ecuaciones [3.65] – [3.73] se desarrollan para calcular la eficiencia de la bomba, la eficiencia hidráulica, eficiencia volumétrica y eficiencia mecánica de la bomba (Tabla 24)

Tabla 24 Resultado Eficiencia

EFICIENCIA		
H_T	Carga teórica finita	53,99
H_{Real}	Carga real	44,36
H_F	Pérdidas por fricción mecánica y de disco	7,28
H_{REC}	Pérdidas por recirculación interna	0
Q	Caudal	66
Q_L	Perdidas por fugas	3,21
η_P	Eficiencia de la bomba	69%
η_H	Eficiencia Hidráulica	82%
η_V	Eficiencia Volumétrica	95%
η_M	Eficiencia Mecánica	88%

4.1.7 Potencia

La Tabla 25 presenta la potencia hidráulica y la potencia mecánica calculada con las ecuaciones [3.74] y [3.75] respectivamente

Tabla 25 Resultado Potencia

POTENCIA		
H_{Real}	Carga real	44,36
Q	Caudal	66
SG	Gravedad Especifica	1
η_P	Eficiencia de la bomba	69%
N_H	Potencia hidráulica	0.78
N	Potencia al freno	1,12

4.1.8 Carga Neta de Succión Positiva requerida (NPSHr)

La Tabla 26 presenta el valor de carga neta de succión positiva requerida cuando la bomba trabaja en su punto de mejor operación (BEP) ecuación [3.76]

Tabla 26 Resultado Carga Neta de Succión Positiva requerida

CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA REQUERIDA		
β_1	Ángulo de incidencia del fluido a la entrada del impelente	27
Q_0	Caudal en el punto de mejor desempeño (BEP) (ft ³ /s)	0,14705
n	Velocidad angular	1750
NPSH_R	Carga neta de succión positiva requerida	5,3

4.1.9 Comparación

En la Tabla 27 se observa la comparación entre los parámetros calculados con los parámetros dados por el fabricante, esta tabla indica que la metodología que se utilizó puede ser utilizada y genera resultados confiables.

Tabla 27 Comparación datos presentados por el fabricante vs calculados

TABLA DE COMPARACIÓN		
Parámetro	Fabricante	Calculado
Carga H_0	45	44,36
Caudal Q_0	66	66
Potencia N	1,06	1,12
Eficiencia η	70%	69%
NPSHr	5.5	5,3
Velocidad angular n	1750	1750

4.1.10 Análisis de gráficos de las curvas de las bombas

La Figura 41 presenta la transformación de la energía en la bomba IHM en función del caudal, se puede observar que en su punto de mejor desempeño, las pérdidas mecánicas y de recirculación predominan sobre las pérdidas de carga. Esto se debe que esta bomba centrífuga no tiene difusor, generando así menos pérdidas. Se puede observar que las pérdidas llegan a ser mínimas cuando $Q = 100$ GPM y no en el punto BEP presentado por el fabricante.

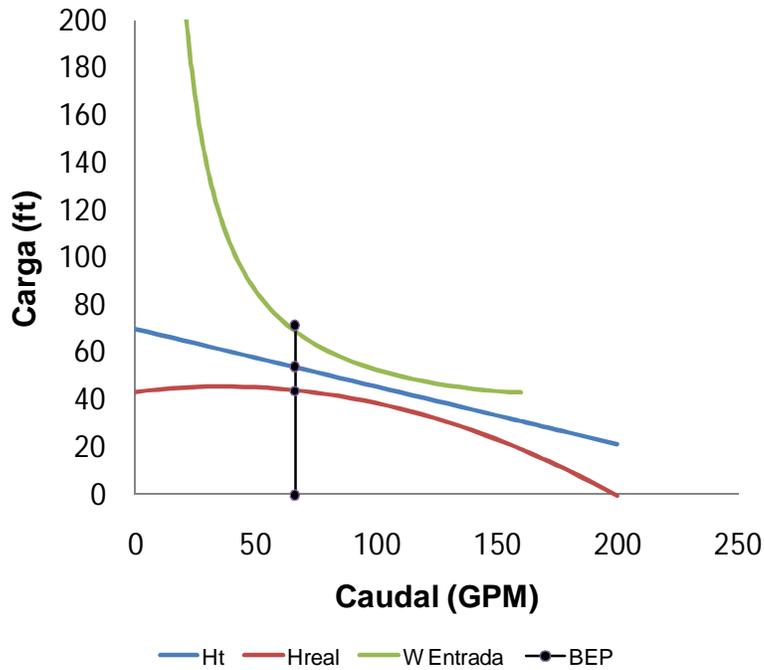


Figura 41 Transformación energética en la bomba centrífuga IHM en función del caudal

La Tabla 28 presenta los valores obtenidos al aplicar las ecuaciones [3.79], [3.65], [3.76] y [3.77] en 9 puntos de caudal. La Figura 42, Figura 43 y Figura 44 presentan la variación de la carga, la eficiencia y el NPSHr con respecto al caudal, y la Tabla 29, presenta las ecuaciones generadas por Excel TM que satisfacen el comportamiento de la carga real, la potencia, la eficiencia y el NPSHr en función del caudal para la bomba IHM.

Tabla 28 Resultado variación de la energía en función de varios caudales

Q	H _{REAL}	η_P	NPSH
0	42,43	0%	65,073
30	45,45	17%	4,9713
60	45,16	66%	3,9288
66	44,36	69%	5,1539
90	40,81	74%	9,5152
120	32,68	71%	20,698
150	22,30	60%	37,967
180	9,91	34%	61,631
200	0,60	0%	81,042

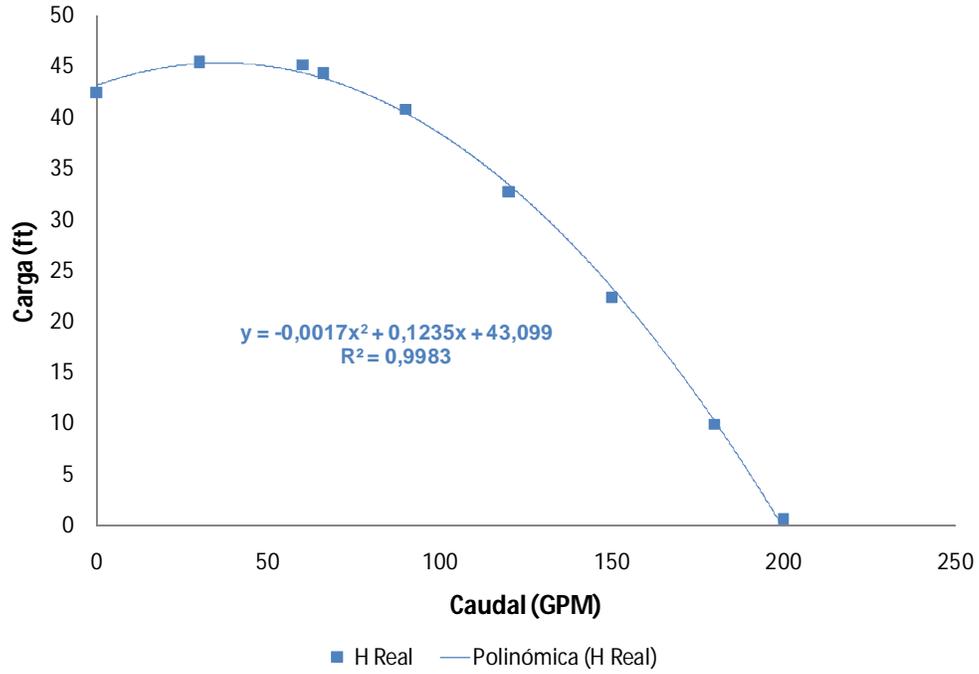


Figura 42 Variación H_{REAL} vs Q

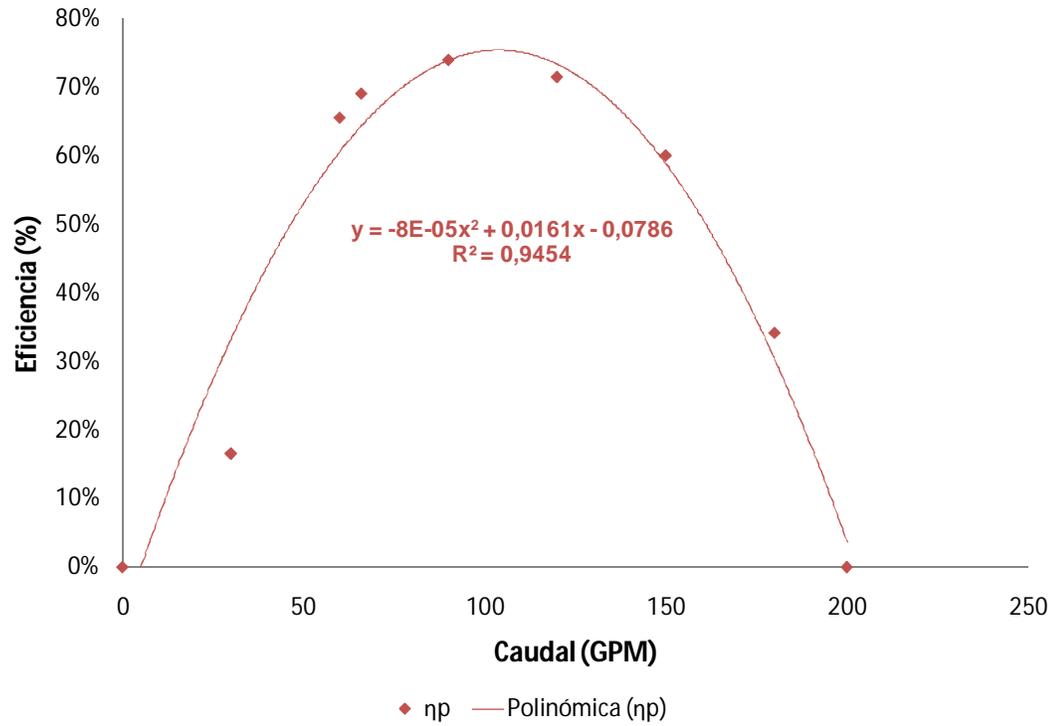


Figura 43 Variación η_p vs Q

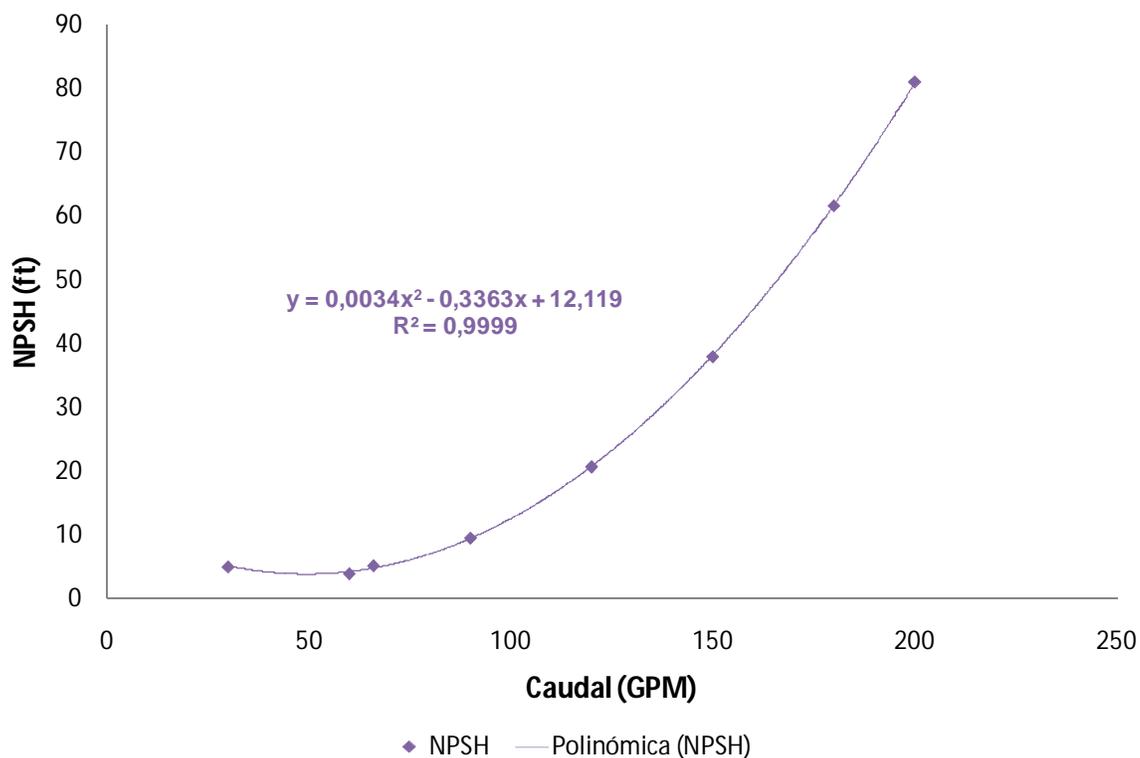


Figura 44 Variación NPSH vs Q

Tabla 29 Ecuaciones para graficar en función de Q (GPM)

PARÁMETRO	ECUACIÓN
Carga Real	$H_0 = -0.0017Q^2 + 0.1235Q + 43.099$
Eficiencia	$\eta = -0.00008Q^2 + 0.0161Q - 0.0786$
Potencia al Freno	$N(HP) = \frac{H_r \times Q}{3960}$
NPSH requerido	$NPSH_r = -0,0034Q^2 - 0,3363Q + 12,119$

La Figura 45 y la Figura 46 presentan la curva característica de la bomba utilizando las ecuaciones obtenidas analíticamente y que cumplen con la curva presentada por el fabricante.

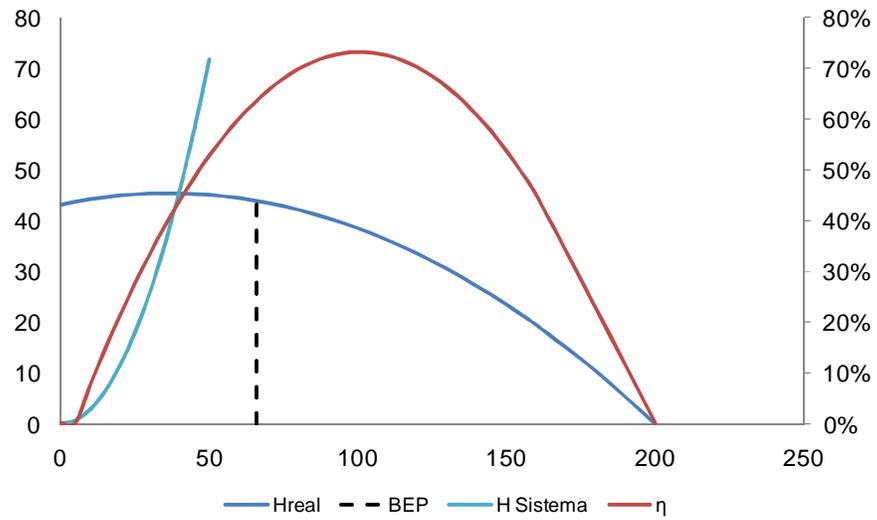


Figura 45 Curva Característica de la bomba calculado pt 1

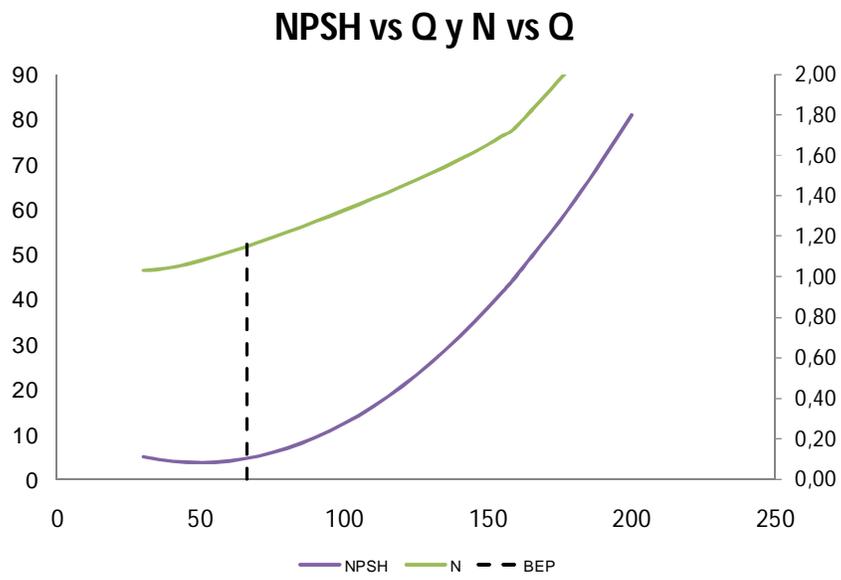


Figura 46 Curva Característica de la bomba calculado pt 2

4.1.11 Análisis dimensional

La Tabla 30 presenta los parámetros de rango óptimo (sección 3.3.4) vs el valor obtenido en el impelente:

Tabla 30 Parámetros de evaluación del impelente

Parámetros	Rango	Observaciones	
C_{m1}/C_0	0,66	1,05 - 1,1	No Cumple el rango
C_{m2}/C_{m1}	0,77	0,85 - 0,9	No Cumple el rango
w_1/w_2	1,42	1,05 - 1,15	No Cumple el rango
β_1	27	15 - 20	No Cumple el rango
C_0	10,83	10 - 16	Cumple el rango
n_s	58	150 - 200	No Cumple el rango
D_1/D_0	1,16	0,7 - 1,1	No Cumple el rango
Q_s	0,03	0,02 - 0,22	Cumple el rango
K_2	1,10	1,05 - 1,25	Cumple el rango
β_2	30	≤ 30	Cumple el rango
% H_p	59,28%	75%	No Cumple el rango
% H_{dy}	40,72%	15%	No Cumple el rango
Z	5	6 - 8	No Cumple el rango
N_{ss}	4156	7000 - 9000	No Cumple el rango
η_H	82%	90% - 95%	No Cumple el rango
η_v	95%	85% - 95%	Cumple el rango
η_M	88%	75% - 95%	Cumple el rango
η_P	69%	48% - 88%	Cumple el rango

Se observa que:

- Esta bomba se encuentra por debajo de lo recomendado para que trabaje de manera eficiente. La velocidad específica de succión se encuentra por fuera del rango recomendado de su punto de mejor desempeño (BEP)
- La carga estática se encuentra en un 59%, indicando que la transformación energética no es lo suficientemente correcta
- La relación del componente meridional de la velocidad absoluta a la entrada del impelente y la velocidad absoluta en el ojo del impelente no cumple el rango. “El impelente no tendrá las mejores características para soportar la cavitación ni tendrá una buena eficiencia hidráulica” (Srinivasan, 2008).
- La relación de las componentes meridionales de la velocidad absoluta en la salida en la entrada del impelente no cumplen el rango. “El ángulo de divergencia del fluido no es el óptimo” (Srinivasan, 2008).

- La relación entre las velocidades relativas en la entrada y la salida del impelente se encuentran por encima del rango recomendado. “El fluido no se separará del álabe en toda la trayectoria” (Srinivasan, 2008)
- La relación entre el diámetro a la entrada del impelente y el diámetro del ojo del impelente (D_1/D_0) no cumple con el rango recomendado. Se concluye desventajas para enfrentar la cavitación.
- El ángulo de inclinación del álabe a la entrada del impelente (β_1) no cumple con el rango recomendado. Se concluye desventajas para enfrentar la cavitación.

Como conclusión el impelente **presenta fallas en el diseño del impelente**. Cabe resaltar que existen otros parámetros, como es el caso de:

- Coeficiente de área (K_2),
- Caudal específico
- Las 4 eficiencias;

que cumplen el rango, y al analizarlos se identifica que estas ecuaciones están en función de los parámetros en la salida del impelente “2” mientras que la mayoría de ecuaciones que rigen los parámetros que no cumplen los rangos están en función de parámetros en el ojo del impelente “0” y en la entrada del impelente “1”. Todo esto nos indica que este impelente tiene fallas de diseño en la entrada del impelente y las mejoras significativas pueden presentarse al estudiar a fondo este punto del impelente.

4.2 Resultados de la evaluación experimental en modelos a escala de laboratorio

Durante esta sección, se seleccionara y evaluara experimentalmente diferentes impelentes modelos a escala de laboratorio; con el objetivo de identificar una nueva configuración para la bomba IHM que cumpla los requerimientos solicitados con una mayor eficiencia, sin modificar drásticamente la carga, y/o la potencia. Además se presentaran los resultados del impelente 2, para conocer los resultados de los 4 impelentes restantes dirigirse a los anexos. Para validar la experimentación se realizó un diseño de experimentos ya explicado (ver sección 3.4.3).

4.2.1 Investigaciones Experimentales

Los 5 impelentes fueron instalados y ejecutados según lo presentado en la sección 3.4.4; los datos fueron almacenados en una tabla (Tabla 31) y representado en una grafica (Figura 47a) para desarrollar la variación de la Carga (H vs Q), la Potencia (N vs Q) y la eficiencia (η vs Q) en función del caudal. Con los datos obtenidos se generaron líneas de tendencia polinómica de 2do grado (Figura 47b) que han sido validadas por el grado de ajuste y el factor de correlación R^2 en todas las curvas. Se concluye que la correlación en todas las curvas es excelente al observar que los valores oscilan entre 0.983 y 0.989 (Tabla 32). Se trazan las curvas según las ecuaciones para evaluar y comparar las curvas de los impelentes (Figura 48a y Figura 48b). En la Figura 48a se observa similitud entre las curvas a un rango bajo de caudal; y al aumentar el caudal, el impelente 3, cuya configuración es $\beta_2=60^\circ$ y $Z=7$ álabes, genera una mayor carga, mayor potencia al freno y una mayor eficiencia con respecto a otros impelentes donde variaba únicamente el ángulo de inclinación β_2 . El impelente 1, de configuración $\beta_2=20^\circ$ y $Z=7$ álabes genera menos potencia y entrega su carga a un nivel intermedio. Y el impelente 2 de configuración $\beta_2=30^\circ$ y $Z=7$ álabes es menos eficiente al impulsar la menor carga de los tres impelentes y siendo su potencia al freno de nivel intermedio.

La Figura 47b indica que el impelente 2 genera la mayor carga, la mayor potencia al freno y la mayor eficiencia; la carga del impelente 6 ($Z=5$ álabes y $\beta_2=30^\circ$) está más distribuida en comparación con el impelente 2, su consumo de potencia es menor, pero es menos eficiente. La carga que genera el impelente 5 de configuración $Z=4$ y $\beta_2=30^\circ$ tiene un comportamiento parecido a la carga del impelente 6, pero el consumo eléctrico es mayor generando una baja eficiencia. Se observa que el aumento de los números de álabes (Z) en los impelentes implica un aumento en la eficiencia (η) y la Potencia (N).

Tabla 31 Resultados obtenidos del impelente modelo a escala de laboratorio 2 en la instalación experimental

PRUEBA #1												
	CERRADA			½ VUELTA (BAJO)			1 VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz	0	0	0	3	3	3	9	9	9	16	16	16
Q	0	0	0	31	31	31	50	50	50	68	68	68
Pd	26	26,1	26	24,3	24,5	24,2	17,9	18	18	8	7,8	7,2
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,5	1,25	2,5
H	60,06	60,29	60,06	56,13	56,60	55,90	41,35	41,58	41,58	20,18	19,44	19,47
N	0,46	0,46	0,46	0,78	0,77	0,78	0,98	0,98	0,98	1,12	1,12	1,12
η_P	0%	0%	0%	56%	57%	56%	53%	53%	53%	31%	30%	30%
PRUEBA # 2												
Δz	0	0	0	4	4	4	9	9	9	16	16	16
Q	0	0	0	32	32	32	49	49	49	68	68	68
Pd	25,9	26	26	24,5	24	24	17,9	18,1	18	7	8	8,1
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	0,625	0,625
H	59,83	60,06	60,06	56,60	55,44	55,44	41,35	41,81	41,58	17,59	19,19	19,42
N	0,46	0,46	0,45	0,78	0,78	0,78	0,97	0,97	0,97	1,12	1,12	1,12
η_P	0%	0%	0%	58%	57%	57%	53%	54%	53%	27%	30%	30%
PRUEBA #3												
Δz	0	0	0	4	4	4	9	9	9	17	17	17
Q	0	0	0	32	32	32	50	50	50	69	69	69
Pd	25	25	23	24	24	24,2	17,9	18,1	17,8	7,5	8	7,9
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,625	0,625	0,625
H	57,75	57,75	53,13	55,44	55,44	55,90	41,35	41,81	41,12	18,03	19,19	18,96
N	0,45	0,46	0,45	0,79	0,79	0,79	0,97	0,97	0,97	1,12	1,12	1,12
η_P	0%	0%	0%	57%	57%	58%	54%	55%	54%	28%	30%	30%

En la Figura 49 se compara y analiza la variación de la carga, la potencia al freno y la eficiencia en función del caudal de los impelentes 2, 3 y 6; se observa que la eficiencia en el impelente 3 y el impelente 6 tienen un comportamiento similar pero existen diferencias en la distribución de la carga y la potencia al freno. El impelente 3 genera una mayor carga y utiliza más potencia eléctrica, el impelente 6 genera una menor carga y utiliza menos potencia eléctrica en comparación con el impelente 3. El impelente 2 genera menos carga, su potencia es ligeramente superior en comparación con el impelente 3 y su eficiencia es la menor, siendo descartada como solución. Los ángulos de inclinación del álabe se manejan en un rango de 15° - 45° (Gülich, 2008) para aprovechar más carga estática que carga dinámica (Gorla & Khan, 2005) por consiguiente se concluye que la configuración del impelente 6 impulsa el fluido y consume energía de manera eficiente.

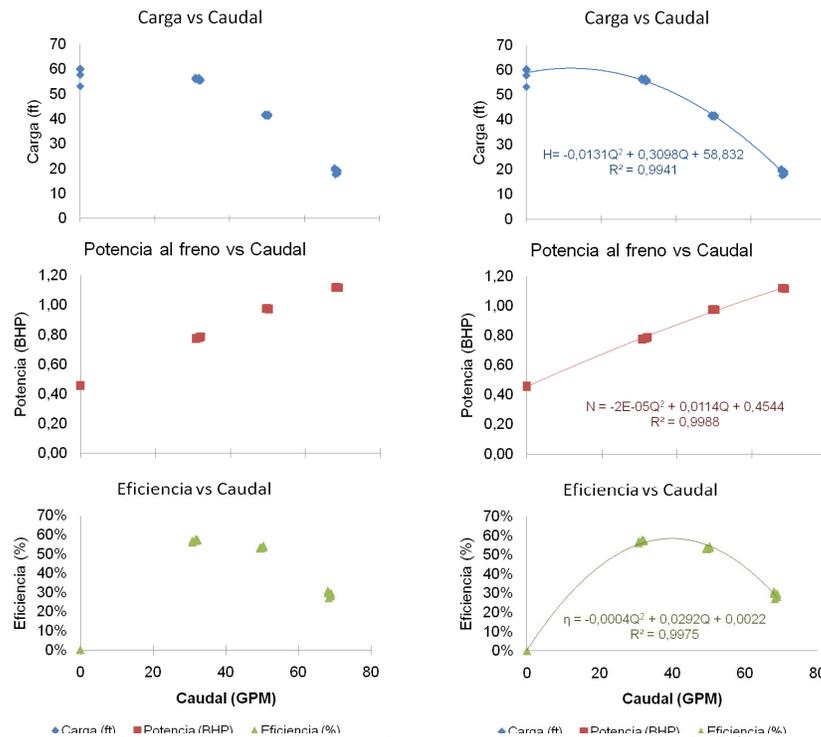


Figura 47 a) Representación de la Carga, Potencia y Eficiencia vs Caudal del impelente 2 (3 figuras de la columna derecha) b) Trazado de línea de tendencia, ecuación y R^2 de las pruebas del impelente 2 (3 figuras de la columna izquierda)

Tabla 32 Ecuaciones generadas por la experimentación y su factor correlación para cada impelente

Impelente	Ecuación	R^2
Impelente 5 (4 álabes)	$H = -0.0064Q^2 + 0.0247Q + 60.45$	0.9468
	$N = -8e-06Q^2 + 0.0092Q + 0.4403$	0.9989
	$\eta_p = -0.0003Q^2 + 0.0261Q + 0.0016$	0.962
Impelente 6 (5 álabes)	$H = -0.0082Q^2 + 0.1675Q + 55.196$	0.9948
	$N = -7e-07Q^2 + 0.0082Q + 0.4256$	0.9981
	$\eta_p = -0.0003Q^2 + 0.0288Q + 0.0037$	0.981
Impelente 2 (7 álabes)	$H = -0.0114Q^2 + 0.2586Q + 59.982$	0.994
	$N = -2e-05Q^2 + 0.0106Q + 0.457$	0.9923
	$\eta_p = -0.0004Q^2 + 0.0299Q + 0.0017$	0.981
Impelente 1 (20°)	$H = -0.0124Q^2 + 0.3362Q + 56.73$	0.9955
	$N = -2e-06Q^2 + 0.0085Q + 0.4358$	0.9964
	$\eta_p = -0.0004Q^2 + 0.0322Q + 0.001$	0.997
Impelente 2 (30°)	$H = -0.0131Q^2 + 0.3098Q + 58.832$	0.9941
	$N = -2e-05Q^2 + 0.0114Q + 0.4544$	0.9988
	$\eta_p = -0.0004Q^2 + 0.0292Q + 0.0022$	0.9975
Impelente 3 (60°)	$H = -0.01Q^2 + 0.2757Q + 58.13$	0.9837
	$N = -2e-05Q^2 + 0.0092Q + 0.451$	0.9923
	$\eta_p = -0.0003Q^2 + 0.0286Q + 0.0037$	0.983

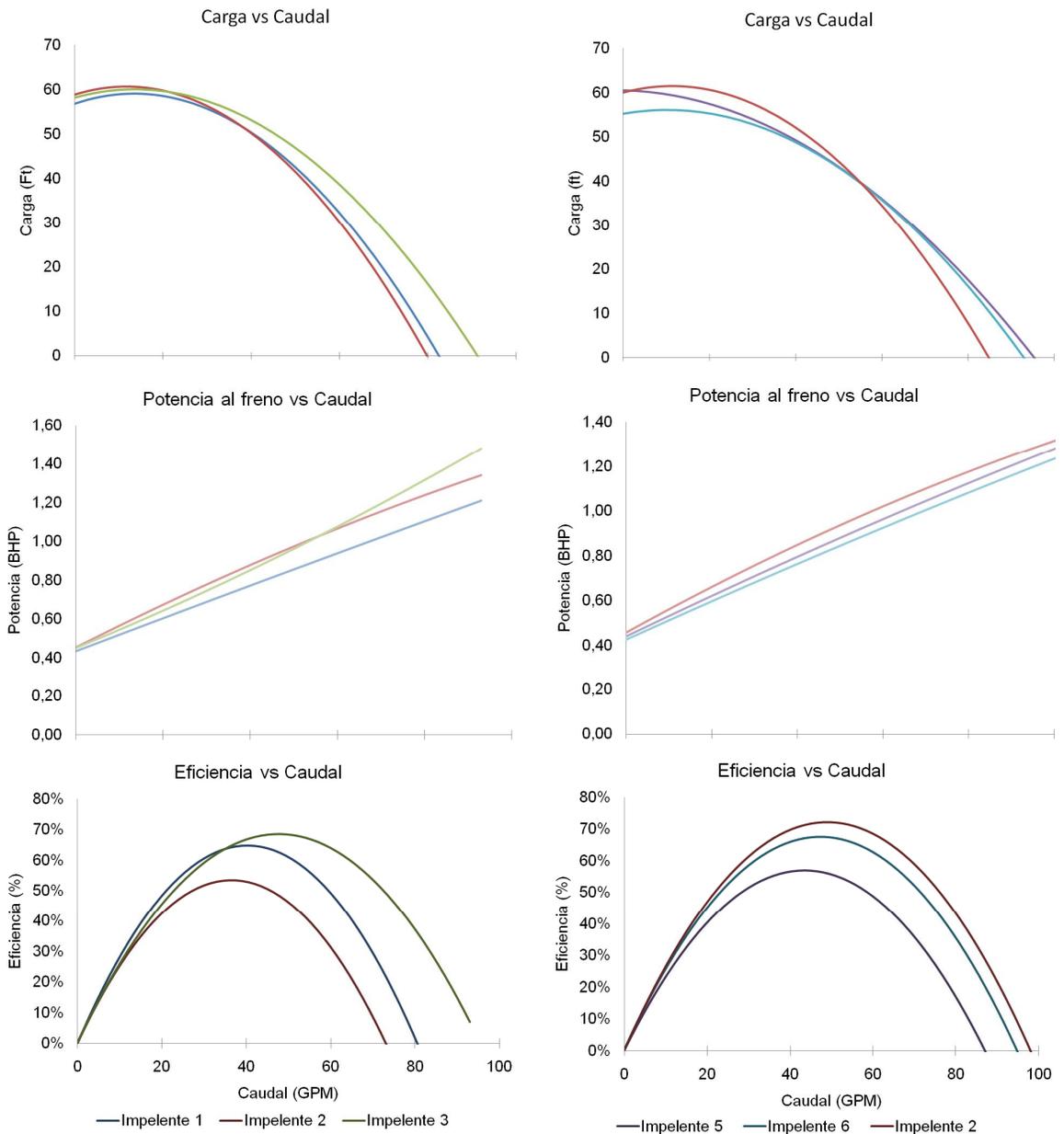


Figura 48 a) Comparación entre los impelentes 1, 2 y 3 (izq) b) Comparación entre los impelentes 2, 5 y 6 (der)

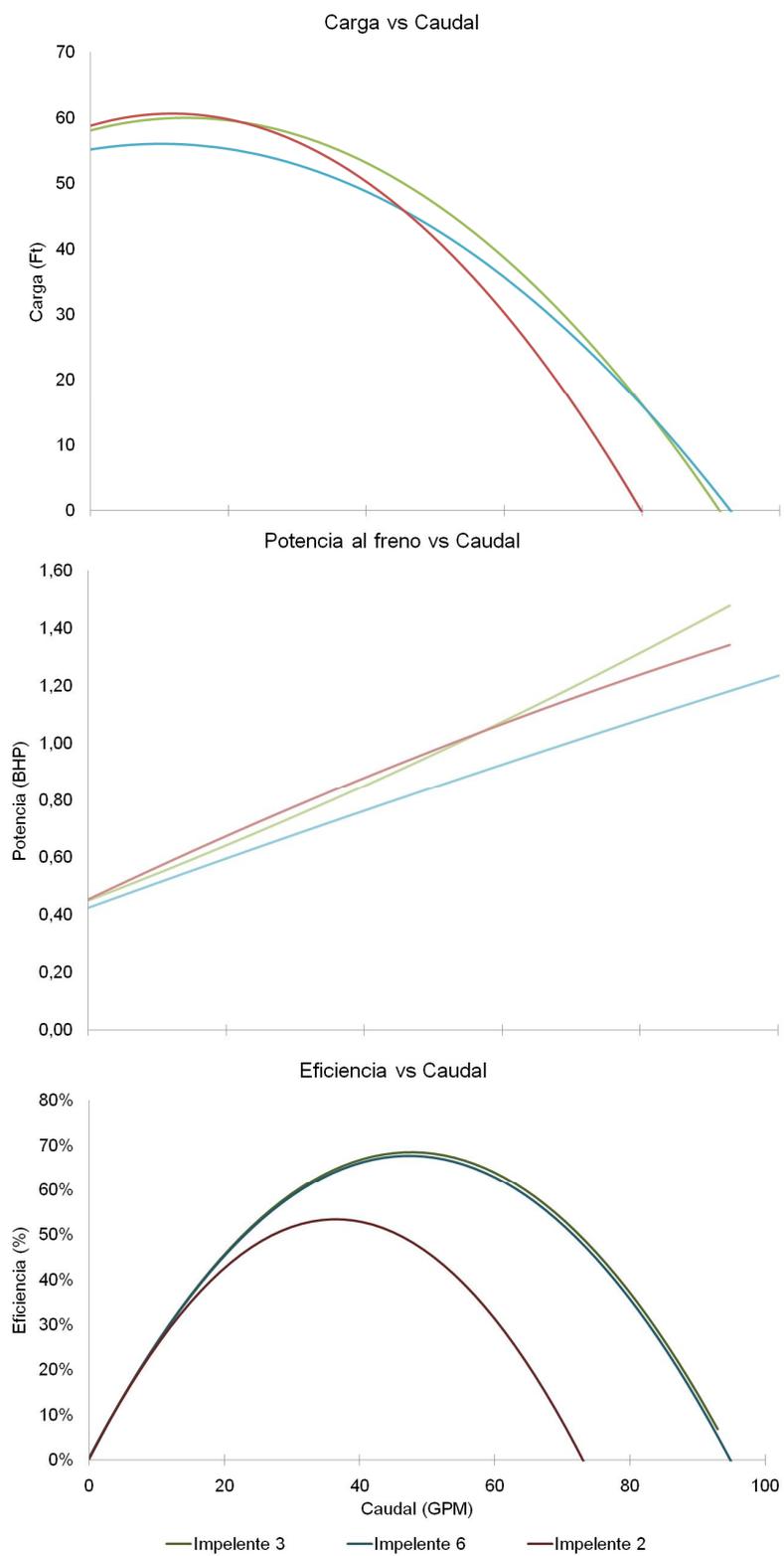


Figura 49 Comparación entre los impelentes 3 y 6 (más eficientes)

4.2.2 Resultados diseño de experimentos (ANOVA)

La Tabla 33 presenta los resultados obtenidos de la ANOVA de los diseños realizados. El valor P presentado concluye que la hipótesis nula es rechazada, por lo tanto la eficiencia, la carga y la potencia varían significativamente al modificar el ángulo de inclinación β_2 y el número de álabes Z. El factor bloque (posición de la válvula) influye en estos parámetros lo que confirma la que fue acertada bloquear este factor.

Tabla 33 Valor P de los diseños realizados cuando varía β_2 (1-3) y Z (4-6)

Fuente	Razón -F	Valor-P	Fuente	Razón-F	Valor-P
Diseño 1			Diseño 4		
A: β_2	36.90	0,0000	A:Z	58.75	0,0000
B:BLOQUE	3784.29	0,0000	B:BLOQUE	4184.40	0,0000
Diseño 2			Diseño 5		
A: β_2	65.38	0,0000	A:Z	178.68	0,0000
B:BLOQUE	2249.92	0,0000	B:BLOQUE	16053.64	0,0000
Diseño 3			Diseño 6		
A: β_2	49.28	0,0000	A:Z	55.25	0,0000
B:BLOQUE	7471.92	0,0000	B:BLOQUE	4018.47	0,0000

La Figura 50 presenta la prueba de múltiples rangos utilizando el método LSD. Se observa que:

Entre los impelentes 1 y 2 cuyo ángulo de inclinación de álabes β_2 son 20° y 30° respectivamente, no se presentan variaciones significativas en la generación de carga. El consumo de potencia varía significativamente siendo el menos consumidor el impelente 1. En la eficiencia de la bomba, se demuestra variaciones significativas, se destaca el impelente 1 como el más eficiente.

Entre los impelente 1 y 3, cuyos ángulos de inclinación de álabes son β_2 20° y 60° respectivamente presentan variaciones significativas en dos aspectos (entrega de carga y consumo de potencia) siendo el impelente 3 superior en ambos. Analizando para la eficiencia no existe variación significativa.

Entre los impelente 2 y 3, se presenta variaciones significativas para la carga, la potencia y la eficiencia. El impelente 2 entrega una menor carga, una menor potencia y una menor eficiencia en comparación con el impelente 3.

Entre los impelente 2, 5 y 6, cuya cantidad de álabes Z son de 7, 4 y 5 respectivamente, existen variaciones en todos sus aspectos (entrega de carga, consumo de potencia y eficiencia energética) y sus comparaciones (impelente 2 – impelente 5, impelente 2 – impelente 6, impelente 5 – impelente 6). El impelente que más entrega carga es el impelente 5, el impelente 2 entrega una carga intermedia y el impelente 6 entrega menos carga que el resto de los impelentes. El impelente que consume más potencia eléctrica es el impelente 2, el impelente 5 consume potencia eléctrica a

nivel intermedio y el impelente 6 consume menos potencia eléctrica de los tres impelentes. El impelente más eficiente es el impelente 5, seguido del impelente 6 y finalmente el impelente 2.

Se obtiene las siguientes conclusiones:

El impelente 3 ($\beta_2= 60^\circ$ y $Z = 7$), el impelente 1 ($\beta_2= 20^\circ$ y $Z = 7$) y el impelente 5 ($Z = 4$ y $\beta_2= 30^\circ$), presentan una configuración que mejora la eficiencia del sistema de bombeo sin modificar significativamente los parámetros de carga y potencia.

Existe correlación entre los resultados obtenidos en esta sección con respecto a los obtenidos en la sección 4.2.1.

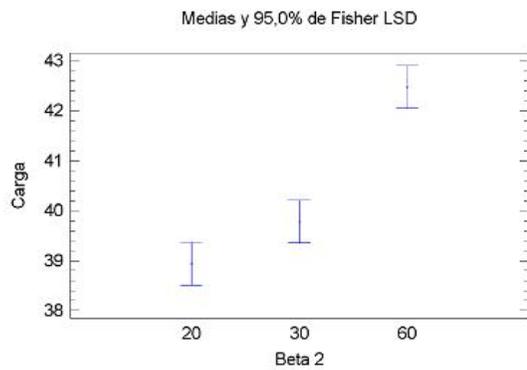
El impelente 1 había sido descartado en la sección anterior, sin embargo el diseño de experimento indica que esta configuración es significativa.

El impelente 6 ($\beta_2= 30^\circ$ y $Z = 5$) y el impelente 1 ($\beta_2= 20^\circ$ y $Z = 7$) generan eficiencia significativa a baja carga.

El impelente 2 ($\beta_2= 30^\circ$ y $Z = 7$) fue presentada en la sección anterior como opción; el diseño de experimento indica que no presenta grandes aportes de mejora a la carga entregada, la potencia consumida ni a la eficiencia energética, resultando la peor configuración para mejorar la eficiencia de mi bomba.

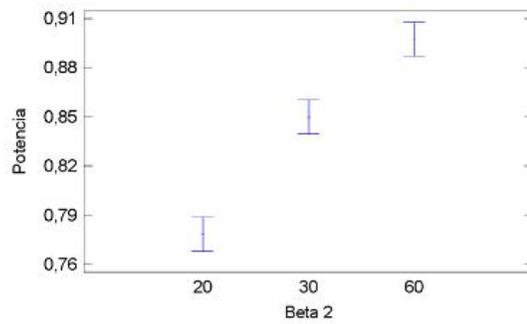
El impelente 6 tiene la misma configuración del impelente en estudio (IHM 3x18) se puede confirmar con lo anterior la conclusión mencionada en la 4.1.11, configuración tiene buena eficiencia energética y que el impelente de la bomba IHM 3x18 tiene fallas geométricas.

Para validar estos diseños de experimentos realizados se presentan en la Figura 52 y Figura 63; las pruebas de variabilidad, independencia y normalidad de cada experimento cumpliendo los supuestos



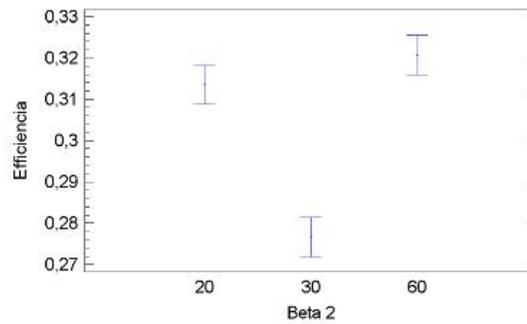
PRUEBAS DE MULTIPLES RANGO DISEÑO 1

Medias y 95,0% de Fisher LSD

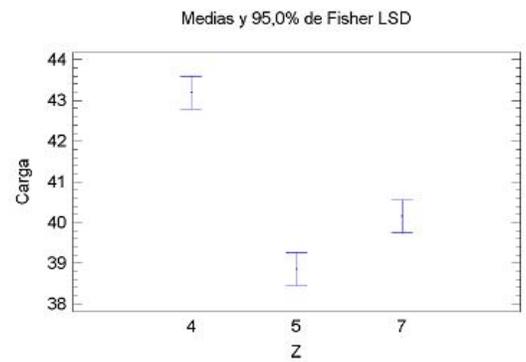


PRUEBAS DE MULTIPLES RANGO DISEÑO 2

Medias y 95,0% de Fisher LSD

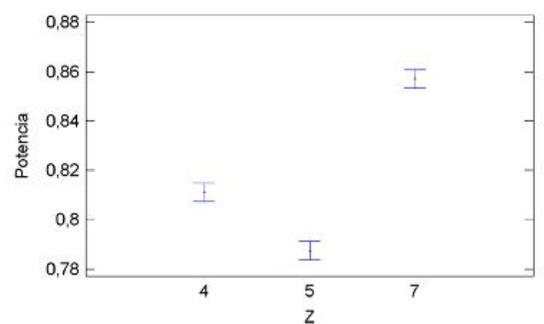


PRUEBAS DE MULTIPLES RANGO DISEÑO 3



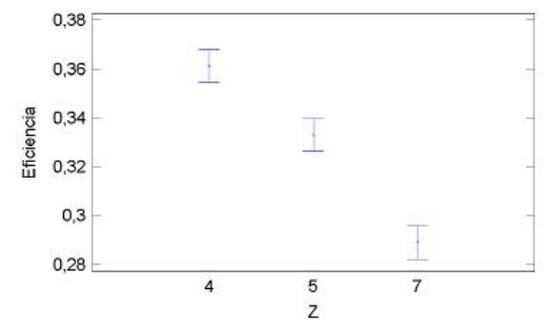
PRUEBAS DE MULTIPLES RANGO DISEÑO 4

Medias y 95,0% de Fisher LSD



PRUEBAS DE MULTIPLES RANGO DISEÑO 5

Medias y 95,0% de Fisher LSD



PRUEBAS DE MULTIPLES RANGO DISEÑO 6

Figura 50 Comparación de Medias para los diseños 1 - 3 (izq.) y 4 - 6 (der)

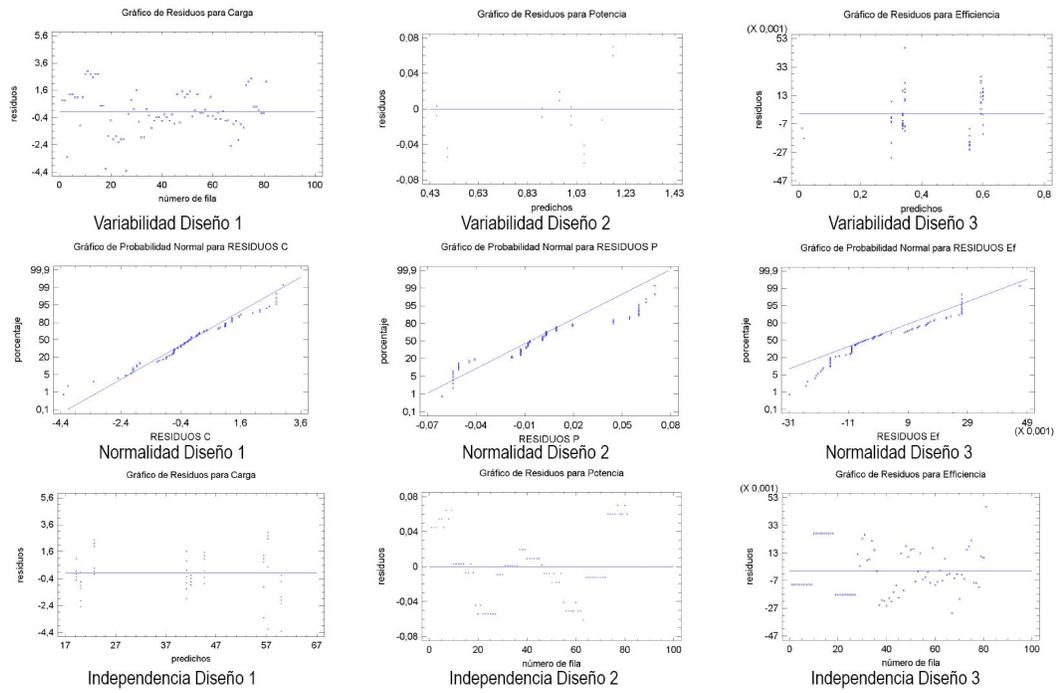


Figura 51 Pruebas de Variabilidad, Normalidad e Independencia (Diseños 1-3)

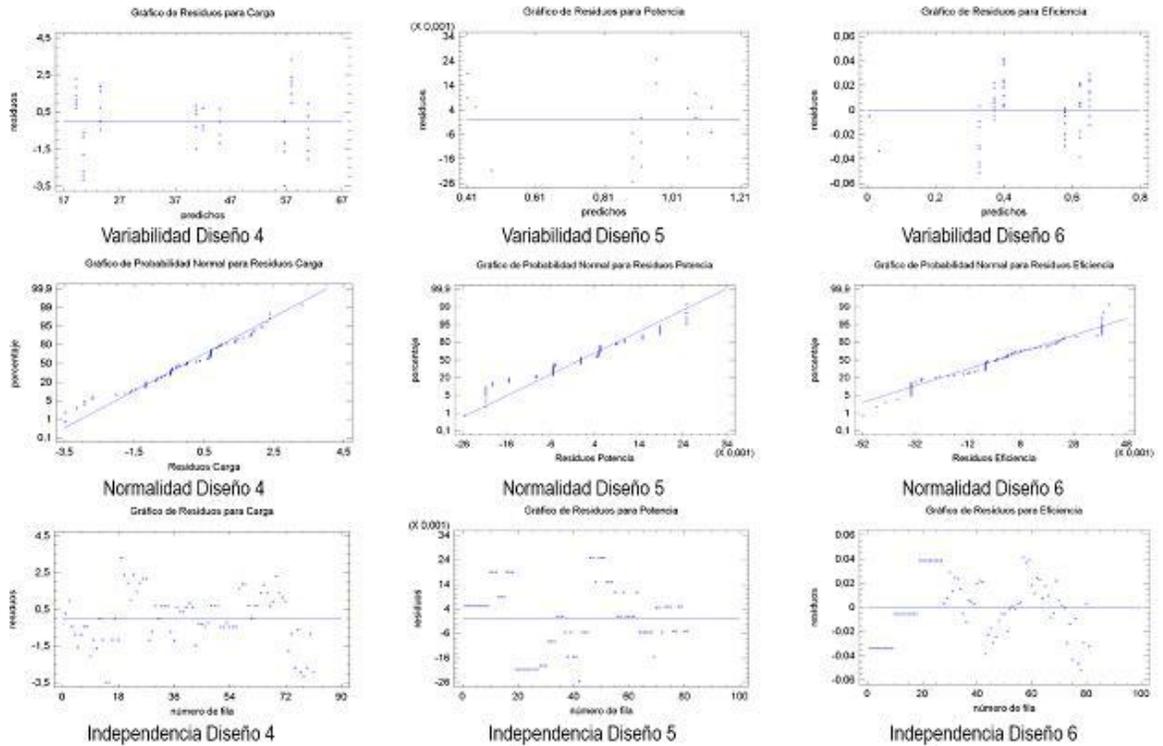


Figura 52 Pruebas de Variabilidad, Normalidad e Independencia (Diseños 4-6)

4.3 Modelos Matemáticos por Regresión Múltiple Polinomial

STATGRAPHICS™ a través de la opción “Selección de los modelos de regresión” se identificó las variables más significativas del modelo de regresión múltiple para cada una de las RM. Se presentan: la gráfica de curva ajustada, la tabla de modelos con mayor R cuadrada ajustada con la mejor selección y las variables significativas para este modelo.

El modelo de regresión múltiple se determina a partir de la opción “Factores múltiples > Regresión de factores múltiples” se presenta la ecuación, el factor de correlación $R^2_{ajustado}$ y la gráfica de los residuos para validar la regresión.

Un tercer impelente propuesto se consigue al aplicar las ecuaciones de RM modificando la cantidad de álabes y de ángulo de inclinación del álabe, cuyo rango es presentado en la sección 3.3.4 bajo el mismo criterio de los obtenidos en las secciones anteriores.

4.3.1 Regresión Múltiple Carga

Los parámetros variables son la cantidad de álabes y el ángulo de salida (sección 4.2); la ecuación [1.2] indica que las variables independientes influyentes en la carga son: el caudal en su primer y segundo orden. Las variables más significativas para la regresión múltiple 1 se presentan en la Tabla 34. La Figura 53 presenta la curva ajustada indicando que todos los parámetros variables son significativos para la regresión múltiple.

Tabla 34 Variables significativas para la Regresión Múltiple 1 (RM1)

Parámetro	Tipo de Variable	Unidades
Carga (H)	Dependiente	Pies (Ft)
Caudal (Q)	Independiente	Galones por minutos (GPM)
Caudal ² (Q ²)	Independiente	Galones por minutos (GPM) ²
Álabes (Z)	Independiente	N/A
Ángulo de Salida (β_2)	Independiente	Grados (°)

La regresión múltiple presenta la siguiente ecuación:

$$H = 59,5161 + 0,111626\beta_2 - 0,78435Z + 0,204206Q - 0,00989622Q^2$$

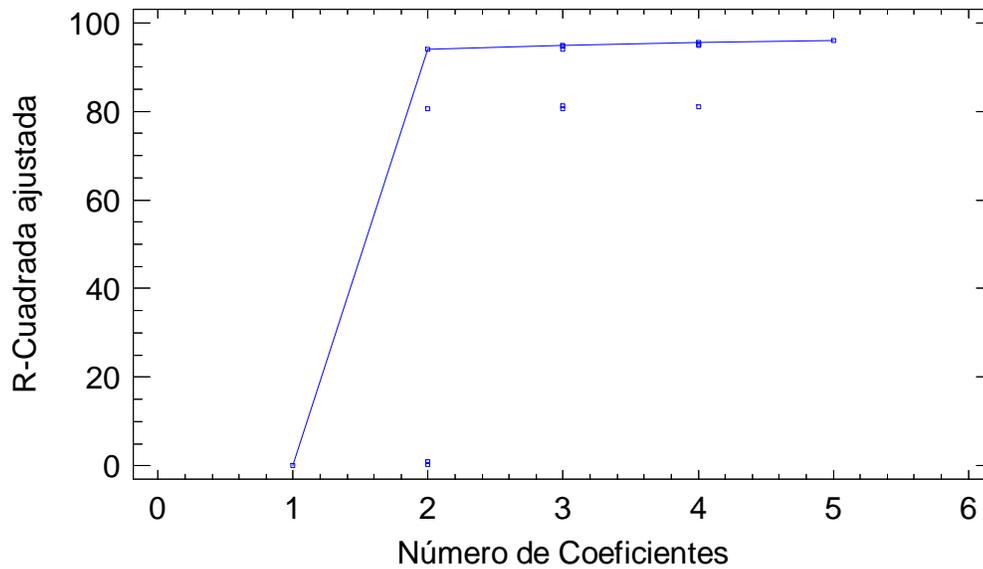
Estadístico $R^2 = 96,0746\%$

Estadístico $R^2_{ajustado} = 96,0002\%$

Los factores de correlación son excelentes, la Figura 54 muestra los residuos contra los números de fila indicando que no existe alteración de los resultados. Lo anterior permite asegurar que la ecuación puede ser utilizada para evaluar el comportamiento de la representación gráfica de la carga en función del caudal, la cantidad de álabes y el ángulo de salida. La Figura 55 confirma lo

establecido al comparar la ecuación RM1 con los valores de carga obtenidos en la sección 4.2 generando curvas similares para los 6 impelentes.

Gráfica de R-Cuadrada Ajustada para H



Modelos con Mayor R-Cuadrada Ajustada

Variable dependiente: H (Carga (ft))
 Variables independientes:
 A=Beta 2 (Angulo de Salida (°))
 B=Z (# de Álabes)
 C=Q (Caudal (GPM))
 D=Q²

		R-Cuadrada		Variables
CME	R-Cuadrada	Ajustada	Cp	Incluidas
8,79885	96,0746	96,0002	5,0	ABCD
9,61483	95,6902	95,6292	23,6602	ACD
10,6621	95,2208	95,1531	48,8932	BCD

Figura 53 Criterio de selección de modelos de regresión múltiple para la carga
 Gráfico de Residuos

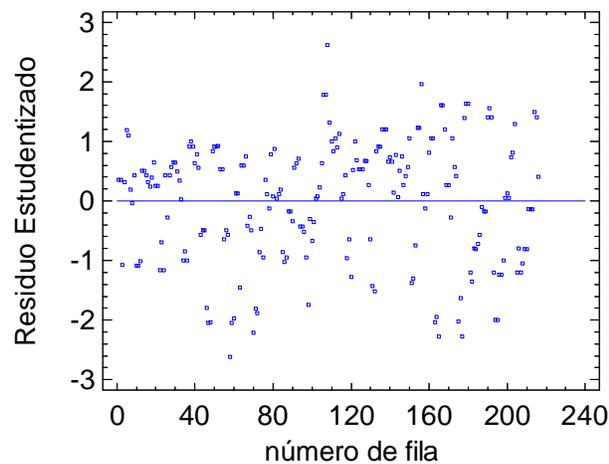


Figura 54 Gráfico de residuos de la regresión múltiple 1

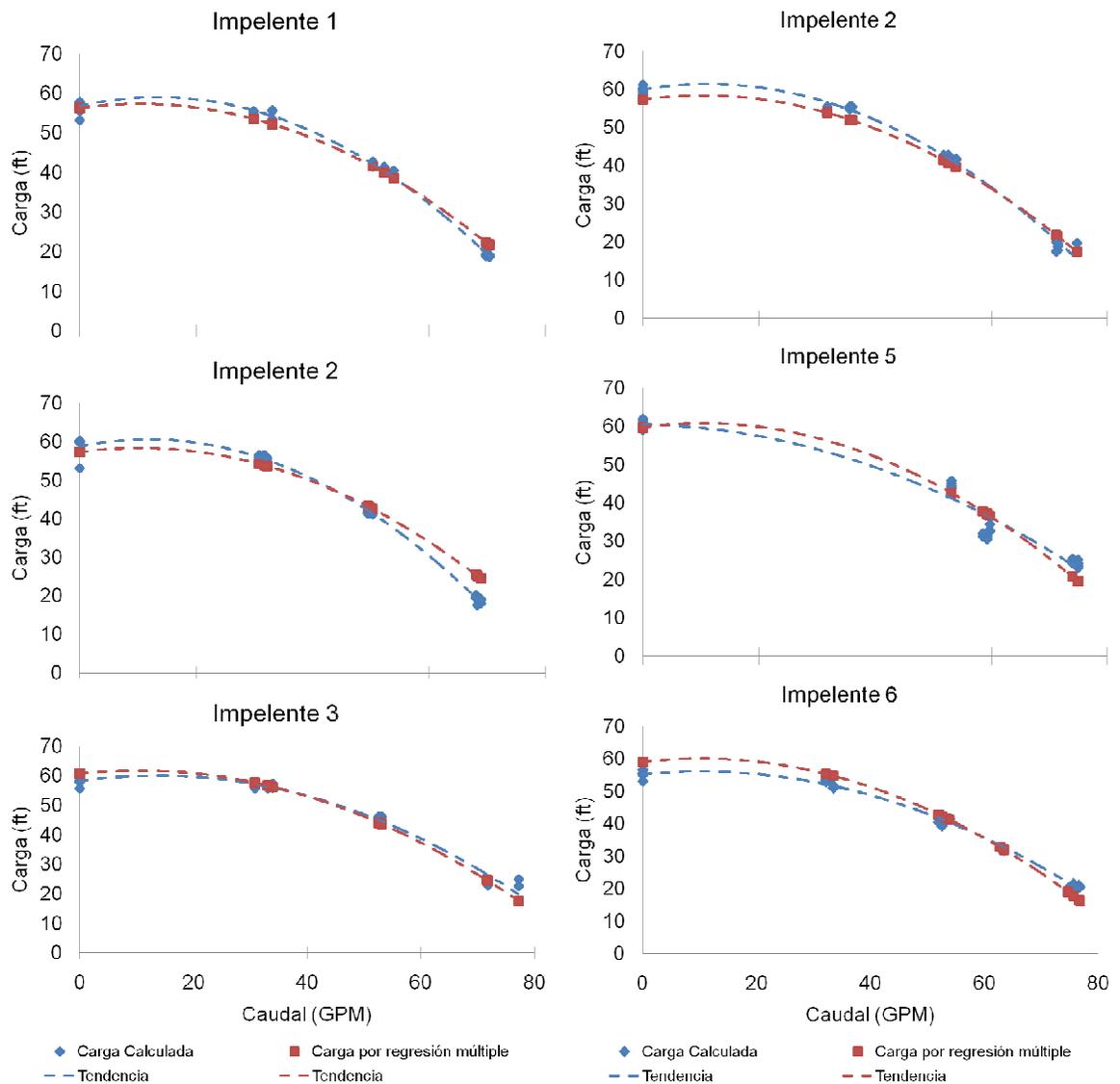


Figura 55 Representación de la carga calculada y la ecuación por regresión múltiple en los 5 impelentes

Se observa en la Figura 56 el comportamiento de la carga al modificar el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente se generan y la cantidad de álaves. Se aprecia que la carga aumenta al aumentar el ángulo de inclinación β_2 y disminuir la cantidad Z . Mientras que la carga disminuye al disminuir el ángulo de inclinación β_2 y aumentar la cantidad Z . Se destacan:

Las configuraciones 20 – 5, y 45 – 8 por entregar una carga similar a la configuración 30 -5 (configuración de la bomba IHM).

Las configuraciones 20 – 8 y 45 – 4 son las configuraciones de menor entrega de carga y la mayor entrega de carga respectivamente para este impelente.

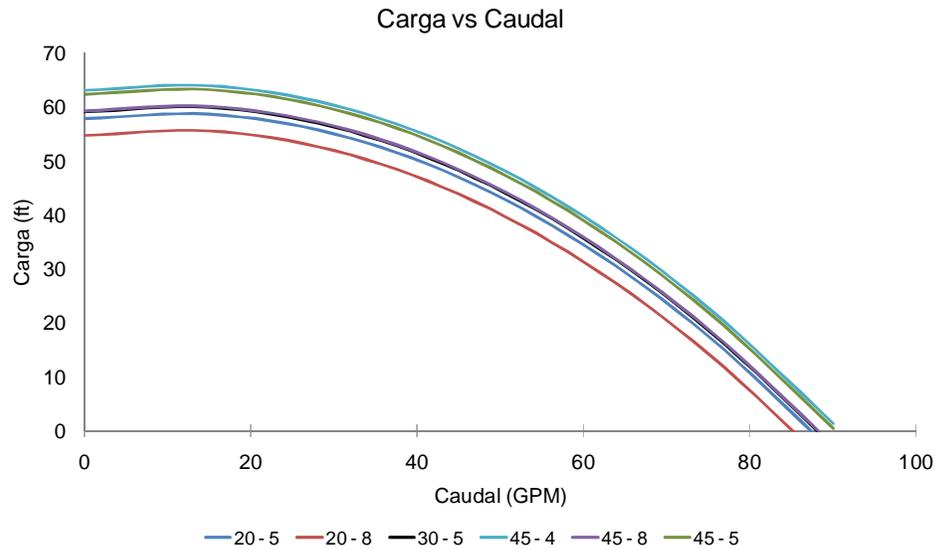


Figura 56 Comportamiento de la carga a diferentes números de álabes y de ángulo de inclinación

4.3.2 Regresión Múltiple Potencia

Se presentan las mismas variables independientes manejadas en la sección anterior (Tabla 35) Se considera el caudal teniendo en cuenta que la potencia está en función de la carga ecuación [3.74] y [3.75]. La Figura 57 demuestra que las 4 variables independientes son significativas. La regresión múltiple determina la ecuación que rige los 5 impelentes es:

$$N = 0,267106 + 0,00188069\beta_2 + 0,0183758Z + 0,00955955Q - 0,00000559382Q^2$$

Su factor de correlación es muy bueno y la Figura 58 no presenta anomalías:

Estadístico $R^2 = 97,7211\%$

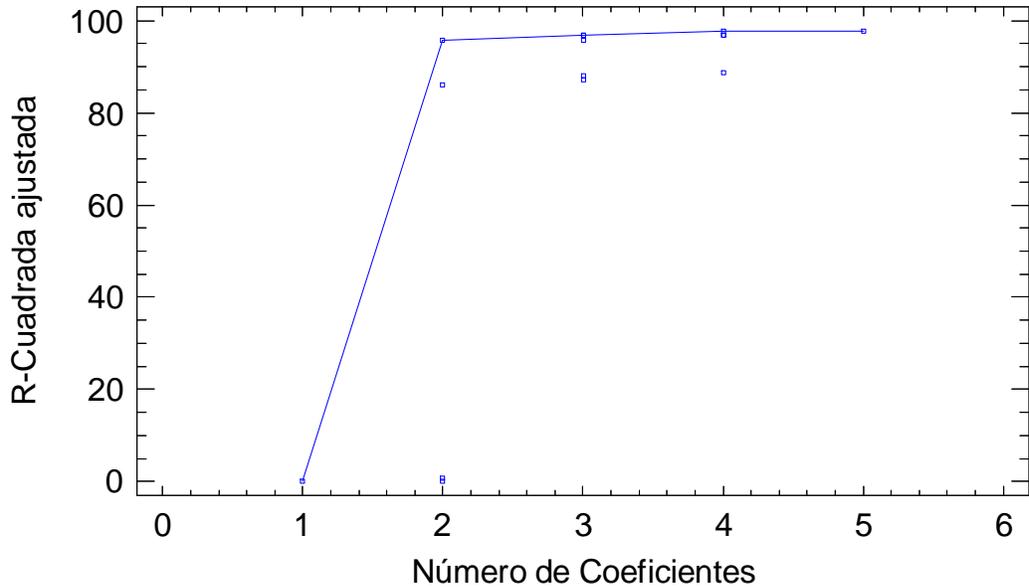
Estadístico $R^2_{Ajustado} = 97,6779\%$

Se implementa la ecuación RM y grafica el comportamiento de la potencia al freno calculada con la obtenida por la RM2

Tabla 35 Variables significativas para la Regresión Múltiple 2 (RM2)

Parámetro	Tipo de Variable	Unidades
Potencia (N)	Dependiente	Horse Power (HP)
Caudal (Q)	Independiente	Galones por minutos (GPM)
Caudal ² (Q ²)	Independiente	Galones por minutos (GPM) ²
Alabes (Z)	Independiente	N/A
Angulo de Salida (β_2)	Independiente	Grados (°)

Gráfica de R-Cuadrada Ajustada para N



Modelos con Mayor R-Cuadrada Ajustada

		R-Cuadrada		Variables
CME	R-Cuadrada	Ajustada	Cp	Incluidas
0,00147784	97,7211	97,6779	5,0	ABCD
0,00148134	97,7049	97,6724	4,50295	ABC
0,00194151	96,9919	96,9493	70,516	ACD
0,00197914	96,9191	96,8902	75,2532	AC

Variable dependiente: N (Potencia (N))

Variables independientes:

A=Beta 2 (Angulo de Salida (°))

B=Z (# de Álabes)

C=Q (Caudal (GPM))

D=Q²

Figura 57 Criterio de selección de modelos de regresión múltiple para la potencia al freno

Gráficos de Residuos

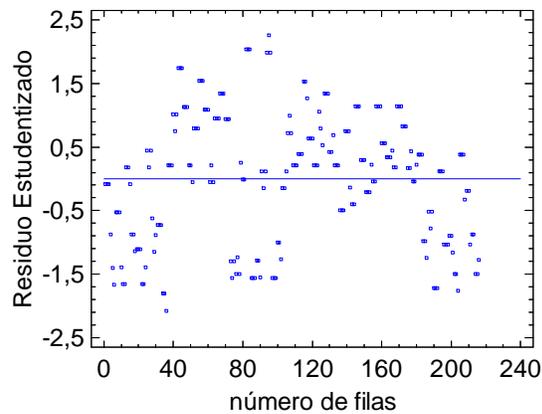


Figura 58 Gráfico de residuos de la regresión múltiple 2

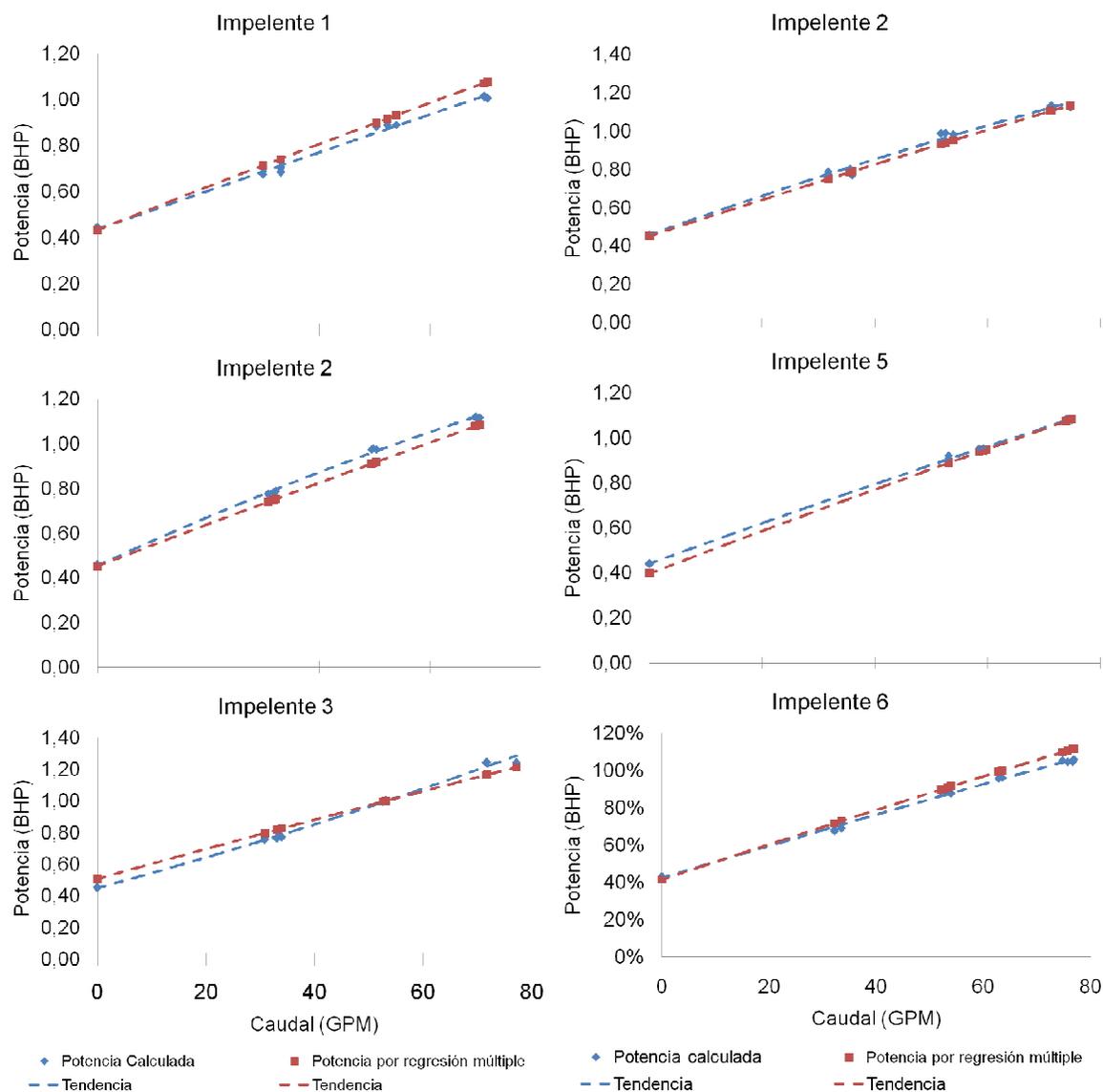


Figura 59 Representación de la potencia al freno calculada y la ecuación por regresión múltiple en los 5 impelentes

Se observa en la Figura 60 el comportamiento de la potencia al freno modifican el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente y la cantidad de álaves. Se aprecia que la potencia aumenta al aumentar el ángulo de inclinación β_2 y la cantidad Z . Mientras que la potencia al freno disminuye al disminuir el ángulo de inclinación β_2 y la cantidad Z . Se destaca la configuración 20 – 5 por consumir una potencia similar a la configuración 30 -5 (configuración de la bomba IHM).

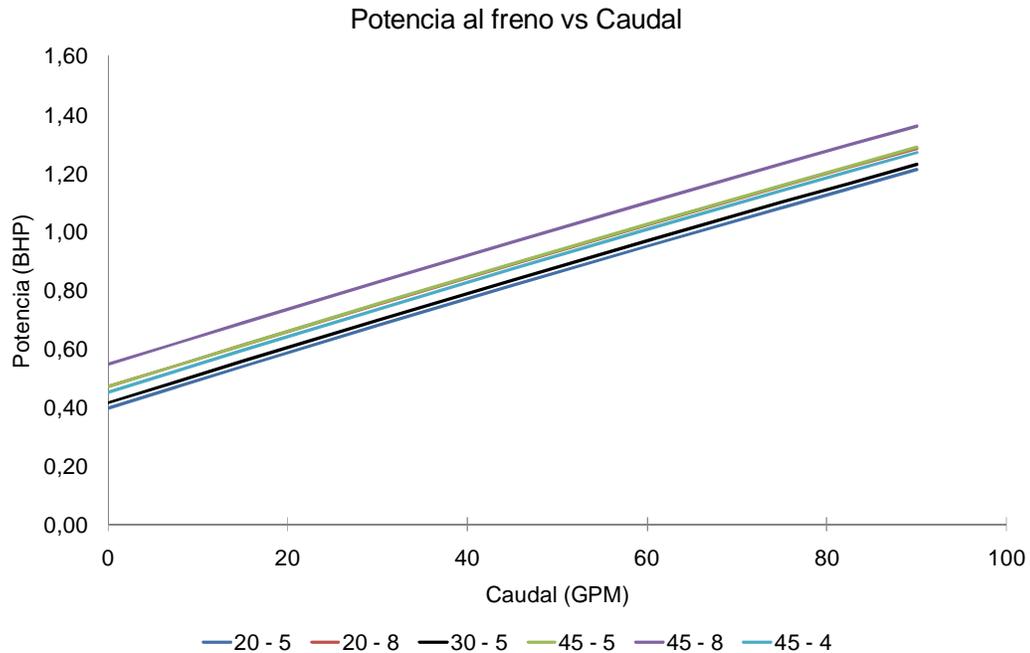


Figura 60 Comportamiento de la carga a diferentes números de álabes y de ángulo de inclinación

4.3.3 Regresión Múltiple Eficiencia

La Tabla 36 presenta las variables destacadas para la regresión múltiple. STATGRAPHICS señala las variables independientes que influyen en la eficiencia en la Figura 61, descartando variables como el ángulo de inclinación de los álabes y la cantidad de álabes. La ecuación de esta RM3 es:

$$\eta = -0,0971653 + 0,0148131H - 2,0498N + 0,038528Q + 0,75561N^2 - 0,000250955Q^2$$

El factor de correlación indica que el ajuste es excelente, la Figura 62 no presenta anomalías lo que posibilita el uso de este modelo de RM para comparar estas gráficas de eficiencia con las obtenidas en la sección 4.2.1 (Figura 63)

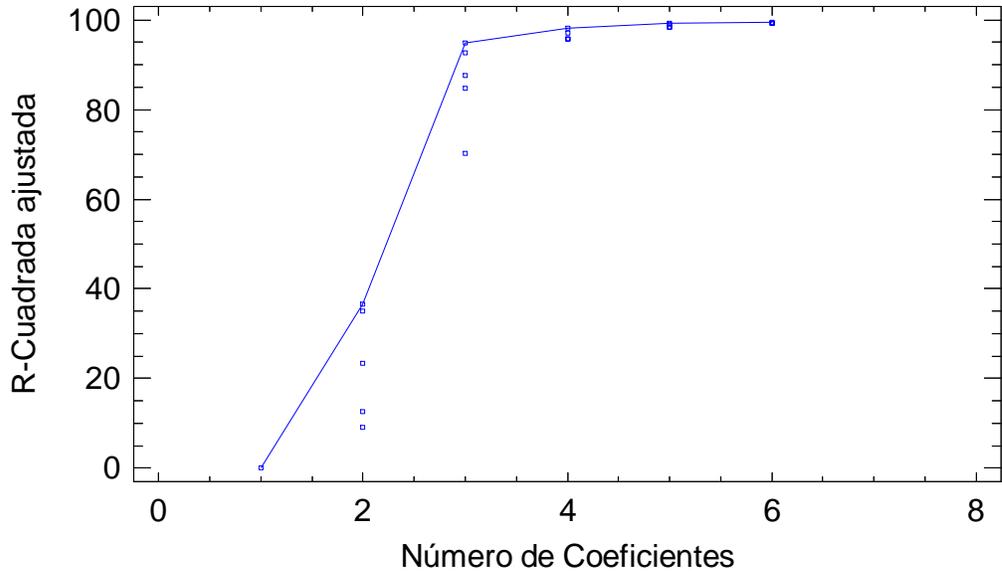
Estadístico $R^2 = 99,5892\%$

Estadístico $R^2_{\text{Ajustado}} = 99,5795\%$

Tabla 36 Variables para la Regresión Múltiple 3 (RM3)

Parámetro	Tipo de Variable	Unidades
Eficiencia (η)	Dependiente	(0 - 1)
Alabes (Z)	Independiente	N/A
Angulo de Salida (β_2)	Independiente	Grados ($^\circ$)
Caudal (Q)	Independiente	Galones por minutos (GPM)
Caudal ² (Q ²)	Independiente	Galones por minutos (GPM) ²
Carga (H)	Independiente	Pies (Ft)
Carga ² (H ²)	Independiente	Pies (Ft) ²
Potencia (N)	Independiente	Horse Power (HP)
Potencia ² (N ²)	Independiente	Horse Power (HP) ²

Gráfica de R-Cuadrada Ajustada para Eff



Variable dependiente: Eff (Eficiencia (%))
 Variables independientes:

- A=Beta 2 (Angulo de Salida (°))
- B=H (Carga (ft))
- C=N (Potencia (N))
- D=Q (Caudal (GPM))
- E=Z (# de Álabes)
- F=H²
- G=N²
- H=Q²

Modelos con Mayor R-Cuadrada Ajustada

		R-Cuadrada		Variables
CME	R-Cuadrada	Ajustada	Cp	Incluidas
0,000257352	99,5892	99,5795	23,5107	BCDGH
0,000380988	99,3919	99,3774	132,811	BCDFH
0,000400321	99,3611	99,3458	149,903	ABCDH

Figura 61 Gráfica de selección de modelos de regresión para la eficiencia

Gráfico de Residuos

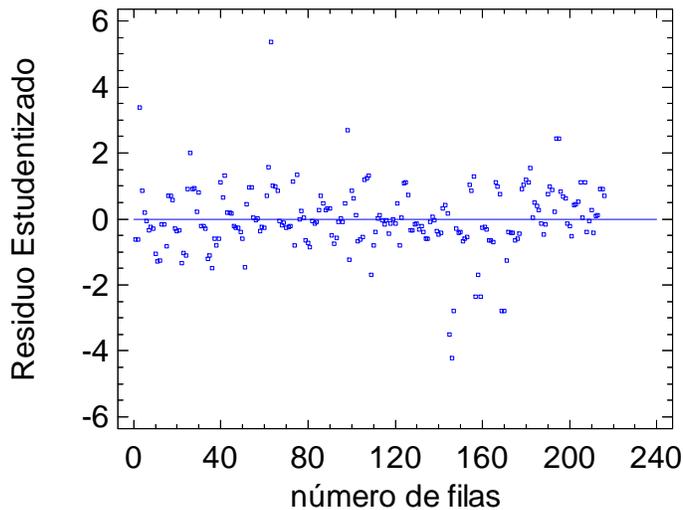


Figura 62 Gráfico de residuos de la regresión múltiple 2

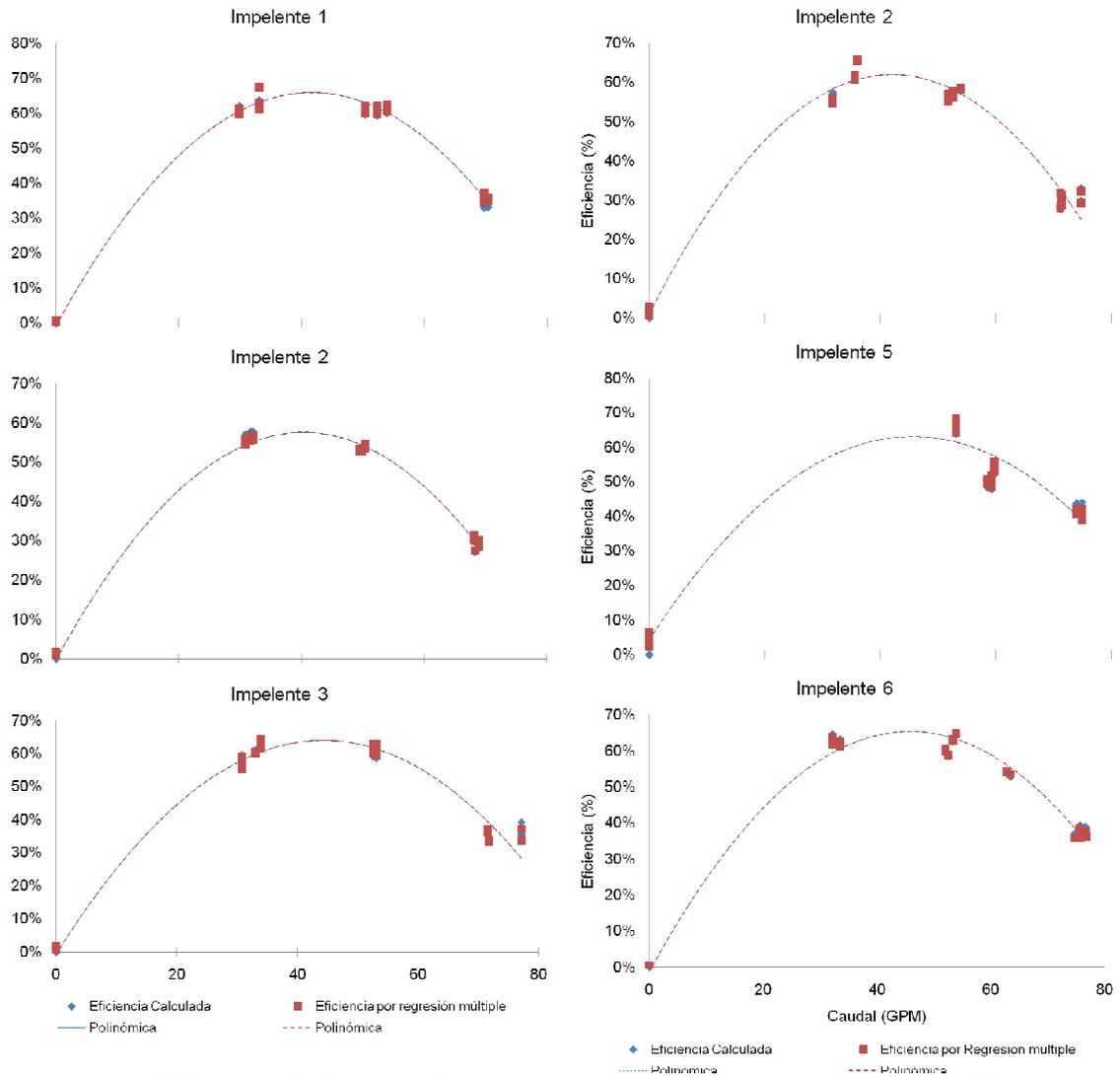


Figura 63 Comparación Curvas de eficiencias calculadas con las calculadas por regresión múltiple

Se observa en la Figura 64 la curva de comportamiento de la eficiencia energética en función del caudal de 6 configuraciones de impelente. Se concluye que:

- No existe variación significativa de la eficiencia energética al variar únicamente el ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente
- Existe variación significativa de la eficiencia energética al variar únicamente la cantidad de álabes.
- La eficiencia energética disminuye al aumentar el ángulo de inclinación y disminuir la cantidad de álabes
- La eficiencia energética aumenta al disminuir el ángulo de inclinación y aumentar la cantidad de álabes

- La configuración 45 – 4 se presenta como la más eficiente y la 20 -8 como la menos eficiente
- La eficiencia de la configuración 30 – 5 en comparación con la configuración 20 – 5 presenta un comportamiento similar

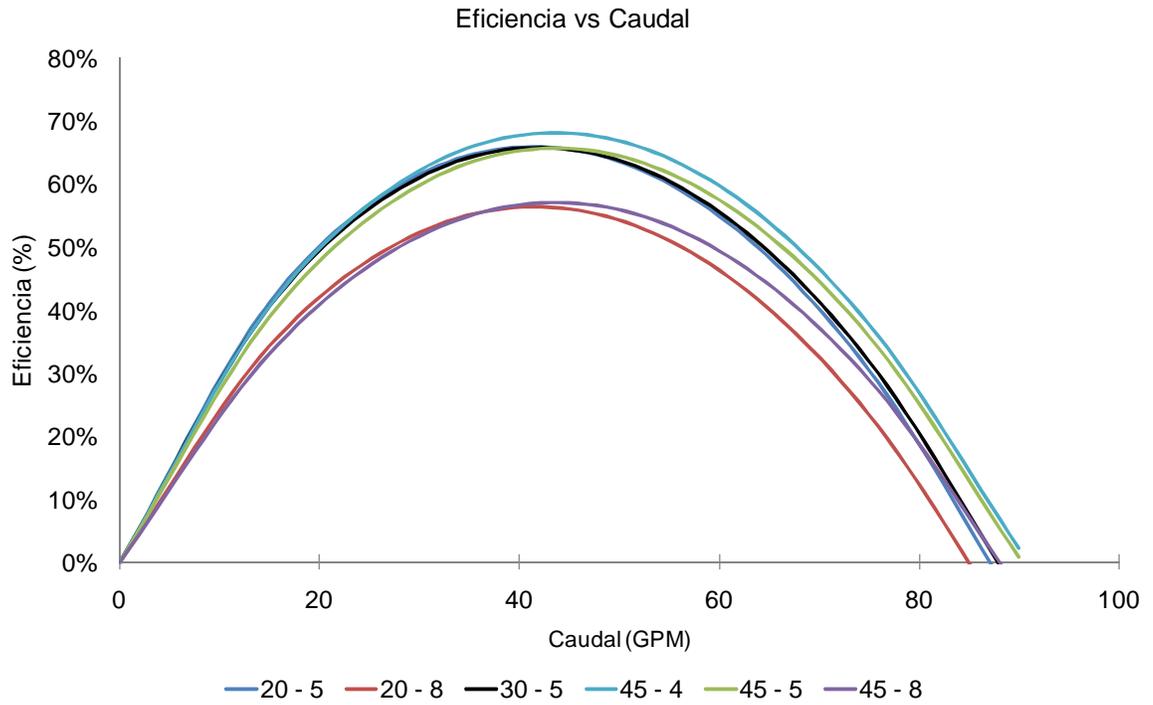


Figura 64 Comportamiento de la eficiencia a diferentes números de álabes y de ángulo de inclinación

4.4 Estudios energéticos de los impelentes propuestos a través de la ecuación de Euler

Las variables geométricas (Z y β_2) no influyen de manera directa en el cálculo de la eficiencia, por lo cual han sido desestimadas en las ecuaciones de RM3. Su influencia, como se presenta en las otras RM es directamente con la carga que va a entregar y la potencia que va a consumir, los cuales si influyen en la eficiencia.

La tendencia de las curvas indica que la carga aumenta al utilizar valores altos de Z y β_2 .

La tendencia de la potencia es a disminuir cuando Z y β_2 son bajos.

La eficiencia tiende a aumentar cuando las configuraciones de Z y β_2 son bajas.

Al analizar la Figura 56, la Figura 60 y la Figura 64 se aprecia la configuración del impelente IHM 3x18 ($Z=5$, $\beta =30^\circ$) y otras configuraciones relevantes para identificar una tercera configuración. Se escogen los impelentes de configuración 45 – 4 y 20 -5 teniendo en cuenta su comportamiento en las tres figuras y el criterio de nuestro objetivo.

La Figura 65 presenta la comparación entre las configuraciones seleccionadas y la configuración del impelente IHM. Se validan los resultados implementando las ecuaciones de transformación energética de la sección 3.3 con las nuevas configuraciones. La Tabla 37 presenta que el impelente propuesto 1 y el impelente propuesto 3 aumentan la carga teórica infinita y la proporción de carga estática teórica, un buen indicador para su elección. Los impelentes propuestos 2 y 4 tienen una carga teórica infinita alta, pero de proporción de carga estática teórica baja por lo recomendado

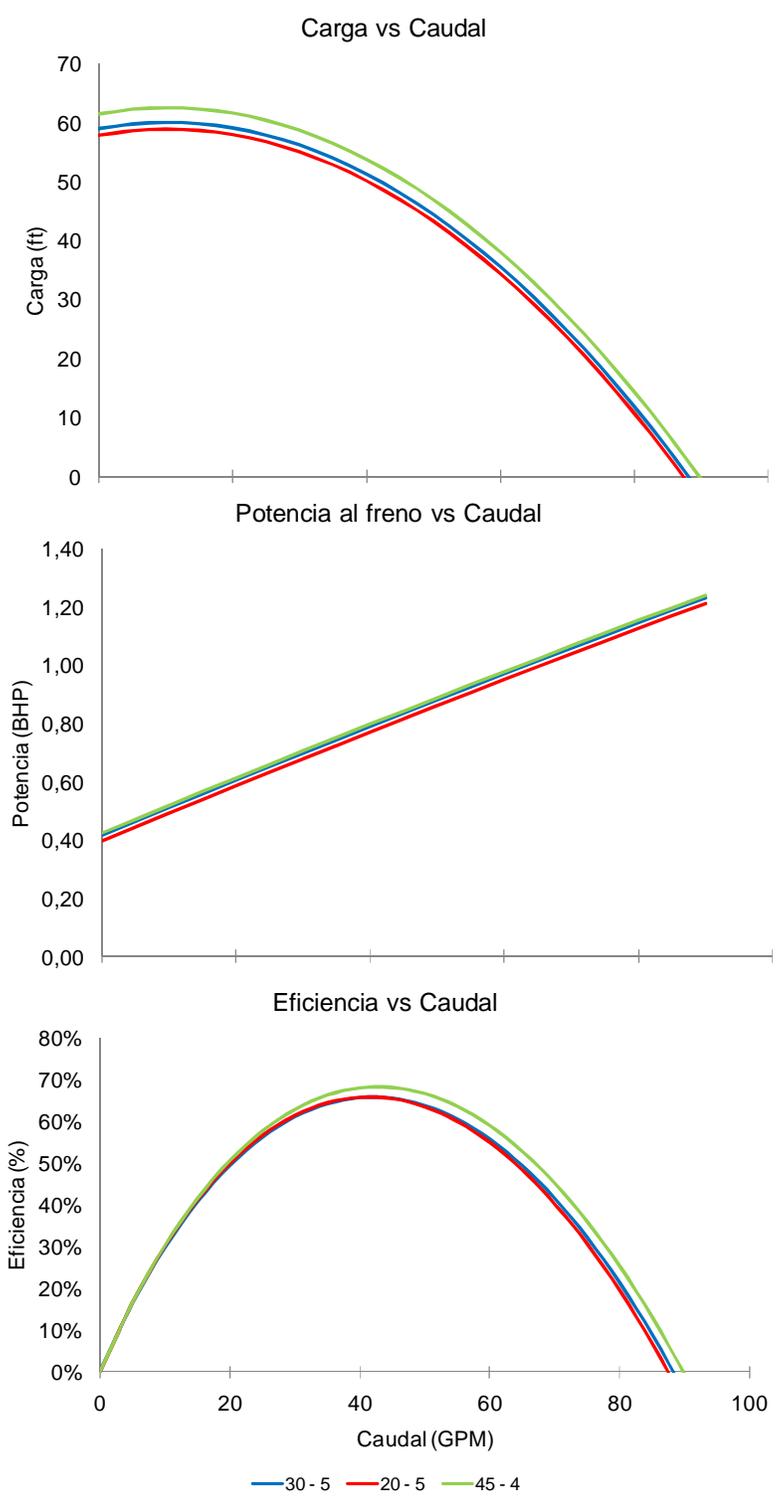


Figura 65 Comparación Configuración 20-5 vs 30-5 vs 45-4

Tabla 37 Comparación de carga teórica infinita, carga estática y carga dinámica de los impelentes propuestos

	Propuesto 1	Propuesto 2	Propuesto 3	Propuesto 4
Z	5	4	7	4
β_2	20	45	20	30
$H_{T\infty}$	65,40	82,41	59,73	76,17
$H_{p\infty}$	42,20	45,46	40,20	44,66
$\%H_{p\infty}$	64,53%	55,16%	67,30%	58,63%
$H_{dy\infty}$	23,20	36,95	19,53	31,51
$\% H_{dy\infty}$	35,47%	44,84%	32,70%	41,37%

Las conclusiones presentadas en la sección 4.1.11 no varían; las variables modificadas en esta sección no influyen de manera directa sobre los parámetros que se encuentran por fuera del rango establecido.

La Tabla 38 agrupa el resultado de aplicar las ecuaciones [3.47] - [3.75] a los 4 impelentes propuestos. La Figura 66 representa la curva característica de los 4 impelentes y el impelente actual. Se concluye que los impelentes propuestos 1 y 3 presentan un mejor comportamiento en la carga, la potencia y la eficiencia en comparación con el impelente actual.

Tabla 38 Carga entregada, potencia consumida y eficiencia en función del caudal de los impelentes propuestos

	Propuesto 1			Propuesto 2			Propuesto 3			Propuesto 4		
Z	5			4			7			4		
β_2	20			45			20			30		
Qt	H	N	η									
0	46,12		0%	34,84		0%	46,38		0%	38,69		0%
5	46,44		0%	35,70		0%	46,65		0%	39,52		0%
10	46,63		5%	36,49		6%	46,79		8%	40,26		5%
15	46,70		14%	37,22		11%	46,82		16%	40,89		11%
20	46,65		22%	37,87		17%	46,72		24%	41,42		18%
25	46,49		29%	38,46		22%	46,51		31%	41,85		24%
30	46,20	0,97	36%	38,97	1,08	27%	46,17	0,92	38%	42,18	1,09	29%
35	45,79	0,95	42%	39,42	1,08	32%	45,72	0,91	44%	42,42	1,09	34%
40	45,26	0,95	48%	39,79	1,09	37%	45,15	0,91	50%	42,55	1,09	39%
45	44,62	0,94	54%	40,10	1,11	41%	44,45	0,91	56%	42,58	1,10	44%
50	43,85	0,94	59%	40,33	1,13	45%	43,64	0,91	60%	42,51	1,12	48%
55	42,96	0,95	63%	40,49	1,15	49%	42,70	0,92	65%	42,34	1,13	52%
60	41,95	0,95	67%	40,59	1,17	53%	41,65	0,92	68%	42,08	1,15	55%
65	40,83	0,95	70%	40,61	1,19	56%	40,47	0,93	72%	41,71	1,17	58%
66	40,59	0,95	71%	41,07	1,22	56%	40,22	0,93	72%	41,62	1,17	59%
70	39,58	0,96	73%	40,57	1,21	59%	39,18	0,93	75%	41,24	1,19	61%
75	38,21	0,96	76%	40,45	1,24	62%	37,76	0,93	77%	40,67	1,21	64%
80	36,72	0,96	78%	40,27	1,26	64%	36,23	0,93	79%	40,00	1,23	66%
85	35,12	0,96	79%	40,01	1,29	67%	34,57	0,93	80%	39,24	1,25	67%
90	33,39	0,95	80%	39,69	1,31	69%	32,80	0,92	81%	38,37	1,27	69%
95	31,54	0,94	80%	39,29	1,33	71%	30,91	0,92	81%	37,40	1,28	70%
100	29,57	0,93	80%	38,83	1,36	72%	28,89	0,90	81%	36,33	1,30	71%
105	27,49		80%	38,29		74%	26,76		80%	35,16		71%
110	25,28		78%	37,68		75%	24,50		79%	33,90		71%
115	22,95		77%	37,01		75%	22,13		77%	32,53		70%
120	20,50		75%	36,26		76%	19,63		75%	31,06		70%
125	17,94		72%	35,45		76%	17,02		72%	29,49		69%
130	15,25		69%	34,56		76%	14,28		69%	27,82		67%
135	12,44		65%	33,61		76%	11,43		65%	26,06		65%
140	9,51		61%	32,58		76%	8,46		61%	24,19		63%
145	6,47		57%	31,49		75%	5,36		57%	22,22		61%
150	3,30		52%	30,32		74%	2,15		51%	20,15		58%
155	0,01		46%	29,08		73%			46%	17,98		55%

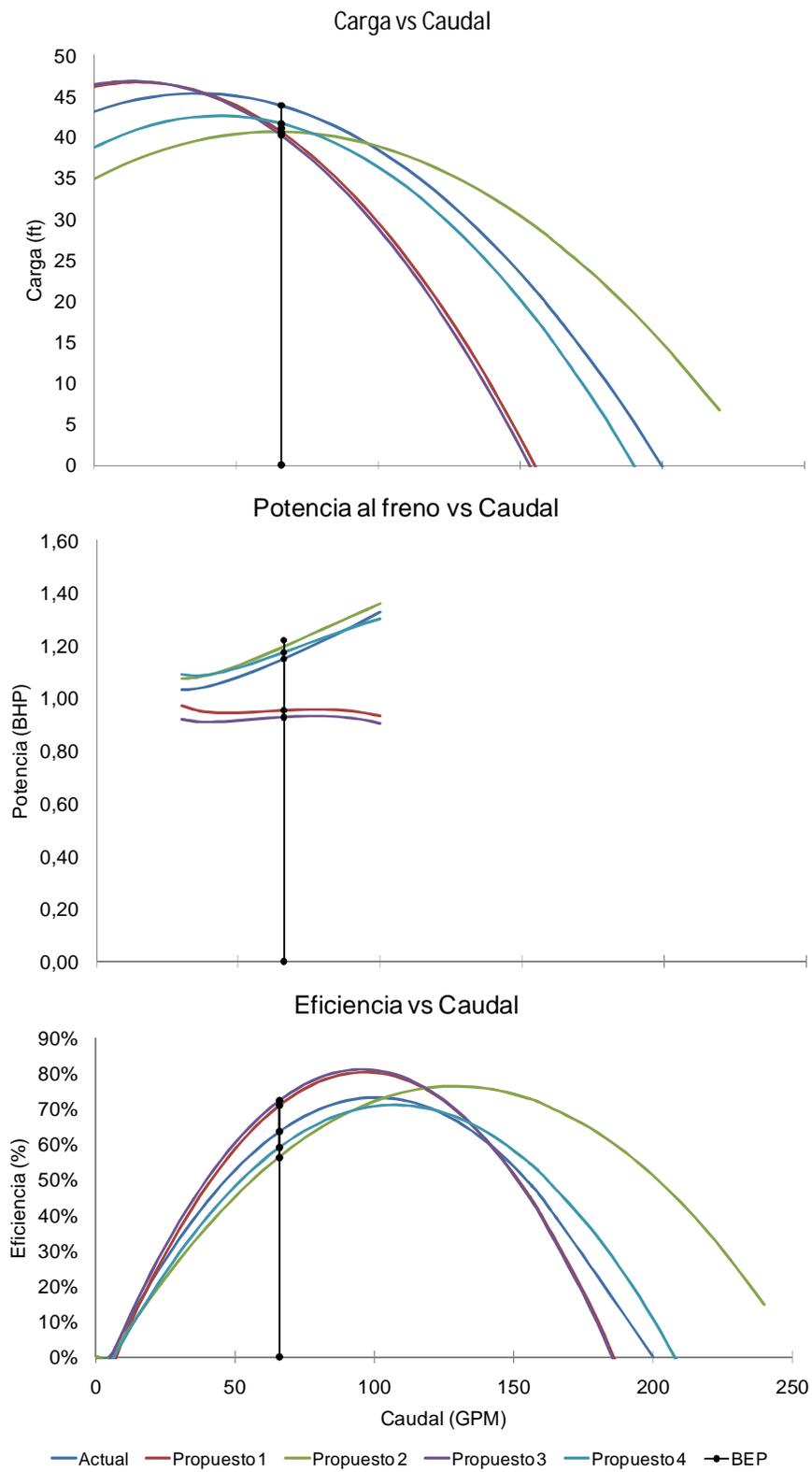


Figura 66 Representación H vs Q, N vs Q y η vs Q de los 4 impelentes propuestos vs el impelente actual

4.5 Propuesta final de los impelentes prototipos

La Tabla 39 presenta las coordenadas de construcción de los álabes por el método de triángulo de error. Las variables geométricas de la sección 4.1 y la sección anterior componen las variables necesarias para la construcción del impelente. La Figura 67, la Figura 68 y la Figura 69 presentan las vistas principales y de cortes del impelente actual y de los dos impelentes seleccionados en la sección anterior. Los planos de construcción de estos impelentes se encuentran en los anexos.

Tabla 39 Construcción de los álabes de los impelentes

r	Impelente propuesto 1 $\beta = 20; Z = 5$			Impelente propuesto 2 $\beta = 20; Z = 7$			Impelente actual $\beta = 30; Z = 5$		
	h Curva 1	h Curva 2	α	h Curva 1	h Curva 2	α	h Curva 1	h Curva 2	α
0,917			0,000						
1,049	0,238	0,361	19,707	0,238	0,361	19,707	0,236	0,227	12,423
1,180	0,194	0,361	17,514	0,194	0,361	17,514	0,188	0,227	11,041
1,311	0,172	0,361	15,761	0,172	0,361	15,761	0,165	0,227	9,936
1,443	0,160	0,361	14,326	0,160	0,361	14,326	0,152	0,227	9,032
1,574	0,154	0,361	13,131	0,154	0,361	13,131	0,144	0,227	8,278
1,705	0,150	0,361	12,120	0,150	0,361	12,120	0,140	0,227	7,641
1,837	0,150	0,361	11,254	0,150	0,361	11,254	0,138	0,227	7,095
1,968	0,151	0,361	10,503	0,151	0,361	10,503	0,142	0,227	6,621
2,099	0,153	0,361	9,846	0,153	0,361	9,846	0,138	0,227	6,207
2,230	0,158	0,361	9,266	0,158	0,361	9,266	0,140	0,227	5,842
2,362	0,163	0,361	8,751	0,163	0,361	8,751	0,143	0,227	5,517
2,493	0,170	0,361	8,290	0,170	0,361	8,290	0,147	0,227	5,226
2,624	0,178	0,361	7,876	0,178	0,361	7,876	0,152	0,227	4,965
2,756	0,188	0,361	7,500	0,188	0,361	7,500	0,158	0,227	4,728
2,887	0,201	0,361	7,159	0,201	0,361	7,159	0,165	0,227	4,513
3,018	0,216	0,361	6,848	0,216	0,361	6,848	0,173	0,227	4,317
3,149	0,234	0,361	6,562	0,234	0,361	6,562	0,182	0,227	4,137
3,281	0,259	0,361	6,300	0,259	0,361	6,300	0,193	0,227	3,971
3,412	0,291	0,361	6,057	0,291	0,361	6,057	0,207	0,227	3,819
3,543	0,337	0,361	5,833	0,337	0,361	5,833	0,225	0,227	3,677

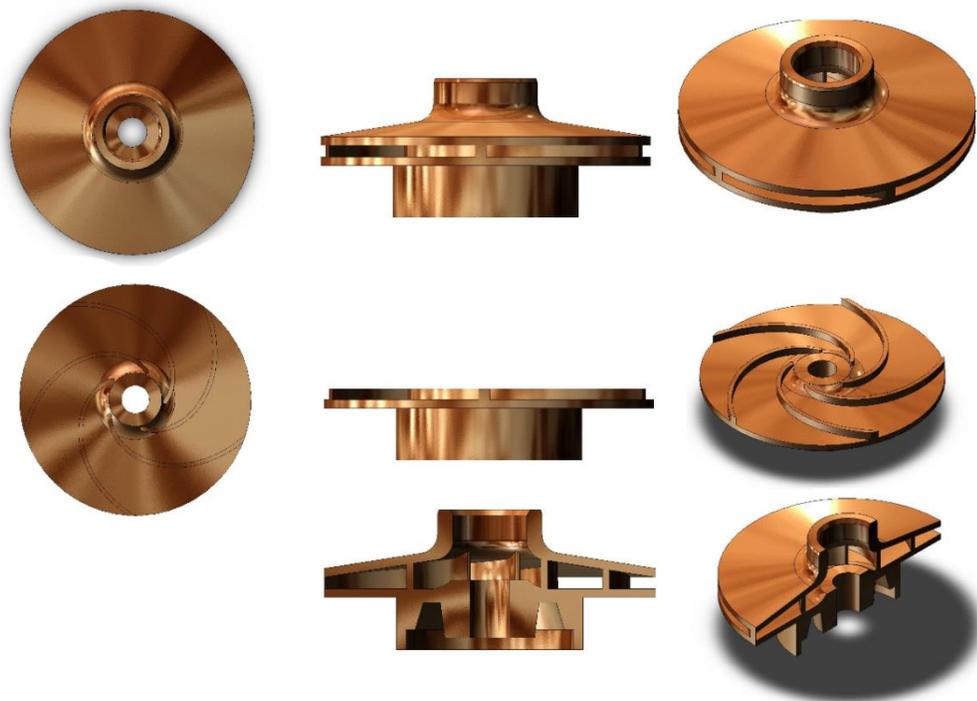


Figura 67 Impelente actual digitalizado y construido en SOLIDWORKS™

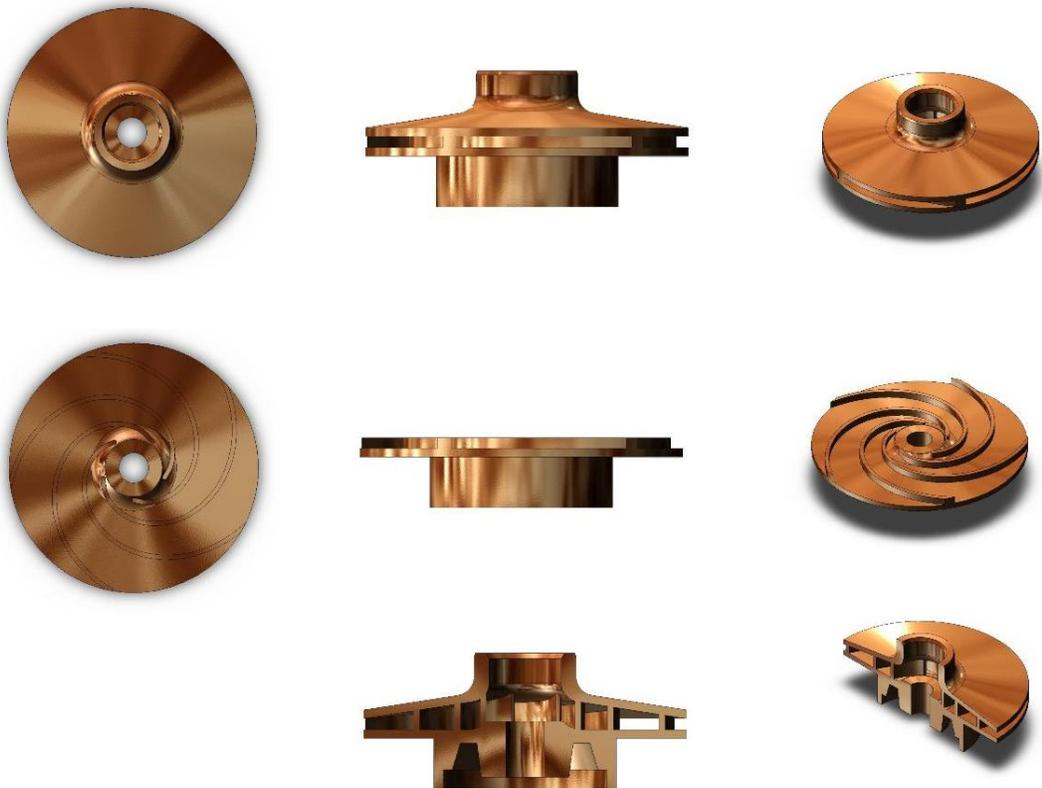


Figura 68 Impelente Propuesto 1, digitalizado y construido en SOLIDWORKS™

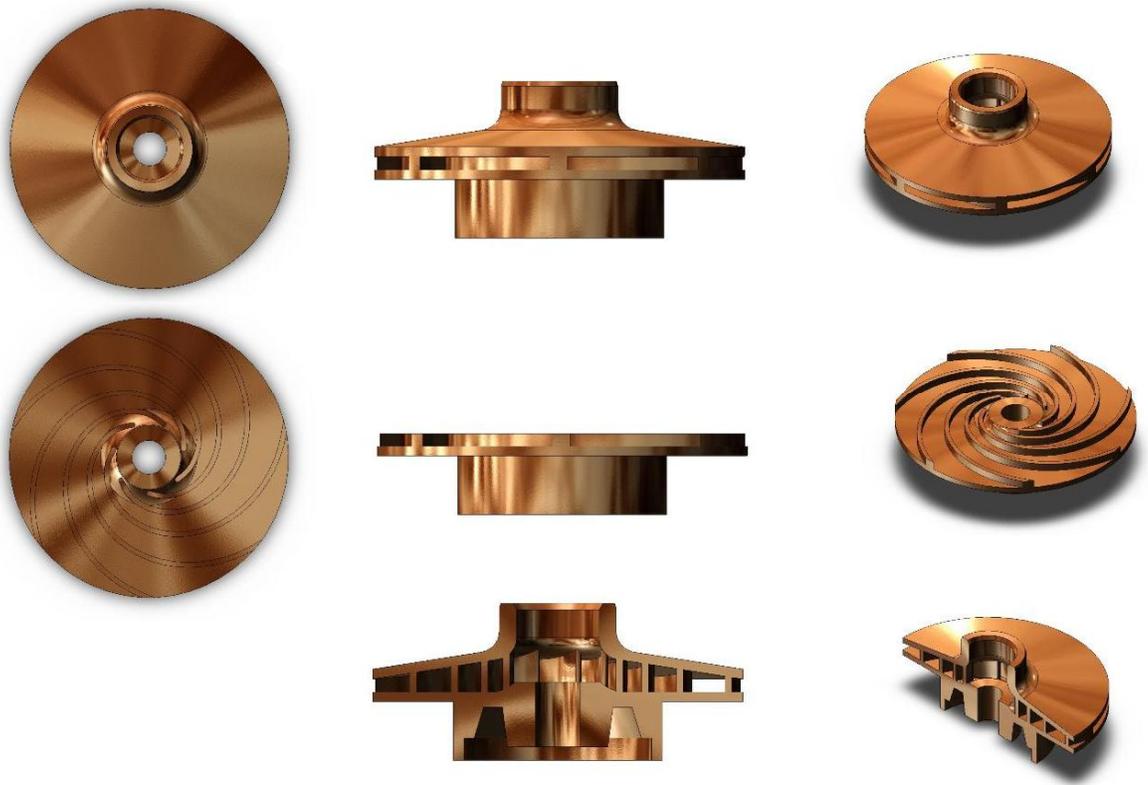


Figura 69 Impelente propuesto 2, digitalizado y construido en SOLIDWORKS™

5 Conclusiones

La evaluación energética de impelentes puede convertirse en una herramienta muy poderosa para la evaluación de impelentes. El objetivo de este trabajo de grado es el perfeccionamiento de un impelente centrífugo con el fin de incrementar su eficiencia operacional y reducir el consumo energético. La metodología presentada en la sección 3.3 y sección 4.1 recopila cálculos e indicadores de energía realizados por diferentes autores con el fin de evaluar el rendimiento actual del impelente centrífugo (y parte de la voluta).

Generalmente se encuentra una metodología de cálculo de energía teórica para los impelentes; que por lo general es incompleta. Este trabajo de grado presenta una metodología que genera las posibles pérdidas dentro del impelente y permita generar una curva real de la bomba y de la eficiencia como se observa en la Figura 42, la Figura 43 y la Figura 44. Esta curva, que fue obtenida analíticamente, presenta similitud con la curva de la bomba presentada por el fabricante.

La Tabla 30 indica que el impelente centrífugo IHM 3x18SM no cumple con los indicadores geométricos, cinemáticos y operacionales recomendados para una buena transformación de la energía del impelente:

- La velocidad específica de succión se encuentra por fuera del recomendado de un punto de mejor desempeño (BEP)
- La carga estática se encuentra en un 59%, indicando que la transformación energética no es lo suficientemente correcta
- La relación del componente meridional de la velocidad absoluta a la entrada del impelente y la velocidad absoluta en el ojo del impelente no cumple el rango. Esto revela que el impelente no tiene las mejores características para soportar la cavitación ni presenta una buena eficiencia hidráulica (Srinivasan, 2008).
- La relación de las componentes meridionales de la velocidad absoluta en la salida en la entrada del impelente no cumplen el rango. Se concluye que el ángulo de divergencia del fluido no es el óptimo (Srinivasan, 2008).
- La relación entre las velocidades relativas en la entrada y la salida del impelente se encuentran por encima del rango recomendado. Esto demuestra que el fluido no se separa del álabe en toda la trayectoria (Srinivasan, 2008)
- La relación entre el diámetro a la entrada del impelente y el diámetro del ojo del impelente ($D1/D0$) no cumple con el rango recomendado. Se concluye desventajas para enfrentar la cavitación.

- El ángulo de inclinación del álabe a la entrada del impelente (β_1) no cumple con el rango recomendado. Se concluye desventajas para enfrentar la cavitación.

Los parámetros que se encuentran dentro del rango son:

- Velocidad absoluta en el ojo del impelente (C_0)
- Coeficiente de área (K_2)
- Ángulo de salida (β_2)
- Caudal específico (Q_S)
- Eficiencia de la bomba (η_P)
- Eficiencia volumétrica (η_V)
- Eficiencia mecánica (η_M)

Al analizar todos los resultados, se identifica que los últimos parámetros de evaluación están en función de parámetros geométricos ubicados en la salida del impelente "2". Varios parámetros que no cumplen los rangos se encuentran en función de parámetros geométricos ubicados en el ojo del impelente "0" y en la entrada del impelente "1". Todo esto indica que este impelente tiene fallas de diseño a la entrada del impelente y las mejoras significativas pueden presentarse al estudiar a fondo este punto del impelente.

De esta evaluación se concluye que este impelente, tiene una alta probabilidad de presentar fallas por cavitación.

La evaluación experimental de los modelos a escala de laboratorio se realizó con el objetivo de conocer la configuración eficiente de álabes y ángulo de inclinación de los álabes que permita que un impelente se eficiente bajo condiciones similares a las del impelente centrífugo en estudio (IHM 2x18SM). Se concluye de esta evaluación:

- El impelente 3 ($\beta_2= 60^\circ$ y $Z = 7$), el impelente 1 ($\beta_2= 20^\circ$ y $Z = 7$) y el impelente 5 ($Z = 4$ y $\beta_2= 30^\circ$), presentan una configuración que mejora la eficiencia del sistema de bombeo sin modificar significativamente los parámetros de carga y potencia.
- El ángulo de inclinación del álabe a la salida del impelente 3 se encuentra fuera del rango sugerido por lo cual es descartado.
- El impelente 6 ($\beta_2= 30^\circ$ y $Z = 5$) y el impelente 1 ($\beta_2= 20^\circ$ y $Z = 7$) generan eficiencia significativa a baja carga.
- El impelente 6 tiene la misma configuración del impelente en estudio (IHM 3x18) se puede afirmar con lo anterior que esta configuración tiene buena eficiencia energética y que el impelente de la bomba IHM 3x18 tiene fallas geométricas.

Se aplica una regresión múltiple a los resultados y se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$H = 59,5161 + 0,111626\beta_2 - 0,78435Z + 0,204206Q - 0,00989622Q^2$$

$$N = 0,267106 + 0,00188069\beta_2 + 0,0183758Z + 0,00955955Q - 0,00000559382Q^2$$

$$\eta = -0,0971653 + 0,0148131H - 2,0498N + 0,038528Q + 0,75561N^2 - 0,000250955Q^2$$

Se ingresa un rango de valores de cantidad de álabes y ángulo de inclinación de álabes y se concluye:

- La carga aumenta al aumentar el ángulo de inclinación β_2 y disminuir la cantidad Z. Mientras que la carga disminuye al disminuir el ángulo de inclinación β_2 y aumentar la cantidad Z.
- La potencia aumenta al aumentar el ángulo de inclinación β_2 y la cantidad Z. Mientras que la potencia al freno disminuye al disminuir el ángulo de inclinación β_2 y la cantidad Z.
- No existe variación significativa de la eficiencia energética al variar únicamente el ángulo de inclinación del álabe
- Existe variación significativa de la eficiencia energética al variar únicamente la cantidad de álabes.
- La eficiencia energética disminuye al aumentar el ángulo de inclinación y disminuir la cantidad de álabes
- La eficiencia energética aumenta al disminuir el ángulo de inclinación y aumentar la cantidad de álabes

A partir de los resultados que obtenidos, se evaluó 4 propuestas de impelentes con la misma configuración geométrica y operacional del impelente IHM, variando únicamente el número de álabes y el ángulo de inclinación del álabe (β_2) como se presenta en la Tabla 37 y Tabla 38. De estos resultados se concluye:

- Las conclusiones presentadas en la sección 4.1.11 (Evaluación energética) no varían; esto se debe a que las variables modificadas en esta sección no influyen de manera directa sobre los parámetros que se encuentran por fuera del rango establecido.
- Los impelentes propuestos 1 y 3 presentan un mejor comportamiento en la carga, la potencia y la eficiencia en comparación con el impelente actual

La gammagrafía y los estudios preliminares indican que el impelente utiliza álabes planos, por lo tanto se construyeron impelentes prototipos con el procedimiento presentado en la sección 3.6.1 y se generan los planos que se pueden observar en el Anexo B.

6 Recomendaciones

Se recomienda que se realicen ensayos experimentales con los impelentes prototipos presentados en este trabajo de grado, a fin de determinar la verdadera eficiencia y su comparación con el impelente actual. Este ensayo se puede realizar en el banco de pruebas de bombas centrífugas ubicado en el laboratorio de bombas de la Universidad Tecnológica de Bolívar

Se recomienda realizar un estudio más profundo del impelente en la sección de la entrada y el ojo, a fin de conocer las oportunidades de mejoras del impelente en esta sección

Siendo que los álabes planos son los álabes de menor calidad, se recomienda realizar la reconstrucción del impelente esta vez utilizando los métodos de construcción del impelente presentados en la sección 2.7.1, 2.7.2 y 2.7.3.

Proponer un estudio experimental de construcción de un álabe de doble curvatura y evaluarlo energéticamente a través de la metodología presentada en este trabajo de grado.

7 Anexos

Anexo A Resultados obtenidos de los impelentes modelos a escala de laboratorio en la instalación experimental

Impelente 1

PRUEBA #1												
	CERRADA			½ VUELTA (BAJO)			1 VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz	0	0	0	4	4	4	9	9	9	17	17	17
Q	0	0	0	33	33	33	50	50	50	70	70	70
Pd	24,8	24,8	23	23	24,1	24	18,2	17,9	18,5	8	8	8,1
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,625	0,625	0,625
H	57,29	57,29	53,13	53,13	55,67	55,44	42,04	41,35	42,74	19,19	19,19	19,42
N	0,43	0,43	0,43	0,71	0,69	0,68	0,88	0,88	0,88	1,02	1,01	1,01
η_P	0%	0%	0%	63%	68%	68%	60%	60%	62%	33%	33%	34%
PRUEBA # 2												
Δz	0	0	0	4	4	4	10	10	10	17	17	17
Q	0	0	0	33	33	33	54	54	54	70	70	70
Pd	25	25	24,9	23	22,9	23,1	17,5	17	17	7,9	8,5	7,9
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,625	0,625	0,625
H	57,75	57,75	57,52	53,13	52,90	53,36	40,43	39,27	39,27	18,96	20,34	18,96
N	0,44	0,44	0,43	0,71	0,71	0,70	0,89	0,89	0,89	1,01	1,01	1,02
η_P	0%	0%	0%	63%	62%	64%	62%	60%	60%	33%	35%	33%
PRUEBA #3												
Δz	0	0	0	3	3	3	10	10	10	17	17	17
Q	0	0	0	30	30	30	52	52	52	70	70	70
Pd	24,9	24	24,9	23,9	24	24	17,9	17,7	17,3	7,5	8	7,5
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	0,625	1,25
H	57,52	55,44	57,52	55,21	55,44	55,44	41,35	40,89	39,96	18,74	19,19	18,74
N	0,45	0,44	0,45	0,69	0,67	0,68	0,89	0,89	0,89	1,01	1,01	1,00
η_P	0%	0%	0%	61%	62%	62%	61%	61%	59%	33%	34%	33%

Impelente 2

PRUEBA #1												
	CERRADA			½ VUELTA (BAJO)			1 VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz	0	0	0	3	3	3	9	9	9	16	16	16
Q	0	0	0	31	31	31	50	50	50	68	68	68
Pd	26	26,1	26	24,3	24,5	24,2	17,9	18	18	8	7,8	7,2
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,5	1,25	2,5
H	60,06	60,29	60,06	56,13	56,60	55,90	41,35	41,58	41,58	20,18	19,44	19,47
N	0,46	0,46	0,46	0,78	0,77	0,78	0,98	0,98	0,98	1,12	1,12	1,12
η_P	0%	0%	0%	56%	57%	56%	53%	53%	53%	31%	30%	30%
PRUEBA # 2												
Δz	0	0	0	4	4	4	9	9	9	16	16	16
Q	0	0	0	32	32	32	49	49	49	68	68	68
Pd	25,9	26	26	24,5	24	24	17,9	18,1	18	7	8	8,1
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	0,625	0,625
H	59,83	60,06	60,06	56,60	55,44	55,44	41,35	41,81	41,58	17,59	19,19	19,42
N	0,46	0,46	0,45	0,78	0,78	0,78	0,97	0,97	0,97	1,12	1,12	1,12
η_P	0%	0%	0%	58%	57%	57%	53%	54%	53%	27%	30%	30%
PRUEBA #3												
Δz	0	0	0	4	4	4	9	9	9	17	17	17
Q	0	0	0	32	32	32	50	50	50	69	69	69
Pd	25	25	23	24	24	24,2	17,9	18,1	17,8	7,5	8	7,9
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,625	0,625	0,625
H	57,75	57,75	53,13	55,44	55,44	55,90	41,35	41,81	41,12	18,03	19,19	18,96
N	0,45	0,46	0,45	0,79	0,79	0,79	0,97	0,97	0,97	1,12	1,12	1,12
η_P	0%	0%	0%	57%	57%	58%	54%	55%	54%	28%	30%	30%

Impelente 3

PRUEBA #1												
	CERRADA			½ VUELTA (BAJO)			1 VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz	0	0	0	4	4	4	10	10	10	18	18	18
Q	0	0	0	34	34	34	53	53	53	72	72	72
Pd	25,2	25,7	25,1	24,8	24,5	24,2	19,9	19	20	9,8	9,9	10
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,875	1,875	1,875
H	58,21	59,37	57,98	57,29	56,60	55,90	45,97	43,89	46,20	24,77	25,00	25,23
N	0,46	0,45	0,46	0,77	0,78	0,77	1,01	1,00	1,00	1,24	1,24	1,24
η_P	0%	0%	0%	64%	62%	62%	61%	59%	62%	36%	36%	37%
PRUEBA # 2												
Δz	0	0	0	4	4	4	10	10	10	18	18	18
Q	0	0	0	33	33	33	53	53	53	72	72	72
Pd	25,2	25	25,1	24,3	24,3	24,1	19,8	19,9	20	9,1	9,1	9
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,875	1,875	1,875
H	58,21	57,75	57,98	56,13	56,13	55,67	45,74	45,97	46,20	23,15	23,15	22,92
N	0,45	0,45	0,45	0,77	0,77	0,76	1,00	0,99	1,00	1,24	1,25	1,24
η_P	0%	0%	0%	61%	61%	61%	61%	61%	62%	34%	34%	33%
PRUEBA #3												
Δz	0	0	0	3	3	3	10	10	10	21	21	21
Q	0	0	0	31	31	31	53	53	53	77	77	77
Pd	25,1	24,1	25,9	24,1	24,5	25	19,2	19,4	19,9	8,9	8,9	9,9
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,875	1,875	1,875
H	57,98	55,67	59,83	55,67	56,60	57,75	44,35	44,81	45,97	22,69	22,69	25,00
N	0,45	0,45	0,45	0,76	0,76	0,75	0,99	0,99	1,00	1,24	1,25	1,24
η_P	0%	0%	0%	57%	58%	60%	59%	60%	61%	36%	35%	39%

Impelente 2

PRUEBA #1												
	CERRADA			½ VUELTA (BAJO)			1 VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz	0	0	0	4	4	4	9	9	9	18	18	18
Q	0	0	0	36	36	36	52	52	52	71	71	71
Pd	26,5	26,1	25,9	23,9	23,7	24	18	18,1	18,5	7,5	7,9	7,1
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	1,25	1,25
H	61,22	60,29	59,83	55,21	54,75	55,44	41,58	41,81	42,74	18,74	19,67	17,82
N	0,46	0,46	0,46	0,80	0,80	0,80	0,99	0,99	0,98	1,13	1,13	1,13
η_P	0%	0%	0%	62%	61%	62%	55%	55%	57%	30%	31%	28%
PRUEBA # 2												
Δz	0	0	0	4	4	4	10	10	10	18	18	18
Q	0	0	0	32	32	32	53	53	53	71	71	71
Pd	25,5	26,1	25,7	24	24	24	18,5	18,5	18	8	7	6,9
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	1,25	1,25
H	58,91	60,29	59,37	55,44	55,44	55,44	42,74	42,74	41,58	19,90	17,59	17,36
N	0,46	0,46	0,46	0,79	0,78	0,77	0,99	0,99	0,99	1,12	1,12	1,13
η_P	0%	0%	0%	56%	57%	58%	57%	57%	56%	32%	28%	28%
PRUEBA #3												
Δz	0	0	0	5	5	5	10	10	10	19	19	19
Q	0	0	0	36	36	36	54	54	54	75	75	75
Pd	25,9	26	26	24	24	24	18	18,1	18	7,1	7,9	7
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	1,25	1,25
H	59,83	60,06	60,06	55,44	55,44	55,44	41,58	41,81	41,58	17,82	19,67	17,59
N	0,46	0,46	0,46	0,77	0,77	0,77	0,98	0,98	0,98	1,13	1,12	1,12
η_P	0%	0%	0%	65%	66%	65%	58%	58%	58%	30%	33%	30%

Impelente 5

PRUEBA #1												
	CERRADA			1 VUELTA (BAJO)			1 ½ VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz	0	0	0	10	10	10	12	12	12	20	20	20
Q	0	0	0	53	53	53	60	60	60	75	75	75
Pd	26,5	26,8	26,2	19	19,2	19,8	14,1	14,2	14,9	10	10	10,9
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H	61,22	61,91	60,52	43,89	44,35	45,74	32,57	32,80	34,42	23,10	23,10	25,18
N	0,44	0,44	0,44	0,90	0,90	0,90	0,94	0,94	0,94	1,09	1,08	1,08
η_P	0%	0%	0%	65%	66%	68%	52%	53%	55%	40%	40%	44%
PRUEBA # 2												
Δz	0	0	0	10	10	10	12	12	12	19	19	19
Q	0	0	0	53	53	53	59	59	59	74	74	74
Pd	26	25,7	26	19,5	19,8	19,8	13,8	13,9	13,5	11	11	10,5
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H	60,06	59,37	60,06	45,05	45,74	45,74	31,88	32,11	31,19	25,41	25,41	24,26
N	0,44	0,44	0,44	0,91	0,91	0,91	0,95	0,95	0,95	1,09	1,08	1,08
η_P	0%	0%	0%	66%	68%	67%	49%	50%	48%	44%	44%	42%
PRUEBA #3												
Δz	0	0	0	10	10	10	12	12	12	20	20	20
Q	0	0	0	53	53	53	59	59	59	75	75	75
Pd	26,2	26,2	25,5	19,8	19,2	19	13,5	14	13,2	10,2	10,5	10,5
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
H	60,52	60,52	58,91	45,74	44,35	43,89	31,19	32,34	30,49	23,56	24,26	24,26
N	0,44	0,44	0,44	0,92	0,92	0,92	0,95	0,95	0,96	1,08	1,08	1,09
η_P	0%	0%	0%	67%	65%	64%	49%	51%	48%	41%	42%	42%

Impelente 6

PRUEBA #1												
	CERRADA			½ VUELTA (BAJO)			1 VUELTA (MEDIO)			ABIERTA (ALTO)		
Δz	0	0	0	4	4	4	10	10	10	20	20	20
Q	0	0	0	32	32	32	53	53	53	77	77	77
Pd	24	23,8	24,5	22,9	23	23,2	17,9	17,8	17,8	8	8,5	8
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,875	1,25	1,875
H	55,44	54,98	56,60	52,90	53,13	53,59	41,35	41,12	41,12	20,61	21,05	20,61
N	0,43	0,43	0,43	0,68	0,68	0,67	0,89	0,88	0,89	1,05	1,05	1,05
η_P	0%	0%	0%	63%	63%	65%	63%	63%	63%	38%	39%	38%
PRUEBA # 2												
Δz	0	0	0	4	4	4	10	10	10	20	20	20
Q	0	0	0	33	33	33	54	54	54	76	76	76
Pd	24	23	23	22,1	22,1	22,4	17,9	18	17,9	8	8,1	8,7
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,25	1,25	1,25
H	55,44	53,13	53,13	51,05	51,05	51,74	41,35	41,58	41,35	19,90	20,13	21,52
N	0,42	0,42	0,42	0,69	0,69	0,69	0,88	0,88	0,87	1,05	1,05	1,04
η_P	0%	0%	0%	63%	62%	63%	64%	64%	64%	36%	37%	39%
PRUEBA #3												
Δz	0	0	0	10	9	9	14	14	14	21	21	19
Q	0	0	0	53	52	52	63	63	63	77	77	75
Pd	24	24,5	24	17	17,5	17,5	13,7	14	14	8	8,2	7,8
Ps	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,875	1,25	1,875
H	55,44	56,60	55,44	39,27	40,43	40,43	31,65	32,34	32,34	20,61	20,36	20,15
N	0,43	0,43	0,43	0,89	0,89	0,89	0,96	0,96	0,96	1,06	1,06	1,05
η_P	0%	0%	0%	58%	60%	61%	53%	54%	54%	38%	37%	37%

Anexo B Planos

Impelente IHM (Ver archivo Impelente IHM.pdf)

Impelente prototipo 1 (Ver archivo Impelente Prototipo 1.pdf)

Impelente prototipo 2 (Ver archivo Impelente Prototipo 2.pdf)

8 Bibliografía

- Anagnostopoulos. (2009). A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers the evolution of pumps design simulation. *Computer & Fluids* (38), 284-289.
- ASHRAE. (1999). *ASHRAE Handbook-HVAC Applications*. Atlanta: American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
- Bachus, L., & Custodio. (2003). *Know and Understand Centrifugal Pump*. Elsevier Ltd.
- Behnsnad. (2010). Taking a closer look at the S factor. *World Pumps* (8), 29-31.
- Belenguer. (01 de 04 de 2008). *Oil Production*. Recuperado el 15 de 03 de 2010, de http://www.oilproduction.net/cms/files/euler_turbobombas.pdf
- Cruz, C. J., & León, K. (2007). *Evaluación y diagnóstico para la optimización energética del sistema de circulación de agua fría en las embargaciones tipo nodriza fluvial* (Vol. I). Cartagena: COTECMAR.
- FLOWSERVE. (2006). *Pump Pocket Book*. FLOWSERVE COLOMBIA LTDA.
- Fox. (2008). *Applied regression analysis and generalized linear models*. SAGE Publications Inc.
- Girdhar P, M. O. (2005). *Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance*. Elsevier.
- Gorla, R. S., & Khan, A. A. (2005). *Turbomachinery: Design and Theory*. Taylor & Francis.
- Gulich, J. F. (2008). *Centrifugal pumps*. Springer-Verlag.
- Hydraulic Institute. (2009). A brief history of Pumps. *World Pumps Magazine* , 1.
- Hydraulic Institute. (2008). Pumps selection considerations. *World Pumps Magazine* , 38-39.
- Hydraulic Institute. (2006). Pumps systems matter part 1. *World Pumps Magazine* , 44-46.
- Hydraulic Institute. (2008). Select an energy eficiente centrifugal pump. *World Pumps Magazine* , 38-39.
- Hydraulic Institute. (2004). *Variable Speed Pumping: A guide to successful applications*. Hydraulic Institute.
- Karassik, I. (2008). *Pump Handbook. 4th edition*. Mc Graw Hill.
- Kaya D, A. E. (2008). Energy Efficiency in pumps. *Energy Conversion and Management* , *Enero* (49), 1662 1673.

- Khin C, M. M. (2008). Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump. *World Academy of Science, Engineering and Technology* , 2.3 (46), 422-429.
- Larralde, E., & Ocampo, R. (2010). Centrifugal pump selection process. *World Pumps* , February (2), 28-28.
- Lobanoff V, R. R. (1992). *Centrifugal Pumps Design & Application*. Gulf Professional Publishing an Imprint of Butterworth-Heinemann .
- Ma Z, W. S. (2008). Energy efficient control of variable speed pumps in complex central air-conditioning systems. *Energy and Buildings* (41), 197-205.
- Mataix. (2005). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas – Segunda edición*. Alfaomega Grupo Editor.
- Memardefzouli M, N. A. (2009). Experimental investigation or slip factors in centrifugal pumps. *Experimental thermal and fluid science* (33), 938-945.
- Monteagudo, J., & Sarría López, B. (2002). *Maquinas de Caudal Eficiencia en su aplicación*. Cienfuegos: Centro de estudios de energía y medio ambiente Facultad de Ingeniería Mecánica Universidad de Cienfuegos.
- Montesinos, V., & Monteverde, I. (2005). *Teoría y problemas resueltos de variable compleja*. Editorial de la UPV.
- Montgomery, D. C. (2005). *Diseños y análisis de experimentos*. Limusa, Wiley.
- Mustafa, G., & Yasar, P. (2005). Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle. *September*.
- Namakforoosh. (2005). *Metodología de la investigación. 2ª Ed* . LIMUSA Noriega editores.
- Nelik, L. (1999). *Centrifugal & Rotary Pumps: Fundamentals with applications*. CRC Press.
- Petchers. (2003). *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications: An Integrated Approach to Energy Resource Optimization*. The Fairmont Press Inc.
- Sarría, B., Lugo, R., Fajardo, J., Rodríguez, C., León, K., & Cruz, J. (2008). Diagnóstico energético del sistema de circulación de agua fría para el acondicionamiento del aire en buques tipo nodriza fluvial. *Ciencia y Tecnología de buques* , 43 - 54.
- Srinivasan. (2008). *Rotodynamics Pumps (Centrifugal and Axial)*. New Age International (P) Limited, Publisher.
- Stepanoff. (1957). *Centrifugal and Axial Flow Pump – Second Edition*. Wiley.

- Turton. (1994). *Rotodynamic Pump Design*. Cambridge University Press.
- Tuzson. (2000). *Centrifugal pump design*. John Wiley & Sons.
- Universitat Jaume I. (2005). *Aplicación de las leyes de semejanza en las maquinas hidráulicas*. Área de Mecánica de Fluidos del Departamento de Tecnología .
- Volk. (2005). *Pumps Characteristics and Applications 2nd Edition*. Taylor & Francis Group CRC Press.
- Whitesides. (2003). *PDHonline*. Retrieved 04 15, 2009, from Course M136:
<http://www.pdhonline.org/courses/m136/m136.htm>
- World Pumps. (2002). Do we know the attainable efficiency of centrifugal pumps better? *World Pumps* (424), 24-29.
- World Pumps. (1998). Life cycle cost analysis for pumping systems. *World Pumps* (383), 28-32.
- Wulfinghoff. (1999). Pump Energy Consumption. In *Energy Efficiency Manual* (pp. 327-329; 1148-1157). Energy Institute Press.
- Yaşar, P. M. (2005). Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle. *September*.
- Zubicaray. (2003). *Bombas Teoría, Diseño Y Aplicaciones 3ed*. LIMUSA Noriega editores.