



Facultad de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Diploma

Título: Desarrollo de metodología para el diseño hidráulico y mecánico de bombas centrífugas radiales y propuestas de modificación al modelo CRVL de la industria azucarera cubana.

Autor: Alexander González Yanes

Tutores: Dr. José P. Monteagudo Yanes

Ing. Antonio Santana Jiménez



Cienfuegos, 2010
Año 52 de la Revolución.



DECLARATORIA DE AUTORIDAD



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico.

Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellidos. Firma.

Cienfuegos, 1 de Julio de 2010.

Dr. Frank Hernández González.

Facultad de Ingeniería Mecánica.

Decano.

Asunto: Aval del Tutor al Trabajo de Diploma “*Desarrollo de metodología para el diseño hidráulico y mecánico de bombas centrífugas radiales y propuestas de modificación al modelo CRVL de la industria azucarera cubana.*” Del estudiante **Alexander González Yanes**.

Por el presente pongo en su conocimiento que el trabajo de referencia ha sido revisado y cumple con los requisitos exigidos en cuanto a la forma de elaboración del documento.

El mismo cumple también los objetivos planificados y es adecuada la fundamentación científica de su contenido para la presentación y defensa ante el tribunal indicado por la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Al tanto de sus indicaciones, queda,

Atentamente.

Tutor: Dr. José P. Monteagudo Yanes.

Agradecimientos

A mis padres que siempre me supieron guiar por el camino correcto.

A mi hermano por su preocupación por mis estudios.

A mis tutores por brindarme sus conocimientos y apoyo.

A mis suegros por su preocupación diaria por el estado de la tesis.

A mi esposa por su ayuda incondicional.

A Juan Pablo que desde muy lejos también dio su aporte.

Y a todos los que contribuyeron a que se llevara a cabo este trabajo.

A todos muchas gracias.

Dedicatoria

A mi familia, en especial a mis padres:

Porque para ellos este esfuerzo constituye la máxima expresión de

Satisfacción y orgullo de ser precisamente

Mis padres...

A mi hijo Haïsson y a mi hija que esta por nacer, ya que son

El fruto de todo mi esfuerzo y mi empeño por

Superarme en la vida...

Y por último, no por ser la menos importante, todo lo contrario:

A mi esposa Gretel, a quien le debo muchísimo de lo que

Soy actualmente...

Pensamiento

*Lo mínimo que te propongas
Será lo máximo que alcanzarás.*

Resumen

Resumen.

En la presente investigación se desarrolló una metodología para el diseño hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas radiales para el trasiego de agua y fluidos azucarados en la industria azucarera cubana, específicamente para el modelo CRVL. Introduciendo la misma en una hoja de cálculo de Excel que permite obtener los resultados de las principales dimensiones de este tipo de máquina de forma automatizada. Además se obtuvo, después del análisis realizado, la mejor alternativa para el rediseño de las mismas, con lo cuál se facilita el mantenimiento de este modelo de bombas, así como su sustitución en el menor tiempo posible. Esto permite eliminar los sistemas dobles de bombeo existentes en todos los ingenios azucareros del país en los procesos de menor importancia. Se realizó el estudio de factibilidad económica que implica dicha aplicación donde el costo de producción del nuevo prototipo es de \$2 046.80; pero a la vez con su implementación se logra un ahorro de \$ 3 527.31 por cada equipo de bombeo por cada zafra, además de disminuir el tiempo de mantenimiento en un 90%. Con todos estos resultados se le da cumplimiento a los objetivos del trabajo, señalando la gran importancia que el mismo presenta para la industria azucarara nacional.

Índice

Introducción	1
Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales	3
1.1 Evolución histórica de la producción, compra y desarrollo de bombas centrífugas para la industria azucarera nacional.....	3
1.2 Clasificación general de los equipos de bombeo.....	6
1.3 Clasificación de las bombas centrífugas según el tipo de flujo.....	7
1.3.1 Bombas centrífugas de flujo radial.....	7
1.3.2 Bombas centrífugas de flujo axial.....	7
1.3.3 Bombas centrífugas de flujo mixto.....	8
1.4 Clasificación de las bombas centrífugas según su tipo de álabe.....	8
1.4.1 Impulsores abiertos.....	9
1.4.2 Impulsores semiabierto.....	9
1.4.3 Impulsores cerrados.....	9
1.5 Clasificación de las bombas según la disposición del eje.....	10
1.5.1 Bombas horizontales.....	10
1.5.2 Bombas verticales.....	10
1.6 Elementos que conforman las bombas centrífugas.....	11
1.7 Selección de bombas centrífugas.....	14
1.7.1 Criterios técnicos para la selección de las bombas.....	15
1.7.2 Parámetros involucrados en la selección de una Bomba.....	16
1.8 Tendencias actuales en el diseño de equipos.....	21
1.9 Fases del diseño.....	21
1.10 Consideraciones de diseño.....	24
1.11 Principales fallos en bombas centrífugas.....	26
1.12 Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas.....	30

1.13 Sistemas de sellaje de las bombas centrífugas mediante empaquetaduras.....	30
1.14 Sistemas de sellaje de las bombas centrífugas mediante sellos mecánicos.....	34
1.15 Diseño de los sellos mecánicos.....	35
1.15.1 Equilibrado de los sellos mecánicos.....	36
1.16 Clasificación de los sellos mecánicos.....	38
1.16.1 Sellos mecánicos para altas y bajas temperaturas.....	40
<i>Conclusiones parciales.....</i>	41

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana..... 42

2.1 Desarrollo de metodología para el diseño hidráulico y mecánico de los impelentes, ejes y carcasas de las bombas centrífugas de la industria azucarera nacional.....	42
2.1.1 Determinar la velocidad específica (n_s).....	42
2.1.2 Determinación de la relación de diámetros ($\frac{D_2}{D_1}$).....	43
2.1.3 Cálculo del rendimiento volumétrico (η_v).....	43
2.1.4 Cálculo del diámetro reducido (D_{1r}).....	44
2.1.5 Cálculo del rendimiento hidráulico (η_h).....	44
2.1.6 Determinación del rendimiento mecánico (η_m).....	44
2.1.7 Cálculo del rendimiento total de la bomba (η_b).....	44
2.1.8 Comprobar el rendimiento total de la bomba.....	45
2.1.9 Cálculo de la potencia al eje de la bomba (N_b).....	45
2.1.10 Cálculo del momento torsor (Mt).....	45
2.1.11 Cálculo del diámetro del eje en la sección del impelente (d_i).....	45
2.1.12 Cálculo del momento flector (Mf).....	46
2.1.13 Cálculo del momento equivalente (Meq).....	46
2.1.14 Cálculo del diámetro del eje en la sección del rodamiento (d_r).....	46

2.1.15 Cálculo de las reacciones en los apoyos para la construcción de los diagramas de cortante, momento flector y momento torsor.	46
2.1.16 Cálculo de la sumatoria de fuerzas en el eje y:.....	46
2.1.17 Cálculo de la sumatoria de momentos respecto al punto B:	46
2.1.18 Cálculo del diámetro del cubo (d_{cub}).	47
2.1.19 Cálculo de la longitud del cubo (L_{cub}).	47
2.1.20 Cálculo del diámetro de entrada al impelente (D_1).	47
2.1.21 Cálculo de la velocidad tangencial a la entrada del impelente (U_1).	48
2.1.22 Cálculo de la velocidad de entrada del líquido al impelente (C_0).	48
2.1.23 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada del impelente (C_{1r}).	48
2.1.24 Cálculo del ángulo de entrada al impelente (β_1).	49
2.1.25 Cálculo del coeficiente de reducción de área a la entrada del impelente (K_{A1}).	49
2.1.26 Cálculo del ancho del impelente en la succión (b_1).	50
2.1.27 Determinación del ángulo de salida del impelente (β_2).	51
2.1.28 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida del impelente (C_{2r}).	51
2.1.29 Cálculo de la velocidad tangencial a la salida del impelente (U_2).	51
2.1.30 Cálculo comprobatorio del número de álabes (Z).	51
2.1.31 Recálculo del coeficiente de reducción de área a la entrada del impelente (K_{A1}). 51	
2.1.32 Recálculo del ancho del impelente en la succión (b_1).	52
2.1.33 Cálculo del coeficiente de reducción de área a la salida del impelente (K_{A2}).	52
2.1.34 Cálculo del ancho del impelente en la descarga (b_2).	52
2.1.35 Trazado de los álabes.	53
2.1.36 Cálculo y trazado de la voluta.	53
2.1.37 Cálculo y trazado del difusor.	55

2.1.38 Cálculo del radio de la lengüeta (R_L).....	56
2.1.39 Cálculo del árbol de la bomba.....	56
2.2 Nuevo esquema de análisis y método de cálculo para racionalizar el consumo de metal en árboles de bombas centrífugas.	62
2.3 Implementación de la metodología de cálculos hidráulicos y mecánicos de los impelentes, ejes y carcasas de las bombas centrífugas propuestas en Excel.....	70
2.4 Comprobación de la efectividad del cálculo con diferentes prototipos nacionales.	70
<i>Conclusiones parciales</i>	72
Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana	75
3.1 Planteamiento del problema.	75
3.2 Características técnicas de los equipos de bombeo centrífugas.	75
3.3 Análisis y desarrollo de las propuestas de modificación.	76
3.3.1 Propuesta de modificación de la voluta para el desarme posterior.....	77
3.3.2 Propuesta de modificación de la voluta, la base del pedestal, el tipo de acoplamiento y adaptación de sellos mecánicos.	78
3.3.3 Propuesta modificación de la voluta, el acoplamiento y la base del pedestal igual que en el caso anterior, pero esta vez para utilizar el sello mecánico CONVERTOR.	88
3.4 Evaluación del impacto económico de las propuestas de proyectos.	91
3.4.1 Análisis económico del sistema doble de bombeo.	91
3.4.2 Análisis económico de las propuestas de modificación.	93
3.4.3 Análisis económico de las diferentes alternativas para el rediseño de las bombas desde el punto de vista de eficiencia energética.....	94
3.4.4 Otro elemento de significativa importancia que contribuye a la eficiencia energética de los sistemas de bombeos es el uso de variadores de velocidad por frecuencia.	100
<i>Conclusiones parciales</i>	101
Conclusiones	102
Recomendaciones	105

Bibliografía	105
Anexos	108

Simbología

Simbología.

n - Frecuencia de rotación del motor (rpm).

Q - Caudal que debe suministrar la bomba (m^3/s).

H - Carga o altura de elevación de la bomba (m).

n_s - Velocidad específica (Adimensional).

D_{1r} - Diámetro reducido (m).

η_V - Rendimiento volumétrico de la bomba (%).

η_h - Rendimiento hidráulico de la bomba (%).

η_m - Rendimiento mecánico de la bomba (%).

η_b - Rendimiento total de la bomba (%).

ρ - Densidad (Kg/m^3).

g - Aceleración de la gravedad (m/s^2).

N_b - Potencia al eje de la bomba (Kw).

d_r - Diámetro del eje en la sección del impelente (m).

$[\tau]_{adm}$ - Tensión admisible del material (Ver Anexo 1) (Pa).

M_t - Momento torsor (N-m).

M_f - Momento flector (N-m).

d_r - Diámetro del eje en la sección del rodamiento (m).

M_{eq} - Momento equivalente (N-m).

$[\sigma]^1$ - Tensión admisible a cortante del material (Pa).

d_{cub} - Diámetro del cubo (m).

L_{cub} - Longitud del cubo (m).

D_1 - Diámetro de entrada al impelente (m).

ε - Coeficiente que tiene en cuenta las condiciones de entrada del fluido al impelente (Adimensional), y factor de escala (Tabla 64 Página 533 D. RESHETOV) (m).

C_{0r} - Velocidad de entrada del líquido al impelente (m/s).

$K_{C_{1r}}$ - Coeficiente para determinar la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada del impelente (Ver Figura 2.7) (Adimensional).

$K_{C_{2r}}$ - Coeficiente para determinar la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida del impelente (Ver Figura 2.7) (Adimensional).

β - Coeficiente de endurecimiento con endurecimiento superficial (Tabla 72 Página 538 D. RESHETOV) (Adimensional).

β_1 - Ángulo de entrada al impelente en ($^{\circ}$).

C_{1r} - Componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada del impelente (m/s).

U_1 - Velocidad tangencial a la entrada del impelente (m/s).

t_1 - Paso entre álabes a la entrada de la corona (Adimensional).

Z - Número de álabes del impelente (Adimensional).

$\delta\omega_1$ - Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro D_1 (m).

K_{A1} - Coeficiente de reducción de área a la entrada del impelente (Adimensional).

δ - Espesor de los álabes (m).

b_1 - Ancho del impelente en la succión (m).

A_1 - Área de la succión (m^2).

β_2 - Ángulo de salida del impelente ($^{\circ}$).

C_{2r} - Componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida del impelente (m/s).

U_2 - Velocidad tangencial a la salida del impelente (m/s).

β_m - Ángulo medio entre la entrada y la salida del impelente ($^{\circ}$).

K_{A2} - Coeficiente de reducción de área a la salida del impelente (Adimensional).

t_2 - Paso entre álabes a la salida de la corona (Adimensional).

D_2 - Diámetro de salida del impelente (m).

δw_2 - Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro D_2 (m).

b_2 - Ancho del impelente en la descarga (m).

A_2 - Área de la descarga (m^2).

P_i - Peso del impelente (Kg).

a - Distancia entre el impelente y el rodamiento delantero, y ancho del álabe del impelente (m).

F_r - Fuerza radial (N).

F_a - Fuerza axial (N).

b - Distancia entre rodamientos, y ancho de la chaveta (m).

R_2 - Radio exterior del impelente (m).

R_i - Radio interior de la voluta (m).

D_S - Diámetro interior de salida del difusor (m).

φ - Ángulo que forma el cono del difusor ($^{\circ}$).

h_D - Altura del difusor (m).

D_e - Diámetro de entrada del difusor (m).

R_L - Radio de la lengüeta (m).

F_{rQ} - Fuerza radial del flujo (N).

F_{rW} - Fuerza radial del peso del impelente (N).

W_{discos} - Peso de los discos del impelente (N).

$W_{álabes}$ - Peso de los álabes del impelente (N).

M_{discos} - Masa de los discos del impelente (Kgf).

V_{discos} - Volumen de los discos del impelente (m^3).

δ_{disco} - Espesor de los discos del impelente (m).

$M_{álabes}$ - Masa de los álabes del impelente (Kgf).

$V_{álabes}$ - Volumen de los álabes del impelente (m^3).

$\delta_{álabes}$ - Espesor de los álabes del impelente (m).

h- Altura de los álabes del impelente, y altura de la chaveta (m).

$[\sigma]_{ap}$ - Tensión permisible al aplastamiento (Ver Anexo 1) (Pa).

$[\tau]_{ch}$ - Tensión permisible a cortante (Ver Anexo 1) (Pa).

L_{ch} - Longitud de la chaveta (m).

L_{aplast} - Longitud de la chaveta al aplastamiento (m).

L_c - Longitud de la chaveta a cortante (m).

n_σ - Coeficiente de seguridad para las tensiones normales (ausencia de torsión).

n_τ - Coeficiente de seguridad para las tensiones tangenciales (ausencia de flexión).

Ψ_σ - Coeficiente que caracteriza la sensibilidad del material (Adimensional).

σ_{-1} - Límite de resistencia a la fatiga (Pa).

K_σ - Coeficiente de concentración de tensiones en la transición escalonada (Tabla 65 Página 533 D. RESHETOV) (Adimensional).

t - Profundidad de la chaveta (m).

σ_u - Tensión de rotura del material (Ver Anexo 1) (Pa).

σ_f - Tensión de fluencia del material (Ver Anexo 1) (Pa).

σ_a - Amplitud de las tensiones (Adimensional).

Introducción

Introducción.

De todos los tipos de bombas se puede decir que las centrífugas son las más utilizadas en la industria. Se utilizan para desplazar líquidos a través de un sistema de tuberías, accionadas principalmente por motores eléctricos o de combustión interna.

Estas bombas crean un flujo utilizando la energía cinética de un rodete giratorio para generar el movimiento del fluido. La eficiencia de una bomba centrífuga depende del rendimiento de este rodete.

En la actualidad nuestra industria azucarera tiene equipamiento en los ingenios azucareros que son copias de diseños de fundición de la década del 50 y como se puede apreciar es una tecnología atrasada.

Las bombas centrífugas radiales 5 CRVL se encuentran en funcionamiento en los ingenios de la provincia de Cienfuegos y es uno de esos equipos que se fabricó en Cuba en los años 50 a partir de modelos de bombas norteamericanas. Existen otros tipos de bombas CRVL, que van desde la 2 CRVL hasta la 6 CRVL, todas teniendo gran utilidad en los ingenios de nuestro país y tienen como objetivo impulsar agua o líquidos azucarados como jugo clarificado y también lechada de cal.

Es por ello que el presente trabajo se titula:

“Desarrollo de metodología para el diseño hidráulico y mecánico de bombas centrífugas radiales y propuestas de modificación al modelo CRVL de la industria azucarera cubana.”

Problema: Las empresas nacionales proceden al diseño y construcción de bombas centrífugas a partir de copias de modelos extranjeros, no llegando siempre a satisfacer adecuadamente las exigencias técnicas solicitadas por las empresas.

Hipótesis: El desarrollo de una metodología para el diseño y construcción de bombas centrífugas, y las propuestas de cambio de diseño al modelo de bombas CRVL

posibilita reducir los costos de explotación y lograr diseños más acordes a las exigencias técnicas nacionales.

Objetivo General: Lograr el desarrollo de una metodología para el diseño hidráulico y mecánico de bombas centrífugas para la industria azucarera nacional.

Objetivos Específicos:

1. Estudiar las tendencias actuales en el desarrollo de las bombas centrífugas radiales.
2. Desarrollar una metodología para los diseños hidráulicos y mecánicos de bombas centrífugas para agua y fluidos azucarados de baja viscosidad y densidad.
3. Elaborar un algoritmo de cálculo que permita el cálculo automatizado de estos tipos de máquinas.
4. Elaboración de nuevas propuestas para el rediseño de este tipo de bombas.
5. Evaluación económica de los proyectos.

La investigación se estructura de la siguiente manera:

Capítulo I: Donde se aborda sobre las tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Capítulo II: Donde se desarrolla una metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico para las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana, la cuál se implementa en una hoja de cálculo en Excel que permite realizar los cálculos de los parámetros principales para el dimensionamiento de forma automatizada.

Capítulo III: Donde se analizan distintas variantes para el desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana, con el objetivo de mejorar los prototipos existentes tanto desde el punto de vista del diseño mecánico como desde el punto de vista de la eficiencia energética.

Capítulo I

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1.1 Evolución histórica de la producción, compra y desarrollo de bombas centrífugas para la industria azucarera nacional.

La industria azucarera cubana en su expansión en las décadas del 20 y del 30 del siglo pasado se satisface de equipamiento industrial prácticamente en su totalidad desde los Estados Unidos.

Se establecen en Cuba las firmas más sólidas en las líneas de bombas industriales y que ofertan materiales más adecuados a la agresividad de los fluidos operados.

La crisis económica de la década de los 30 y el inicio y posterior desarrollo de la segunda guerra mundial reduce drásticamente el capital de trabajo y la capacidad de suministro de equipamiento industrial azucarero a nivel mundial.

Como respuesta lógica a la incertidumbre del suministro industrial en los talleres y fundiciones existentes en Cuba se inicia la construcción de bombas a partir de los diseños disponibles y de más fácil construcción.

Ya en la década de los 50 se construyen en Cuba algunas líneas de bombas agrícolas e industriales concentrándose en los talleres de Unión de Reyes, Sagua la Grande, Manzanillo y en La Habana los principales suministradores. Adicionalmente en algunos centrales azucareros que disponen de fundiciones y talleres de maquinado adecuados, se producen componentes y piezas de reposición y bombas completas a partir de sus necesidades específicas.

El 6 de agosto de 1960 se consolida la nacionalización de la industria azucarera cubana. De inmediato se establecen restricciones financieras y de comercialización por parte de los suministradores de Estados Unidos con Cuba y se inicia un deterioro sensible en el equipamiento industrial existente procedente de los Estados

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Unidos y aun más significativo en las líneas de bombeo en consideración a la agresividad de los fluidos manipulados.

Aunque se da inicio a la diversificación del suministro de bombas en mercados europeos, asiáticos y a partir de los años 60 con el campo socialista en líneas específicas, la demora del suministro del equipamiento de bombeo impone una solución de reposición a partir del potencial constructivo nacional y de inmediato se procede a una evaluación de factibilidad productiva, disponibilidad de las capacidades, tipos de servicios a satisfacer, unificación de modelos y capacidad de los talleres para la ejecución de fundiciones y maquinados.

Estas soluciones se imponen con rapidez y se desarrollan en dos etapas, la primera que abarca desde 1960-1980 se inicia con la evaluación de suministros de equipos de bombeo y su producción a nivel nacional, y una segunda etapa que se desarrolla desde 1980-2000 en función de las nuevas condiciones de operación industrial, mantenimiento en operación, costos de operación y mantenimiento de fábricas, materiales más adecuados y soluciones de ingeniería actualizadas.

Tabla 1.1: Objetivos, decisiones y resultados de la primera etapa.

Primera etapa (1960-1980).	
Objetivos:	Decisiones y resultados:
Determinación de equipos producidos en las fundiciones nacionales antes de 1962.	Se decide tomar como línea básica de equipos de bombeo universales la semejante con la Ingersoll Rand. En los rangos de 1" a 8". Estas actualmente se conocen como CRVL.
Inventario de las líneas y bombas instaladas en los centrales.	Se agrega la producción de bombas tipo Mirless Watson con impelentes abiertos, y para servicios de manipulación de mieles las bombas rotativas tipo Mirless Watson de 4", 6"8"y 10".
Determinación de los criterios de fiabilidad del equipamiento utilizado y de los materiales más idóneos a emplear.	Con criterios semejantes de factibilidad y fiabilidad para los servicios de jugos a calentadores en los rangos de 600 a 2000 g.p.m. se producen bombas semejantes a las de la línea Allis Chalmers y las bombas Peerles.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Rangos de capacidad y carga en los equipos de bombeo fundamentales a construir.	Se decide producir bombas de 6 000, 8 000, 10 000, y 12 000 g.p.m.
Creación de un índice de capacidad en equipos de bombeo para servicio universal para la industria azucarera cubana.	Se inicia la producción de bombas rotativas de vacío semejantes a las Nash de 800, 1 500, y 3 000 (Pies cúbicos por minuto).
Determinación de los talleres nacionales y locales para las fundiciones, maquinados de componentes y de bombas de producción nacional.	Se establece una sólida producción de bombas nacionales solo para servicios muy específicos. Se adquieren bombas industriales en mercados externos quedando un 80% del servicio universal por la producción nacional.

Fuente: (MINAZ, 2009).

Tabla 1.2: Objetivos, decisiones y resultados de la segunda etapa.

Segunda etapa (1980-2000).	
Objetivos:	Decisiones y resultados:
Imponer cambios significativos en el equipamiento de bombeo básico en las fábricas según las nuevas condiciones de operación en los esquemas tecnológicos.	Por sus cualidades y actualización se impone la ejecución del diseño de bombas denominadas como: back-pull-on, de coupling extendidos y con aplicaciones de sellos mecánicos, y rodamientos pesados.
Disminuir los costos de operación y mantenimientos al máximo en el actual equipamiento de bombeo y hacer más viable sus reparaciones y manipulaciones.	Para jugos de maceración e integral se imponen los impelentes de flujo mínimo y de impelentes abiertos para sólidos en suspensión.
Se requiere mayor calidad en la producción de bombas y de sus repuestos básicos.	Entre 1988 a 1996 a partir de las bombas disponibles KSB de 2", 3", 4", 6" y 8" se desarrollan diseños de soportes, impelentes, volutas, y demás componentes del equipamiento, confeccionándose juegos de planos completos entregándose posteriormente a la dirección de la empresas mecánicas.
Extender la capacitación, disponibilidad de recursos técnicos y de izaje para el personal de operación y mantenimiento y de los repuestos del equipamiento.	Soportes unificados para 3 - 4 modelos. Materiales de hierro fundido, bronce, acero inoxidable según las utilidades. Soporte técnico de referencia según norma ISO 2858 y procesos químicos semejantes a KSB.

Fuente: (MINAZ, 2009).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1.2 Clasificación general de los equipos de bombeo.

Las bombas son máquinas hidráulicas que transfieren energía al fluido con la finalidad de transportarlo desde un punto a otro. Reciben energía de una fuente motora cualquiera y entregan parte de esta energía al fluido en forma de energía de presión, energía cinética o ambas, es decir, aumentan la presión del líquido, la velocidad o ambas.

Las principales formas de accionamiento son:

- motores eléctricos (forma más usual)
- motores de combustión interna (por ejemplo: Diesel, muy utilizado en sistemas de riego y bombas para red de incendio)
- turbinas (en su gran mayoría, turbinas a vapor)

No existe una terminología homogénea sobre bombas, pues existen varios criterios para designarlas; para nuestros efectos, las clasificaremos en dos grandes categorías:

- a) Bombas volumétricas o de desplazamiento positivo.
- b) Bombas centrífugas (también llamadas Turbo-bombas).

Al contrario de las bombas centrífugas, las bombas de desplazamiento positivo tienen por característica de funcionamiento la transferencia directa de energía mecánica entregada por una fuente motriz en energía potencial (energía de presión). Esta transferencia se obtiene por el movimiento de una pieza mecánica en la bomba, la que obliga al fluido a ejecutar el mismo movimiento que este produce.

Las bombas centrífugas tienen un rotor de paletas giratorio sumergido en el líquido. El líquido entra en la bomba cerca del eje del rotor, y las paletas lo arrastran hacia sus extremos a alta presión. El rotor también proporciona al líquido una velocidad relativamente alta que puede transformarse en presión en la parte estacionaria de la bomba, conocida como difusor.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1.3 Clasificación de las bombas centrífugas según el tipo de flujo.

En función de la trayectoria del fluido, las bombas centrífugas se pueden clasificar en bombas centrífugas de flujo axial, bombas centrífugas de flujo radial y bombas centrífugas de flujo mixto (Ver figura 1.2).

1.3.1 Bombas centrífugas de flujo radial.

Las bombas centrífugas radiales tienen el rodete con los álabes dispuestos en forma radial. Este rodete envía con una fuerza centrífuga el flujo del fluido en dirección radial hacia la periferia de éste. La carga de velocidad es convertida a carga de presión en la descarga de la bomba. Por lo general, los álabes (aletas) de estos rodetes están curvados hacia atrás. El rodete radial ha sido el tipo más comúnmente usado.

1.3.2 Bombas centrífugas de flujo axial.

Las bombas centrífugas de flujo axial se utilizan cuando hay que elevar un gran caudal a pequeña altura. Por esto, sus principales campos de empleo son los regadíos, el drenaje de terrenos y la manipulación de aguas residuales. El rendimiento de esta bomba es comparable al de la centrífuga. Por su mayor velocidad relativa permite que la unidad motriz y la de bombeo sean más pequeñas y por tanto más baratas. La altura máxima de funcionamiento oscila entre 30 y 40 pies. Sin embargo, es posible conseguir mayores cargas mediante 2 ó 3 escalonamientos, pero este procedimiento raramente resulta económico. Para grandes bombas se adopta generalmente el montaje vertical, pasando el eje por el centro de la tubería.

Para evitar la creación de condiciones favorables al destructivo fenómeno de cavitación, la bomba de flujo axial se ha de proyectar para poca altura de aspiración. De hecho, es preferible adoptar en la que el rodete permanezca siempre sumergido, ya que así la bomba estará siempre cebada y lista para comenzar a funcionar.

1.3.3 Bombas centrífugas de flujo mixto.

La bomba de flujo mixto ocupa una posición intermedia entre la centrífuga de flujo radial y la de flujo axial. El flujo es en parte radial y en parte axial, siendo la forma del rodete acorde con ello.

La trayectoria de una partícula de fluido es una hélice cónica. La carga de impulsión que se consigue puede ser hasta de 80 pies por rodete, teniendo la ventaja sobre la bomba axial de que la potencia que ha de suministrar el motor es casi constante aunque se produzcan variaciones considerables de la carga. La recuperación de la carga de presión se consigue mediante un difusor, un caracol o una combinación de ambos.

Los cambios de las características de los rodetes tipo radial con respecto a los de tipo axial son, respectivamente, de carga grande y flujo moderado a flujo extremadamente grande y carga baja.

1.4 Clasificación de las bombas centrífugas según su tipo de álabe.

Teniendo en cuenta su diseño mecánico o estructural, se pueden distinguir tres tipos de impulsores:

- a) De álabes aislados (abiertos).
- b) Con una pared o disco lateral de apoyo (semiabierto).
- c) Con ambas paredes laterales (cerrados).

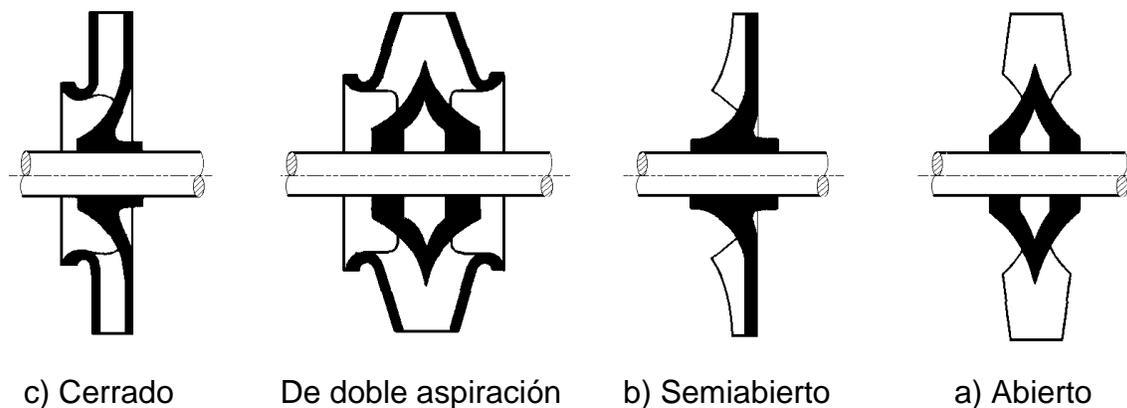


Figura 1.1: Tipos de impulsores. Fuente: (Torres, 2009).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1.4.1 Impulsores abiertos.

En un impulsor abierto, los álabes se fijan directamente al centro del impelente y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas (Ver figura 1.1 a)). Esta construcción es mecánicamente débil, por el largo voladizo en que trabajan los álabes, por lo que estos impulsores disponen siempre de una fracción de pared posterior para dar a los álabes la rigidez necesaria. En la práctica no se hace distinción entre impulsores abiertos y semiabiertos, designando a ambos como abiertos, en oposición a los cerrados. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

1.4.2 Impulsores semiabierto.

Los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales (Ver figura 1.1 b)). Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0,3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido por lo que con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.

1.4.3 Impulsores cerrados.

Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior (Ver figura 1.1 c)). El estrecho margen de tolerancias existente es para evitar las fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración, éstas suelen ser axiales y están constituidas por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno estacionario montado en el cuerpo y el otro que gira montado en el impulsor.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

Los impulsores cerrados pueden resistir mucho mejor cualquier flexión del eje, o contracciones y dilataciones mayores de las previstas, por lo que son más adecuados para servicios de altas temperaturas. Tienen la desventaja de que sus canales son normalmente inaccesibles para cualquier tipo de mecanizado, lo que exige métodos constructivos especiales, más difíciles, con modelos más complicados que en los abiertos. Hidráulicamente, el rozamiento del disco al tener el impulsor dos paredes, es el doble que en los abiertos, pero las pérdidas por fugas son menores.

1.5 Clasificación de las bombas según la disposición del eje.

El eje de rotación de una bomba puede ser horizontal o vertical, (rara vez inclinado). De esta disposición se derivan diferencias estructurales en la construcción de las bombas que a veces son importantes, por lo que también las aplicaciones de los dos tipos de construcción suelen ser, a menudo, distintas y bien definidas.

1.5.1 Bombas horizontales.

La disposición del eje de giro horizontal presupone que la bomba y el motor se hallan a la misma altura; éste tipo de bombas se utiliza para funcionamiento en seco, exterior al líquido bombeado que llega a la bomba por medio de una tubería de aspiración.

1.5.2 Bombas verticales.

Las bombas con eje de giro en posición vertical tienen, casi siempre, el motor a un nivel superior al de la bomba, por lo que es posible, al contrario que en las horizontales, que la bomba trabaje rodeada por el líquido a bombear, estando, sin embargo, el motor por encima de éste.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.



Figura 1.2: Clasificación de las bombas centrífugas. Fuente: (Elaboración propia).

1.6 Elementos que conforman las bombas centrífugas.

Las partes principales que conforman las bombas centrífugas son las que aparecen en la figura 1.3 a continuación se detallan algunas particularidades del funcionamiento de las mismas.

- a) Una tubería de aspiración, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- b) Un impulsor o rodete, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas según la misión que vaya a desarrollar la bomba. Estos álabes giran dentro de una carcasa circular. El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo este la parte móvil de la bomba.

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, en las bombas centrífugas, o permaneciendo axial en las axiales, acelerándose y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo estas partículas proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando así una altura dinámica, de tal forma que las partículas abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

c) La voluta es una parte fija que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión.

Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba.

La voluta es también un transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete.

En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una corona directriz de álabes que guía al líquido antes de introducirlo en la voluta.

d) Una tubería de impulsión, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba.

Éste es, en general, el funcionamiento de una bomba centrífuga aunque existen distintos tipos y variantes.

La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvando que el proceso energético es inverso; en las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma, en parte, en presión, lográndose así su desplazamiento y posterior elevación.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

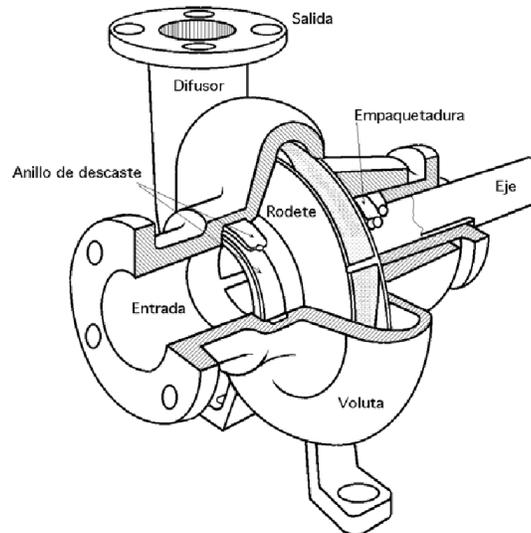


Figura 1.3 Partes principales de una bomba centrífuga. Fuente: (Renedo, 2010).

La misión de las bombas centrífugas es mover un cierto volumen de líquido entre dos niveles, por tanto son máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico.

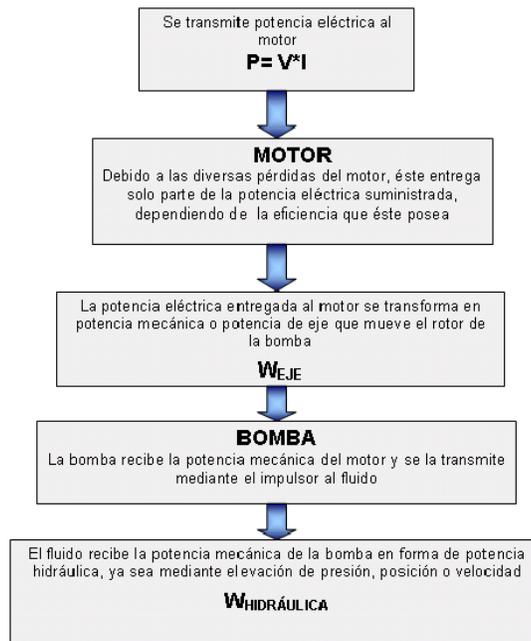


Figura 1.4: Esquema de potencia de una bomba centrífuga. Fuente: (Elaboración propia).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1.7 Selección de bombas centrífugas.

Para realizar una correcta selección de una bomba centrífuga es necesario conocer los requerimientos del servicio (carga y capacidad) para condiciones normales de operación, las características del fluido a bombear (temperatura, densidad, propiedades corrosivas y erosivas, toxicidad, etcétera), condiciones de instalación (carga de succión), condiciones de operación (trabajo continuo, intermitente o esporádico), posibilidades de trabajar bajo sobrecargas (por encima de las condiciones normales de operación), etcétera.

Basado en estos datos se realiza la selección de la bomba, ocurriendo generalmente que más de un tipo de bomba puede satisfacer estas condiciones de servicio. Debe entonces pasarse al análisis de los restantes factores para tomar una decisión final.

Las condiciones de explotación, por ejemplo, pueden resultar un factor decisivo para determinar el costo inicial de la bomba y su costo de explotación. Es evidente que una bomba que posea un buen diseño y esté construida con gran precisión, debe poseer un costo inicial elevado, pero un alto rendimiento y seguridad en su trabajo; será aconsejable su empleo para un uso continuo y seguro. Si por el contrario se necesita una bomba para un uso esporádico, será más conveniente emplear una bomba cuyo costo inicial sea menor aunque su explotación (por su menor tiempo de uso), sea más costoso (menor rendimiento y mayor costo de mantenimiento).

La temperatura del fluido es otro factor importante a considerar. Generalmente, el fabricante de bombas establece la temperatura máxima de operación de la bomba, ya que la temperatura del fluido además de limitar la operación de la bomba desde el punto de vista de la cavitación, lo cual puede obligar a la instalación de una carga neta positiva en la succión de la bomba, también puede producir dilataciones térmicas inadmisibles en los elementos de la bomba, fundamentalmente en el sello y en los apoyos del eje, lo cuál obliga a la selección de una bomba provista de sistemas de enfriamiento.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Los fluidos agresivos requieren una cuidadosa selección de los materiales de la bomba o de revestimientos especiales como el teflón u otro material similar resistente a la erosión y corrosión de los materiales bombeados.

Cuando el fluido bombeado presenta sólidos en suspensión, en dependencia del tipo y dimensiones de éstos, será necesario que los impelentes sean del tipo abierto o semiabierto, o de los denominados intupibles. (Páez, 1995).

1.7.1 Criterios técnicos para la selección de las bombas.

En la selección de una máquina de flujo están involucrados varios parámetros y consideraciones. Una selección inadecuada puede conducir a consecuencias tales como el sobredimensionamiento de la máquina para el sistema analizado. Esto en algunos casos conduce a una degradación de la energía durante la operación.

La vía más idónea para una correcta selección es la previa investigación en relación con el trabajo requerido por el sistema y los múltiples tipos de bombas para después analizar la aplicación con el proveedor de la bomba.

Cuando las bombas tienen la succión en recipientes, tambores o domos y con altura variable del líquido encima de la bomba, el especialista en bombas debe encontrar la altura óptima para un trabajo eficiente de la máquina y debe coordinar con los diseñadores de los recipientes. En caso de que la bomba se vaya a instalar en una fosa, es necesario incluir como factor a tener en cuenta el tamaño de la misma, los requisitos del flujo a la entrada de la bomba y la misma ubicación de esta en la fosa.

Cuando la pérdida de energía por fricción en un aparato o sistema de tubería es una parte considerable de la carga total requerida, puede influir en cierta medida en la selección de la caída de presión permisible. Si se trata de ahorrar en la inversión inicial el diseñador puede proyectarla de un diámetro que provoque una caída de presión considerable. Esto por supuesto conduce a un incremento de los gastos de potencia y por tanto de una bomba de mayor tamaño lo cual implica incremento de los costos totales.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Los líquidos volátiles, con altas temperaturas, con viscosidad variable, las soluciones pastosas y cristalinas requieren de métodos de selección más rigurosos. Se debe tener en cuenta bombas de eje vertical u horizontal junto con el tipo de la misma. El tipo de material compatible con el tipo de fluido es también un requisito importante a tener en cuenta. Los tipos de unidades motrices, sus mecanismos, acoplamientos, engranes y sellos también intervienen en la selección final. Se deduce por lo anterior que este trabajo requiere de una relación muy estrecha entre el usuario y el proveedor.

1.7.2 Parámetros involucrados en la selección de una Bomba.

Según lo expuesto anteriormente el primer paso en la elección de una bomba es concluir el diseño del sistema de conducción, es decir, el sistema por donde circulará el fluido en el cual se instalará la máquina que debe cumplir los requisitos del sistema en cuanto a flujo y carga.

Se infiere por tanto que es necesario reunir la siguiente información antes de elegir la bomba:

1. Diseño detallado (incluyendo configuración y tamaño) del sistema de conducción, en el que se incluyan todas las conexiones, válvulas, reguladores, intercambiadores de calor, filtros, etcétera.
2. Flujo (o gasto) máximo y variaciones que pueden esperarse.
3. Carga total de la bomba.
4. Naturaleza del líquido a bombear. Características físicas del fluido (densidad, viscosidad, tendencias a la corrosión y a la erosión).
5. Selección del material de las distintas partes y piezas.
6. Localización exacta de la bomba en el sistema de fluido, incluyendo su altura o elevación. Limitaciones de espacio, peso y posición.
7. Las condiciones del lado de la succión. Presión y temperatura del fluido al principio del sistema (succión o aspiración).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

8. Las condiciones en el lado de la descarga. Presión y temperatura del fluido requeridas al final del sistema (descarga).

9. Condiciones ambientales.

10. Valoración técnico- económica de la selección.

A continuación se hace un análisis de algunos de los factores anteriores.

- Diseño del sistema.

Tiene como objetivo definir completamente la configuración del sistema de conducción incluyendo lo siguiente:

- ✚ Tamaños y tipos de tubería.
- ✚ Ubicación de la bomba.
- ✚ Longitud de la tubería para todas las partes del sistema.
- ✚ Válvulas y accesorios.

En los manuales de hidráulica se muestran los calibres de tuberías y sus dimensiones características, así como los tipos más comunes de accesorios y válvulas y los métodos para determinar los coeficientes de pérdidas de los mismos.

Durante el diseño se debe prestar atención a la selección de los accesorios y válvulas de forma que éstas sean las adecuadas para las funciones asignadas y tratando de que no se introduzcan pérdidas innecesarias.

- Satisfacción de las demandas de carga y flujo.

La valoración del cumplimiento de este factor no resulta complejo y puede desarrollarse a partir de las características de las máquinas dadas por los fabricantes. En primera instancia se elige el tipo de máquina a emplear de acuerdo a los requerimientos de flujo y carga. Posteriormente en gráficos de las características de cada tipo de máquina se selecciona cual modelo es el idóneo. Estas curvas características pueden tener dos formas:

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1. *Características Convencionales.* Se presentan en forma de curvas de carga (H), potencia (N) y eficiencia (η) en función del flujo.

2. *Gráficos de Regiones de Trabajo.* Son gráficos de carga en función del flujo donde se muestra para un tipo de bomba sus características para distintas R.P.M. así como las curvas para los diferentes valores de rendimiento.

- Naturaleza del fluido a bombear.

Las propiedades del fluido determinan:

- ✚ Si una bomba es idónea para manipular un fluido o no.
- ✚ La preferencia por la selección de un tipo de bomba cuando las propiedades del fluido son particularmente definidas.
- ✚ El comportamiento real de la bomba al trasegar este fluido.
- ✚ Las modificaciones en los detalles del diseño para un funcionamiento eficaz.

En la tabla 1.3 se da una guía para la selección acuerdo al fluido.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Tabla 1.3: Selección de la bomba de acuerdo al flujo de trabajo.

TIPO DE BOMBA	FLUIDOS LIMPIOS				FLUIDOS CONTAMINADO				Pastas papeleras	Pastas y grasa	Fluidos delicados
	Agua y soluciones acuosas	Aceites	Aceites viscosos	Muy viscosos	Sólidos blandos	Sólidos fibrosos	Sólidos abrasivos	Sólidos delicados.			
CENTRÍFUGAS											
Estándar	E	S	L	X	L	X	X	X	X	X	X
Revestida.	E	S	L	X	S	-	S	-	-	-	X
Inatascable	L	L	L	X	S	S	S	L	S	L	X
Sin alabes.	-	-	-	X	S	S	L	E	L	-	X
Auto cebante	E	S	-	X	L	-	-	-	-	-	X
Multicelular	E	S	-	X	-	-	-	-	-	-	X
REGENERATIVA	E	S	X	X	X	X	X	X	X	X	X
FLUJO MIXTO	E	S	-	-	L	-	-	-	-	-	-
FLUJO AXIAL	E	S	-	-	L	-	-	-	-	-	-
ALTERNATIVA											
De pistón	E	E	S	S	L	L	L	X	L	L	X
De embudo buzo	E	E	S	L	-	-	X	X	L	L	L
De pistón radial	L	E	S	L	-	-	X	X	-	-	-
ROTATIVA											
De engranajes	L	E	E	S	L	X	X	X	X	S	X
De rotor lobular	L	E	E	S	S	L	L	S	S	S	S
De paletas	S	E	S	L	-	X	X	X	L	L	L
De paletas para servicios pesados	-	-	-	-	E	L	E	L	S	S	S
De husillo simple	S	S	S	E	E	E	E	E	E	E	E
De husillos múltiple	S	E	E	S	-	-	-	-	-	-	-
ROTATIVA de paletas flexibles	E	E	L	X	S	L	L	X	L	L	L
DIAFRAGMA	E	E	S	L	E	S	E	S	S	S	S
PERISTÁLTICA	S	S	S	S	E	E	E	E	E	E	E
EYECTORA	S	L	X	X	X	X	X	X	X	X	X

E- excelente; S- apropiada; L- idónea limitada; X- inapropiada.

Fuente: (Díaz & Jáuregui, 2007)

El signo (-) no indica forzosamente la falta de idoneidad, sino que el tipo de bomba no constituiría normalmente una primera opción para la aplicación correspondiente, a menos que otras circunstancias influyan en la elección.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

- Selección del material.

La selección de los materiales tradicionalmente se ha hecho a partir del valor del ph. En la tabla 1.4 se dan criterios orientadores para esta selección. En casos de fluidos de alta agresividad debe realizarse un estudio más profundo.

Tabla 1.4: Selección de los materiales según el ph.

ÁCIDO		PH NEUTRAL	BÁSICO	
0-4	4-6	1	8-9	9-14
Aceros Inoxidables	Bronce	Hierro Colado	Hierro colado	Hierro colado
Aceros Resistentes a los ácidos	Plásticos	Hierro Colado (en conexiones de bronce)	Plásticos	Níquel
Aleaciones de Acero		Hierro Colado (en conexiones de bronce)		
Ferro silicio Fundido		Aluminio		Plásticos
Plomo		Plásticos		
Carbono				
Ebonita				
Cerámica				
Plástico				

Fuente: (Díaz & Jáuregui, 2007).

La selección del material también está asociada con la velocidad periférica del rodete, en la tabla 1.5 se ofrece esta información.

Tabla 1.5: Selección del material según la velocidad periférica de rotación.

MATERIAL PARA EL RODETE	VELOCIDAD PERIFÉRICA (m/s)
Hierro fundido	27
Bronce	42
Hierro fundido especial	45
Acero fundido	Hasta los máximos valores obtenibles

Fuente: (Díaz & Jáuregui, 2007)

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1.8 Tendencias actuales en el diseño de equipos.

En la ingeniería el diseño es el proceso en el que se utilizan principios científicos y métodos técnicos (matemáticos, computación electrónica, métodos gráficos y lenguaje común) para llevar a cabo un plan que satisfaga cierta necesidad o demanda.

El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: máquinas, aparatos, estructuras, dispositivos e instrumentos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales y la ciencia de la mecánica aplicada. El diseño en ingeniería mecánica incluye el diseño mecánico, pero es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica, incluso las ciencias térmicas y de los fluidos.

En el diseño se especifican muchas piezas o máquinas que deben comprarse, como motores eléctricos, cojinetes y sujetadores. En este caso el diseñador también debe tratar de especificar elementos que se puedan conseguir con facilidad. Los que se fabrican y se venden en grandes cantidades suelen costar mucho menos que los de tamaños poco comunes.

1.9 Fases del diseño.

Diseñar es formular un plan para satisfacer una demanda humana. La necesidad particular que habrá de satisfacerse puede estar completamente bien definida desde el principio.

Un problema de diseño no es un problema hipotético en absoluto. Todo diseño tiene un propósito concreto: la obtención de un resultado final al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. En ingeniería, el término diseño puede tener diferentes significados para distintas personas.

Aparte de las ciencias fundamentales que se requieren, las bases del diseño en ingeniería mecánica son las mismas que las del diseño mecánico y, por consiguiente, tal es el enfoque que se utilizará.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

El desafío comienza cuando un ingeniero se da cuenta de una necesidad y decide hacer algo al respecto. Identificar la necesidad y expresarla con determinado número de palabras es una actividad bastante creativa, pues la necesidad puede manifestarse simplemente como un vago descontento o bien por la intuición de una dificultad, o en la sensación de que algo no es correcto.

Hay una diferencia bien clara entre el planteamiento de la necesidad y la definición del problema que sigue a dicha expresión (Ver figura 1.5). El problema es más específico. Si la necesidad es tener aire más limpio, el problema podría consistir en reducir la descarga de partículas salidas por las chimeneas de plantas de energía, o reducir la cantidad de productos irritantes emitidos por los escapes de los automóviles.

La definición del problema debe abarcar todas las condiciones para el objeto que ha de ser diseñado. Las condiciones o especificaciones son las cantidades de entrada y de salida, las características y dimensiones del espacio que deberá ocupar el objeto, y todas las limitaciones a estas cantidades.

Existen muchas condiciones intrínsecas que dependen del entorno particular del diseñador o de la propia naturaleza del problema, todo lo que limite la libertad de elección del diseñador es una condición o restricción en el problema.

Una vez que se ha definido el problema y obtenido un conjunto de especificaciones implícitas formuladas por escrito, el siguiente paso en el diseño, como se muestra en la figura 1.5, es la síntesis de una solución óptima, esta síntesis no podrá efectuarse antes de hacer el análisis y la optimización debido a que se debe analizar el sistema a diseñar, con el fin de determinar si su funcionamiento cumplirá las especificaciones. El análisis podría revelar que el sistema no es óptimo. Si el diseño no resultase satisfactorio en una de dichas pruebas o en ambas, el procedimiento de síntesis deberá iniciarse otra vez.

Se ha indicado, y se reiterará sucesivamente, que el diseño es un proceso iterativo en el que se pasa por varias etapas, se evalúan los resultados y luego se vuelve a una fase anterior del proceso.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Para el análisis y la optimización se requiere que se ideen o imaginen modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemático. Tales consideraciones reciben el nombre de modelos matemáticos. Al crearlos se espera encontrar alguno que reproduzca lo mejor posible el sistema físico real.

La evaluación es la demostración definitiva de que un diseño es acertado. En tal punto es cuando se desea observar si el diseño satisface realmente la necesidad o las necesidades. Saber si es confiable, de fabricación y uso económico.

La comunicación del diseño a otras personas es el paso final y vital en el proceso de diseño. Es indudable que muchos importantes diseños, inventos y obras creativas se perdieron para la humanidad sencillamente porque sus autores no quisieron o no fueron capaces de explicar sus creaciones a otras personas. La presentación es una tarea de venta. Cuando el ingeniero presenta o expone una nueva solución al personal administrativo de alto nivel (directores, gerentes o supervisores, por ejemplo), está tratando de demostrar que su solución es la mejor.

En esencia, hay sólo tres medios de comunicación que se pueden utilizar: la comunicación escrita, la oral y la gráfica. En consecuencia, todo ingeniero con éxito en su profesión tiene que ser técnicamente competente y hábil al emplear las tres formas de comunicación.

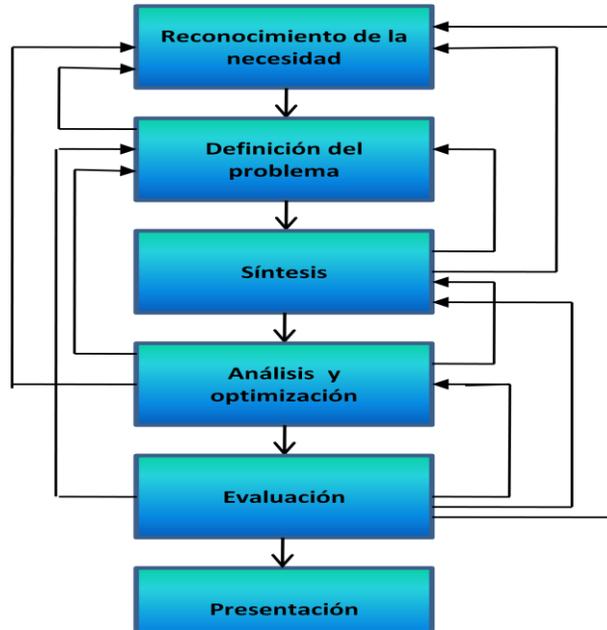


Figura 1.5 Fases del diseño. Fuente: (Elaboración propia).

1.10 Consideraciones de diseño.

El enunciado de una necesidad particular por satisfacer puede ser tan confuso e indefinido, que se requiere un esfuerzo mental y físico considerable para enunciarlo con claridad como un problema que exige solución.

Algunos consideran al diseñador como el técnico que dibuja en todos sus detalles un engrane, un embrague u otros elementos de una máquina. Otros creen que el diseño es la creación de un sistema complejo, como una red de comunicaciones.

En algunas ramas de la ingeniería el término diseño ha sido sustituido por denominaciones como ingeniería de sistemas o aplicación de la teoría de las decisiones. Pero no importa qué palabras se usen para describir la función de diseñar; en ingeniería es también el proceso en el que se utilizan principios científicos y métodos técnicos (matemáticos, computación electrónica, métodos gráficos y lenguaje común) para llevar a cabo un plan que satisfará cierta necesidad o demanda.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

A veces la resistencia de un elemento en un sistema es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento. En tal caso se dice que la resistencia es un factor importante de diseño.

Cuando se usa la expresión consideración de diseño se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento o, quizás, en todo el sistema. Generalmente se tienen que tener en cuenta varios de estos factores en un caso de diseño determinado. Algunos de los más importantes son los siguientes:

1 Resistencia	13 Ruido
2 Confiabilidad	14 Estilización
3 Propiedades térmicas	15 Forma
4 Corrosión	16 Tamaño
5 Desgaste	17 Flexibilidad
6 Fricción (o rozamiento)	18 Control
7 Procesamiento	19 Rigidez
8 Utilidad	20 Acabado de superficies
9 Costos	21 Lubricación
10 Seguridad	22 Mantenimiento
11 Peso	23 Volumen
12 Duración	24 Responsabilidad legal

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o procesos de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

En la actualidad se requiere construir un equipo que responda lo más enteramente a las necesidades de la economía nacional, que de el mayor efecto económico y que disponga de los índices más altos técnicos económicos y de explotación.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Descripción de las causas que revelan los remedios.

(Los números romanos indican los síntomas que pueden causar cada falla).

- Fallas de la succión:

1.- La bomba no ha sido cebada (I y X).

2.- La bomba y/o la tubería de succión no están completamente llenas de líquido (I; II; IV y VIII).

3.- La altura de aspiración es demasiado grande (I; II; IV y VIII).

4.- Margen insuficiente entre la presión en la succión y la presión de vaporización del líquido a bombear (I; II; VIII y X).

5.- Cantidad excesiva de gas o de aire en el líquido (II; III y IV).

6.- Bolsos de aire en la línea de succión (I; II y IV).

7.- Entrada de aire en la línea de succión (II y IV).

8.- Entrada de aire en la bomba a través de la caja de empaquetadura (II y IV).

9.- Válvula de pie demasiado pequeña (II y VIII).

10.- Válvula de pie parcialmente obstruida (II y VIII).

11.- La entrada de la tubería de succión está insuficientemente sumergida (I; II; IV y VIII).

12.- La tubería del sello de agua está tapada (IV y VII).

13.- La caja de sello está mal colocada en la caja de empaquetadura impidiendo que el líquido la inunde para formar el sello (IV; VI y VII).

- Fallas del sistema:

14.- Menor velocidad de rotación (r.p.m.) de la debida por baja frecuencia de corriente eléctrica o por motor con número de polos incorrecto (mal seleccionado), por estar mal regulada la velocidad del motor (combustión interna), por quedar sobrecargado el motor o frenado de alguna forma (I; II y III).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

- 15.- Mayor velocidad de la indicada por error en número de polos, etc. (V).
- 16.- Sentido de rotación equivocado, inverso. Puede que sea suficiente con intercambiar los cables de dos fases (I; III y V).
- 17.- La carga dinámica total del sistema es mayor que la estimada al calcular la bomba. Alturas o distancias erróneas, diámetros insuficientes de las tuberías y/o conexiones, etc. (I; II; III y V).
- 18.- La carga dinámica total del sistema es menor que la que sirvió para seleccionar la bomba, datos equivocados que producen un caudal excesivo (V).
- 19.- Peso específico del líquido diferente al estimado (V).
- 20.- La viscosidad del líquido no es la que sirvió como base de cálculo del equipo (II; III y V).
- 21.- Se está trabajando con menor gasto (flujo) del necesario (VIII y X).
- 22.- Bombas que se hacen trabajar indebidamente “en paralelo” (I; II; III y X).
 - Fallas de carácter mecánico:
- 23.- Cuerpos extraños llegan al impelente (I; II; V y VIII).
- 24.- Desalineamiento (V; VI; VII; VIII; IX y X).
- 25.- Falta de rigidez en la base (VIII).
- 26.- Flexión en el eje (V; VI; VII; VIII y IX).
- 27.- Rozamiento interno (V; VIII; IX y X).
- 28.- Rodamientos dañados (VII; VIII; IX y X).
- 29.- Anillos de desgaste en mal estado (II; III y V).
- 30.- Impelente averiado (II; III y VIII).
- 31.- Junta de empaquetadura del cuerpo defectuosa que permite fugas internas y recirculaciones (I y III).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

- 32.- El eje o las camisas están desgastadas o rayadas en puntos de contacto con la empaquetadura (VI y VII).
- 33.- Empaquetadura mal colocada (V; VI y VII).
- 34.- El tipo de empaquetadura utilizada no es el adecuado para las condiciones de trabajo (V; VI y VII).
- 35.- El eje está descentrado por existir desalineamiento o por daños considerables en los rodamientos (VI; VII; VIII; IX y X).
- 36.- Rotor desbalanceado provocando vibraciones (VI; VII; VIII; IX y X).
- 37.- El manguito (collarín) del preñe quedó demasiado apretado impidiendo el flujo del líquido necesario para la lubricación de la empaquetadura (V y VII).
- 38.- Falla en el abastecimiento del líquido enfriador de las cajas de empaque (VI y VII).
- 39.- Excesiva tolerancia en la caja de empaquetadura entre el eje y la carcasa (cuerpo) ocasionando que la empaquetadura pase al interior de la bomba (VI y VII).
- 40.- Presencia de tierra o arena en el líquido sellador, ocasionando que el eje o las camisas se rayen (VI y VII).
- 41.- Excesivo empuje causado por fallas mecánicas dentro de la bomba o por la del dispositivo que tiende a establecer el equilibrio hidráulico, en caso que la bomba esté dotada de tal aditamento (VIII; IX y X).
- 42.- Exceso de lubricante en rodamientos o falta de enfriamiento, lo que provoca una elevación excesiva de temperatura en los propios cojinetes (VIII y IX).
- 43.- Falta de lubricación (VIII y IX).
- 44.- Instalación inadecuada de los rodamientos, mala manipulación. Mal montaje en caso de rodamientos múltiples o empleo de rodamientos sencillos donde deben ser dobles (VIII y IX).
- 45.- Rodamientos contaminados con polvos o tierra (VIII y IX).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

46.- Rodamientos oxidados por entrada de agua en su alojamiento (VIII y IX).

47.- Enfriamiento excesivo de los rodamientos refrigerados con agua, esto provoca la condensación de la humedad atmosférica dentro de sus cajas y contamine el aceite con el agua condensada (VIII y IX).

1.12 Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas.

En la actualidad, la tendencia fundamental en el diseño de bombas, va dirigida, a lograr equipos cada vez más eficientes en su funcionamiento, y para eso profundizan los estudios en:

- La configuración de la rueda de álabes, el número de aletas, su curvatura, las dimensiones de la boca de aspiración, etc.
- Las dimensiones y forma constructiva de la voluta de la bomba.
- La construcción física de la bomba dentro del campo de tolerancias admisible que garantice el rendimiento óptimo.
- Encaminar los diseños hacia el desarme posterior, con el objetivo de no tener que tocar las tuberías de succión ni descarga.
- Utilización de sellos mecánicos en lugar de empaquetaduras trenzadas.
- El grado de acabado de los componentes y principalmente de la rueda de álabes, que debe permitir el paso del fluido a través de la bomba con un mínimo de pérdidas.
- Los ángulos de entrada y salida en los álabes.

Regulando estos parámetros antes expuestos al mínimo error permisible, se logran diseños muy eficientes y seguros.

1.13 Sistemas de sellaje de las bombas centrífugas mediante empaquetaduras.

Se llaman empaquetaduras o cierres, a ciertos dispositivos cuyo fin es proporcionar un cierre que reduzca la cantidad de líquido que se pierde por fugas entre una parte en movimiento y otra fija de un equipo.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

No obstante, y cuando las características del líquido que se bombea lo permitan, esa empaquetadura no está diseñada para crear una total estanqueidad, ya que estas mismas fugas sirven para lubricar las partes móviles y fijas en contacto.

Las formas más simples de empaquetaduras están formadas por varios anillos de un material flexible insertados dentro de una cámara circular que se llama caja de empaquetaduras, (Ver figura 1.6). Un anillo circular que se mantiene mediante pernos ajustables, ejerce presión contra los anillos, apretándolos fuertemente contra el eje.

Si el líquido que se maneja no es apto para la lubricación, ésta se consigue mediante un aceite que se suele introducir hacia la mitad de la caja del prensa estopas o de empaquetaduras y es el que lubrica el eje.

Este aceite cumple uno o más de los siguientes puntos:

- a) Como lubricante cuando el líquido bombeado no puede hacerlo.
- b) Como un medio para limpiar partículas abrasivas.
- c) Para eliminar líquidos corrosivos que pudieran fugar.
- d) Como refrigerante de las empaquetaduras cuando se manejan líquidos calientes; en este caso el aceite circula y se enfría a fin de ir eliminando calor.
- e) Evita que el aire o agua pueda entrar en la carcasa si la presión en su interior es inferior a la atmosférica.

En algunas condiciones, el líquido que escapa a través de los anillos de la empaquetadura, puede hacer las mismas funciones que el aceite de lubricación y luego es devuelto a la línea de aspiración con lo que se reducen las pérdidas y se reduce el empuje axial.

Para productos petrolíferos y agua se usan anillos de asbesto grafitado. Otras veces se emplean metales blandos como plomo o aluminio, o materiales sintéticos, como plásticos, teflón, caucho.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

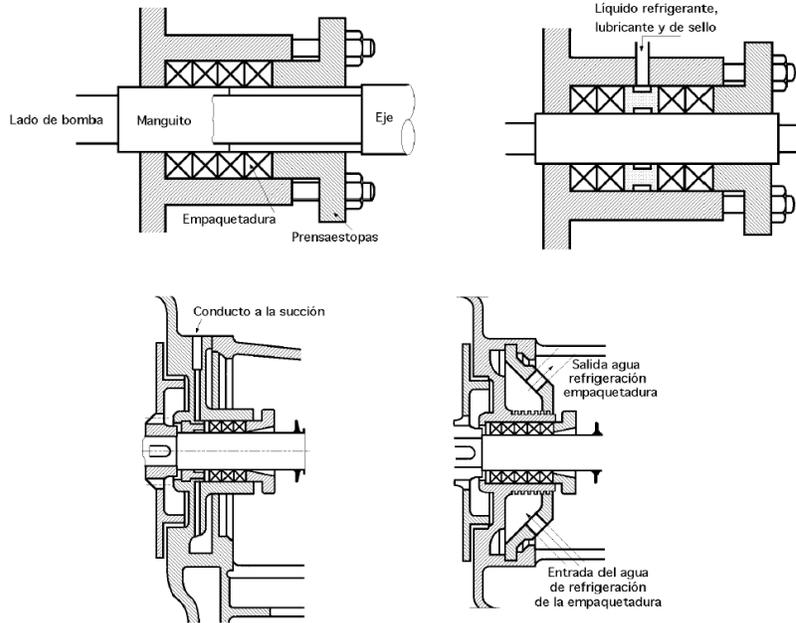


Figura 1.6: Diferentes tipos de cierre con empaquetadura. Fuente: (Díez, 2003).

Para controlar las fugas de empaquetaduras hay que tener en cuenta las siguientes reglas:

- a) Las empaquetaduras nuevas se hinchan cuando se humedecen o calientan, por lo que hay que aflojar el casquillo de cierre para disminuir la presión.
- b) No incrementar la presión en la empaquetadura bruscamente, apretando los pernos del casquillo por igual.

En las plantas de refino, en las petroquímicas y en la mayoría de las químicas, las empaquetaduras están prácticamente en desuso y sustituidas por cierres mecánicos.

En las plantas donde los líquidos trasegados contienen gran cantidad de partículas abrasivas (papel, alúmina, etc.) se usan empaquetaduras, ya que bajo estas condiciones operativas, la vida de los cierres mecánicos se acortaría sensiblemente.

Para evitar el derrame del líquido de la bomba a la empaquetadura, se le inyecta un líquido, que puede ser exterior al sistema, o mediante recirculación de la descarga de la bomba, que asegure la refrigeración y lubricación de la empaquetadura en su contacto con la camisa del eje.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

A veces no existe aportación de líquido mediante conexión exterior sobre la caja de empaquetaduras y simplemente se aprovecha la sobrepresión de la cámara del impulsor respecto a la atmósfera, dejando escurrir al líquido para que, a través de la empaquetadura, salga al exterior en forma de gotas, con lo que se restringe el escape de líquido y se asegura la refrigeración y lubricación de las estopas.

Si el líquido a bombear tiene partículas abrasivas que pudieran dañar a la empaquetadura y camisa, se utiliza una recirculación intercalando un separador ciclónico de partículas o se instala una conexión exterior de líquido limpio y compatible con el líquido bombeado.

Cuando la tensión de vapor del líquido bombeado esté próxima a la atmosférica $0,7 \text{ kg/cm}^2$, si se utiliza recirculación o salida directa restringida del líquido desde la cámara de la bomba al exterior a través de la empaquetadura, el líquido en su intento de salir a la atmósfera se calentará sensiblemente, debido al roce de la estopa con el eje, lo que se traduce en un aumento de la tensión de vapor del líquido que puede superar a la atmosférica, por lo que el carácter lubricante y refrigerante del líquido quedaría inhibido, ya que pasaría a la fase de vapor; la vida de la empaquetadura se acortaría prematuramente y la camisa de la empaquetadura sería refrigerada mediante inyección de agua.

Para conseguir un escape aceptable de líquido, se pueden seguir dos caminos:

- a) Instalar pocas estopas y aumentar la tensión sobre el prensaestopas.
- b) Instalar un gran número de estopas y someter al prensaestopas a una baja tensión.

En el primer caso el salto de presión desde la cámara del impulsor a la atmósfera se realiza con poco número de estopas; si se desea restringir el derrame, habrá que aumentar sensiblemente el apriete sobre el prensaestopas, por lo que el rozamiento entre empaquetadura y eje sería muy alto y al cabo de cierto tiempo éste quedaría muy rebajado como consecuencia del desgaste; la vida de la empaquetadura sería muy corta.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

En el segundo caso el problema apuntado quedaría solventado, pero la longitud de la caja de empaquetadura sería inviable si el número de estopas es muy elevado, por lo que hay que llegar a una solución de compromiso instalando un máximo de siete estopas.

Cuando el líquido a manejar es tóxico o inflamable, interesa colocar un quench (inyección exterior) en la parte exterior de la caja de empaquetadura que sirve para arrastrar a zona segura el líquido de goteo que escurre a través de la empaquetadura.

1.14 Sistemas de sellaje de las bombas centrífugas mediante sellos mecánicos.

Los sellos mecánicos están sustituyendo paulatinamente a los sistemas de empaquetaduras; su principal ventaja sobre éstas radica en la reducción de las fugas o pérdidas. Su uso por ahora está limitado para bombas en las condiciones de temperatura y presión inferiores a 250°C y 35 kg/cm², aún cuando su diseño y duración van mejorando continuamente.

Los anillos de las empaquetaduras se construyen con diferentes tipos de materiales según el servicio que deban prestar.

Cualquier fuga de un producto que hierva por debajo de 95°C se puede perder.

Los productos pesados pueden ir a un sumidero y ser recuperados, pero la solución más económica es impedir que escapen de la máquina y se pierdan.

Además de las limitaciones de temperatura y presión, los cierres mecánicos solo se pueden emplear en bombas centrífugas y no en las alternativas.

Cuando una bomba que tenga cierres mecánicos está en reserva, conviene mantenerla a su presión de aspiración.

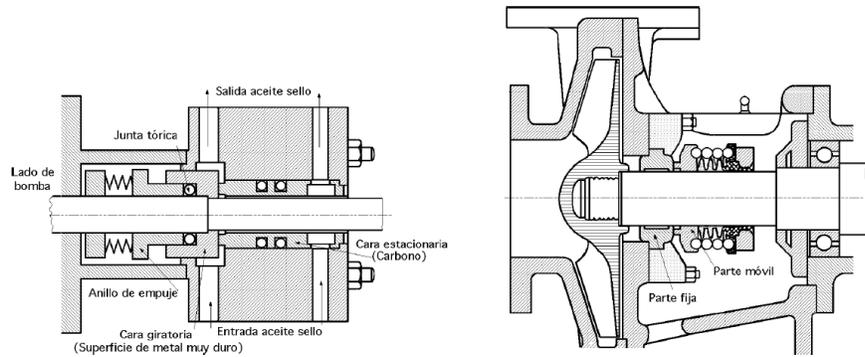


Figura 1.7: Sellos mecánicos de una superficie de contacto. Fuente: (Díez, 2003).

La principal desventaja de los sellos mecánicos, figura 1.7, es su mayor coste inicial y el hecho de que una vez que empiezan a perder líquido no hay forma de cortar la fuga.

Para cortarla hay que parar la bomba y la reparación lleva un tiempo mayor que el que se necesitaría para reparar un cierre de empaquetaduras, por lo que el uso de cierres mecánicos está justificado sólo cuando se pretenda una reducción de pérdidas de líquido.

1.15 Diseño de los sellos mecánicos.

Un sello mecánico consta de un anillo que gira con el eje mantenido por la presión de un muelle contra anillo o asiento estacionario que suele ser de carbón.

El eje a la salida precisa de unas ciertas tolerancias para evitar fricciones con la carcasa, por lo que a través del espacio así originado una fracción del líquido bombeado se va a derramar al exterior, siendo necesaria una cierta hermeticidad entre el eje y la carcasa, que se consigue mediante el sello mecánico o la empaquetadura.

La parte rotatoria del sello y la estacionaria, tienen unas superficies de contacto perfectamente pulimentadas para que exista una holgura del orden de cien milésimas de milímetro.

La parte giratoria se suele hacer de acero inoxidable.

Las dos partes se deben mantener siempre muy juntas para evitar la acumulación de óxidos, polvo, etc.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

El sello, (Ver figura 1.8) consta de dos partes, una fija, solidaria a la carcasa con juntas de estanqueidad, y otra giratoria solidaria al eje.

Las partes fija y móvil se hallan en contacto, friccionando la cara móvil sobre la fija; este contacto entre caras da lugar a la hermeticidad del sistema.

La fuerza que ejerce la cara móvil sobre la fija viene dada por la presión del líquido en la cámara de cierre. La hermeticidad a bomba parada se consigue mediante uno o varios muelles.

1.15.1 Equilibrado de los sellos mecánicos.

Sea la cara móvil de un cierre no equilibrado, (Ver figura 1.9 a)), en la que la superficie S_1 coincide con la S_2 de contacto, ejerciendo el líquido una fuerza total, $p S_1$.

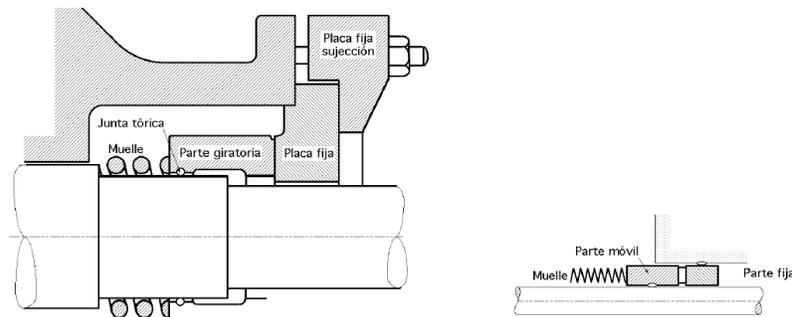


Figura 1.8: Cámara de cierre. Fuente: (Díez, 2003).

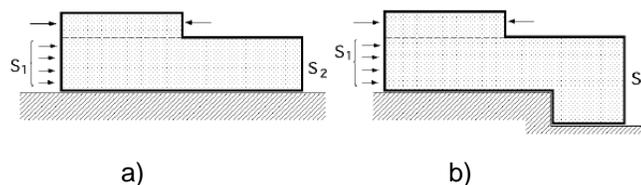


Figura 1.9: a) b) - Cara móvil de un sello mecánico. Fuente: (Díez, 2003).

En la cara móvil representada en la figura 1.9 b), la fuerza total que el líquido ejerce sobre la superficie S_1 es, $p S_1$, pero aquí, $S_2 > S_1$, por lo que éste es un cierre equilibrado.

El grado de equilibrado viene dado por la relación, S_1/S_2 .

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

El equilibrio de un cierre viene dado por la presión en la caja del cierre. Si la presión es alta, interesa que la sección S1 sea pequeña para que el producto, p_{S1} , disminuya y la fuerza de contacto en la superficie S2 sea lo suficientemente baja como para no deteriorar el cierre o que se verifique un desgaste prematuro.

Para bajas presiones en la caja del cierre, interesa un cierre no equilibrado.

Las caras del cierre, en su frotamiento, requieren de una cierta refrigeración y lubricación, que se logran mediante la inyección de líquido bombeado, que se recircula tomándolo de la impulsión e inyectándolo en el cierre.

Si el líquido se bombea a alta temperatura, para refrigerarlo se utiliza un intercambiador de calor y si tiene partículas en suspensión, en la recirculación se puede intercalar un separador ciclónico.

Cuando la fuente de inyección es exterior, y si el cierre es simple y no se puede recircular el líquido bombeado (alta temperatura, carácter abrasivo, etc.), se inyecta a las caras del cierre un líquido exterior sellador siempre que éste sea compatible con el líquido que se bombea.

Cuando se bombean líquidos tóxicos o de fácil inflamabilidad, la hermeticidad del cierre se asegura haciendo circular, entre la cara fija del cierre y la tapa, un líquido exterior sellador.

En caso de rotura del cierre, el líquido sellador arrastrará el líquido peligroso sin que exista la posibilidad de que éste se escape a la atmósfera; la hermeticidad se asegura instalando una empaquetadura en el extremo de la caja del cierre junto a la tapa. El líquido sellador se utiliza en los cierres dobles y cuando exista la posibilidad de que el líquido cristalice en contacto con la atmósfera.

Los líquidos exteriores de vapor, o de agua caliente, se utilizan cuando existe la necesidad de mantener altas temperaturas en la cara del cierre, bien por estar transvasando líquido con posibilidad de cristalización a baja temperatura, o por la necesidad de mantener en las caras del cierre una fase de vapor del líquido bombeado.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

1.16 Clasificación de los sellos mecánicos.

- Alta velocidad.- El factor velocidad decide el método en que se debe montar el cierre y a tal objeto se aconseja:

a) Cabezal rotativo (disposición normal) hasta 3.500 rpm.

b) Cabezal estacionario (disposición invertida) hasta 10.000 rpm.

c) Cierres especiales para servicio de gas hasta aproximadamente 7.500 rpm.

d) Para velocidades aún más altas se aconsejan materiales como el carburo de tungsteno, que tiene la propiedad de ser auto pulidor y bajo coeficiente de rozamiento.

- Líquidos viscosos.- Presentan dos problemas:

a) Dificultades para mantener la película líquida entre las caras que rozan.

b) Atascamiento del o de los muelles.

Para prevenir estos inconvenientes, se aconseja:

1) Cierres montados externamente y con asientos calentados mediante vapor.

2) Cierre de muelle único.

- Disoluciones.- Una disolución lleva consigo tres problemas esenciales:

a) En el caso de cabezales rotativos (disposición normal), las caras que rozan drenan hacia el exterior.

b) En el caso de cabezales estacionarios (disposición invertida), cristalización entre las caras que rozan.

c) Tendencia al agarrotamiento de las caras.

Antes de hacer una recomendación, es importante conocer con exactitud si la disolución es sobresaturada y contiene sólidos en suspensión o si es diluida y el líquido es limpio.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Para soluciones acuosas, se sugiere:

1) Cierre simple para concentraciones al 20% y temperaturas de unos 20°C (solución fría) o concentraciones al 10% y temperaturas superiores a 80°C (soluciones calientes).

2) Cierre doble para concentraciones superiores al 20%.

- Sólidos en suspensión.- En estos casos se aconsejan las siguientes soluciones:

a) Cierres simples con caras de carbón y cerámica, y con recirculación desde la impulsión, cuando se trate de concentraciones inferiores al 5% en peso y solamente cuando la cámara del cierre esté sobredimensionada.

b) Inyección exterior de líquido entre las caras.

c) Separador ciclónico.

d) Cierre con muelle único.

e) Cierre montado externamente en baño de aceite, de agua o bien de líquido compatible.

f) Cierre doble con líquido refrigerante de flushing a una presión de 2 a 3 kg/cm² superior a la existente en la cámara del cierre.

Tabla 1.7: Propiedades de algunos materiales de los sellos.

Material	Límite de temp.	Peso esp.	Resist. química	Resist. compresión	Resist. abrasión
Neopreno	-55°C a +425°C	1,25	Pobre	-	Ligera a buena
Buna	-50°C a +150°C	0,98	Pobre	Buena	Ligera a buena
Fluorocarbón du Pont Viton	-25°C a +235°C	1,85	Buena	Excelente	Ligera a buena
Etileno. Propileno EPDM	-50°C a +175°C	0,86	-	-	-
Poliacrilato	-30°C a +175°C	1,09	-	Ligera	-
Silicona	-115°C a +260°C	1,1-1,6	Buena	Buena	Pobre
Uretano	-55°C a +115°C	1,25	Buena	Ligera a buena	Excelente
Perfluorelastomer du Pont Kalrez (ECD-006)	-35°C a +290°C	2,01	Buena	Ligera a buena	Ligera a buena
Goma sintética (interior). Teflón (exterior)	Hasta 205°C	-	Buena	Superior a solo teflón	Ligera
Flúor o silicona	-70°C a +205°C	1,4	Buena	-	Ligera

Fuente: (Díez, 2003).

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

- Servicios de gas.- Como no es posible mantener la película líquida entre las caras, se prescriben en estos casos cierres dobles; el creciente empleo de estas aplicaciones ha sugerido la construcción de cierres para gases.

Por tener que funcionar en seco, dichos cierres están diseñados de manera que puedan desprender rápidamente el calor, reduciendo al mínimo el desgaste.

Para valores bajos de presión se pueden usar también cierres tipo estándar, teniendo además en consideración las siguientes precauciones:

- a) Cierres con anillos estacionarios enfriados y cargas de los muelles reducidas hasta aproximadamente la mitad (montados internamente).
- b) Cierres equilibrados con carga de los muelles hasta aproximadamente la mitad (montados externamente).

1.16.1 Sellos mecánicos para altas y bajas temperaturas.

El problema de los cierres mecánicos son las juntas; el material de la junta que más alta temperatura soporta es el Perfluoroelastomer que llega a 280°C.

Para bajas temperaturas la silicona es el elemento óptimo, pues puede soportar los -120°C.

Trabajar fuera de estos límites de temperaturas implica cierres de ejecución distintos a los convencionales, para evitar la complicación de intercalar circuitos de refrigeración o de calefacción en la línea de recirculación del cierre, o bien cancelar todo tipo de inyección exterior (quench).

Existen cierres especiales que pueden operar a temperaturas del orden de 400°C de máxima y -180°C de mínima, que se construyen eliminando las juntas convencionales. La ventaja de estos cierres es que no requieren líquido sellador, lo que simplifica notablemente la instalación.

En algunos casos se instala un sistema de refrigeración de la caja del cierre por agua, para evitar la formación de la fase de vapor entre las caras del cierre como consecuencia de las altas temperaturas.

Capítulo I: Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Si el producto maneja partículas abrasivas, se puede optar por instalar un sistema de inyección proveniente de la descarga de la bomba, intercalando un separador ciclónico.

Otra solución sería la inyección exterior de un líquido, compatible con el de bombeo.

Para evitar las coquizaciones se puede prever la inyección exterior de un líquido de arrastre.

Conclusiones parciales.

1. La caracterización realizada a los equipos de bombeo de la industria azucarera demuestra que los mismos son equipos obsoletos, por lo que no se ajustan a las exigencias técnicas actuales.
2. En la actualidad, la tendencia fundamental en el diseño de bombas va dirigida a lograr equipos cada vez más eficientes en su funcionamiento, para lo cuál se propone fundamentalmente:
 - Encaminar los diseños hacia el desarme posterior, con el objetivo de no tener que tocar las tuberías de succión ni descarga.
 - Utilización de sellos mecánicos en lugar de empaquetaduras trenzadas.

Capítulo III

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

Cuando se va a diseñar una bomba centrífuga lo primero que se debe hacer son los cálculos del impelente ya que éste es el que realiza la transformación de energía mecánica en hidráulica, de aquí su importancia ya que es considerado como el corazón de la bomba, al recibir el líquido y aportarle la energía necesaria para vencer los valores de carga y flujo que se requieran para una función determinada.

2.1 Desarrollo de metodología para el diseño hidráulico y mecánico de los impelentes, ejes y carcasas de las bombas centrífugas de la industria azucarera nacional.

Para comenzar con el desarrollo de metodología para el diseño hidráulico de los impelentes, ejes y carcasas de las bombas centrífugas de la industria azucarera nacional es necesario que los datos iniciales se encuentren en las unidades siguientes:

Caudal: $Q = \text{m}^3/\text{s}$

Carga: $H = \text{m}$

Frecuencia de rotación del motor: $n = \text{rpm}$

2.1.1 Determinar la velocidad específica (n_s).

$$n_s = 3.65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Ecuación 2.1

Hay que tener mucho cuidado a la hora de entrar a las tablas de rendimiento que están en función del valor de la velocidad específica y del caudal, porque en muchos casos hay que hacer conversiones de unidades para entrar en ellas.

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

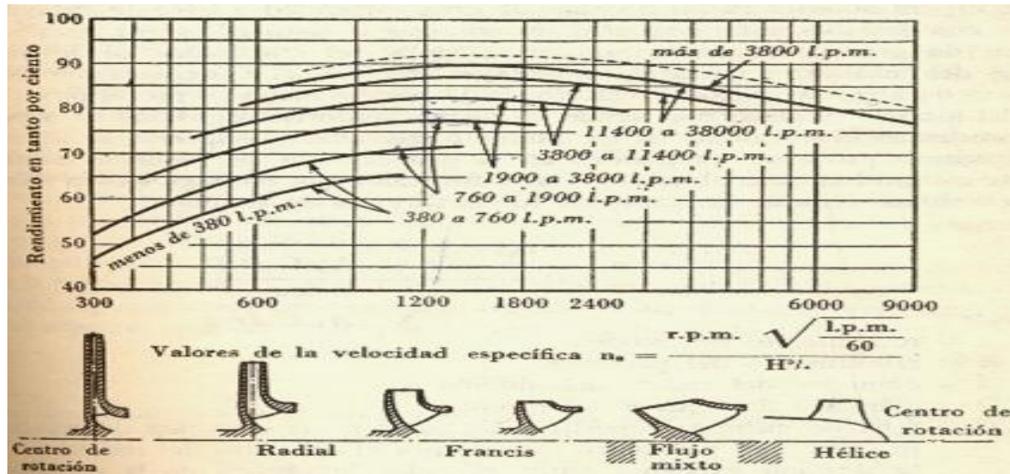


Figura 2.2: Formas relativas aproximadas de los rodetes, y rendimientos referidos a la velocidad específica. Fuente: (Church, 1985).

2.1.2 Determinación de la relación de diámetros ($\frac{D_2}{D_1}$).

Como referencia para este tipo de máquinas hay que tener en cuenta que la relación de diámetros debe estar en el siguiente rango:

$$\frac{D_2}{D_1} = 1.8 \div 3.5 \tag{Ecuación 2.2}$$

2.1.3 Cálculo del rendimiento volumétrico (η_v).

El rendimiento volumétrico depende esencialmente de los valores del juego radial, es decir, de las orguras que existen entre el impelente y el cuerpo de la bomba, los valores de η_v en las máquinas centrífugas de alta calidad se encuentran entre los límites de $\eta_v = 0.96 \div 0.98$, mientras que para las de media y baja calidad $\eta_v = 0.85 \div 0.95$. Según (V.M Cherkasski 1985).

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot n_s^{-0.66}} \tag{Ecuación 2.3}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.4 Cálculo del diámetro reducido (D_{1r}).

El diámetro reducido es el diámetro convencional de la sección viva de entrada del impelente.

$$D_{1r} = 4.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

2.1.5 Cálculo del rendimiento hidráulico (η_h).

El rendimiento hidráulico es el que tiene en cuenta las pérdidas volumétricas e hidráulicas en el interior de la bomba.

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(\ln D_{1r} - 0.172)^2} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

2.1.6 Determinación del rendimiento mecánico (η_m).

El rendimiento mecánico se determina por las propiedades mecánicas, la estructura y el servicio de los cojinetes de la bomba, así como también por la estructura y el estado de servicio de las empaquetaduras, por lo que se asume en el rango de valores de: $\eta_m = (0.92 \div 0.96)$.

Asumir el valor más bajo para considerar las peores condiciones de trabajo de la bomba.

2.1.7 Cálculo del rendimiento total de la bomba (η_b).

El rendimiento total de la bomba no es más que el perfeccionamiento energético de la máquina en su conjunto, para las máquinas centrífugas modernas este valor se encuentra entre $\eta_b = (0.7 \div 0.85)$. (Nekrasov, 1979).

$$\eta_b = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad \text{Ecuación 2.6}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.8 Comprobar el rendimiento total de la bomba.

Comparar el valor obtenido en la ecuación 2.6 con el que se obtiene del gráfico de la figura 2.3. Entrando con el valor de la velocidad específica calculada anteriormente; de ambos valores de rendimientos de la bomba escoger el valor más bajo.

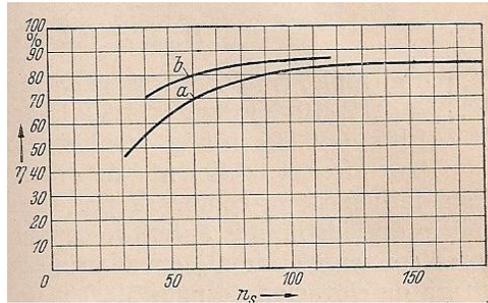


Figura 2.3: Aumento del rendimiento con el número de vueltas específico. Curva a: Bombas de cámara espiral sin difusor de aletas previo. Curva b: Bombas con difusor de aletas antes de la cámara espiral. Fuente: (Pfleiderer, 1960).

2.1.9 Cálculo de la potencia al eje de la bomba (N_b).

La potencia al eje de la bomba no es más que la potencia que se necesita para vencer los parámetros de funcionamiento requeridos.

$$N_b = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{10^3 \cdot \eta_b} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

2.1.10 Cálculo del momento torsor (Mt).

$$Mt = 9600 \cdot \frac{N_b}{n} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

2.1.11 Cálculo del diámetro del eje en la sección del impelente (d_i).

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{Mt}{0.2 \cdot [\tau]_{adm}}} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Para este cálculo solo se tiene en cuenta la acción del momento torsor, dado que el momento flector en ese punto es cero.

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.12 Cálculo del momento flector (M_f).

$$M_f = (P_i + Fr) \cdot a \quad \text{Ecuación 2.10}$$

2.1.13 Cálculo del momento equivalente (M_{eq}).

$$M_{eq} = \sqrt{M_t^2 + M_f^2} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

2.1.14 Cálculo del diámetro del eje en la sección del rodamiento (d_r).

$$d_r \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{[\sigma]}} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

2.1.15 Cálculo de las reacciones en los apoyos para la construcción de los diagramas de cortante, momento flector y momento torsor.

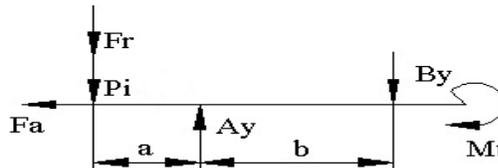


Figura 2.4: Fuerzas que actúan sobre el árbol. Fuente: (Elaboración propia).

2.1.16 Cálculo de la sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \uparrow + \\ A_y - B_y - Fr - P_i &= 0 \quad \text{Ecuación 2.13} \\ A_y &= B_y + Fr + P_i \end{aligned}$$

2.1.17 Cálculo de la sumatoria de momentos respecto al punto B:

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 0 \downarrow + \\ A_y \cdot b - Fr \cdot (a + b) - P_i \cdot (a + b) &= 0 \quad \text{Ecuación 2.14} \\ A_y &= \frac{Fr \cdot (a + b) + P_i \cdot (a + b)}{b} \end{aligned}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

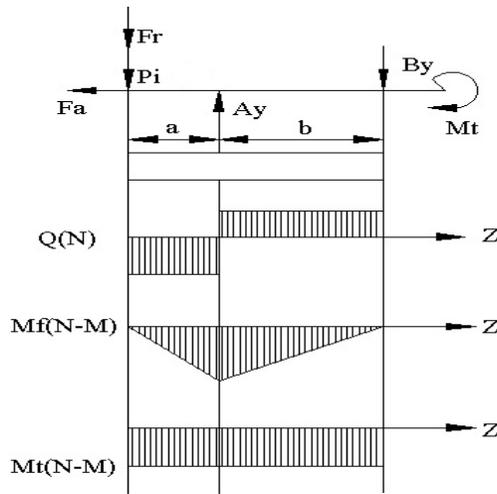


Figura 2.5: Gráfico de cortante, momento flector y momento torsor. Fuente: (Elaboración propia).

2.1.18 Cálculo del diámetro del cubo (d_{cub}).

$$d_{cub} = 2.65 \cdot d_i \quad \text{Ecuación 2.15}$$

2.1.19 Cálculo de la longitud del cubo (L_{cub}).

$$L_{cub} = (1 \div 1,15) \cdot d_{cub} \quad \text{Ecuación 2.16}$$

2.1.20 Cálculo del diámetro de entrada al impelente (D_1).

$$D_1 = \sqrt{D_{1r}^2 + d_{cub}^2} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

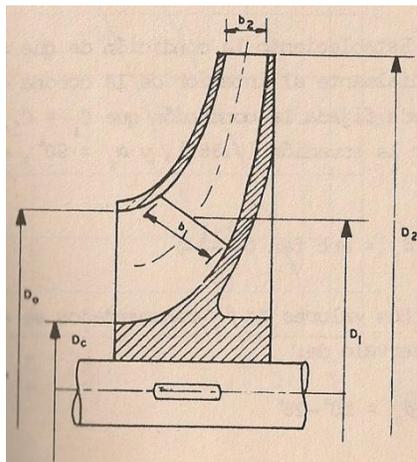


Figura 2.6: Principales parámetros geométricos del impelente. Fuente: (Páez, 1995).

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.21 Cálculo de la velocidad tangencial a la entrada del impelente (U_1).

$$U_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

2.1.22 Cálculo de la velocidad de entrada del líquido al impelente (C_0).

$$C_0 = \varepsilon \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

Donde:

$$\varepsilon = 0.1 \div 0.3$$

El valor de C_0 debe estar entre 3 y 5 m/s según (Páez, 1995).

2.1.23 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada del impelente (C_{1r}).

$$C_{1r} = K_{C_{1r}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

Donde:

$K_{C_{1r}}$ - Se obtiene en función del valor de la velocidad específica mediante la figura 2.7:

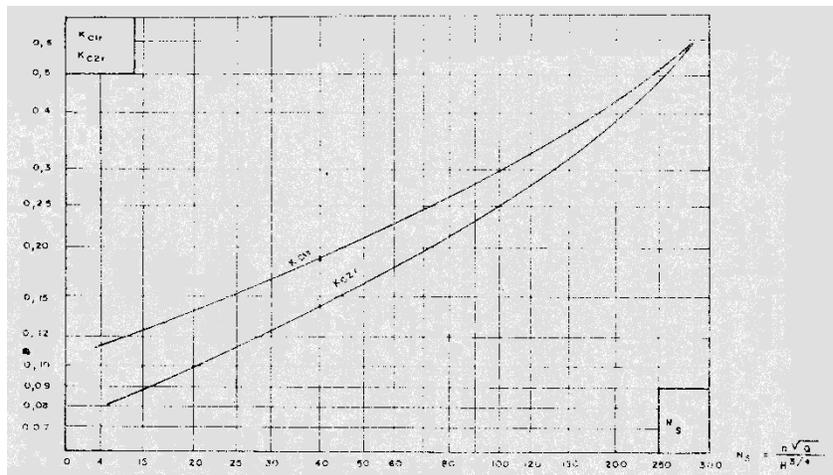


Figura 2.7: Gráfico para determinar el valor de $K_{C_{1r}}$ y $K_{C_{2r}}$ en función de la velocidad específica ($Q=m^3/s$; $H=m$; $n=rpm$). Fuente: (Páez, 1995).

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.24 Cálculo del ángulo de entrada al impelente (β_1).

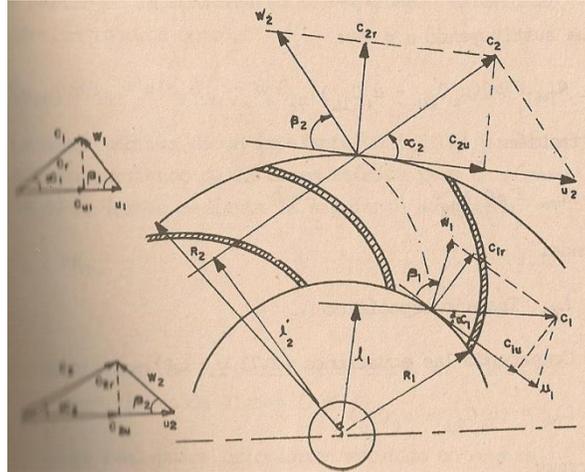


Figura 2.8: Triángulos de velocidades en un impelente radial. Fuente: (Páez, 1995).

Para este cálculo se toma que el fluido entra a los álabes radialmente, es decir con $\alpha = 90^\circ$.

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1r}}{U_1} \tag{Ecuación 2.21}$$

Según (Páez, 1995) el valor del ángulo β_1 debe encontrarse entre 10 y 25° .

2.1.25 Cálculo del coeficiente de reducción de área a la entrada del impelente (K_{A1}).

$$K_{A1} = \frac{t_1}{t_1 - \delta\omega_1} \tag{Ecuación 2.22}$$

Donde:

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} \tag{Ecuación 2.23}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

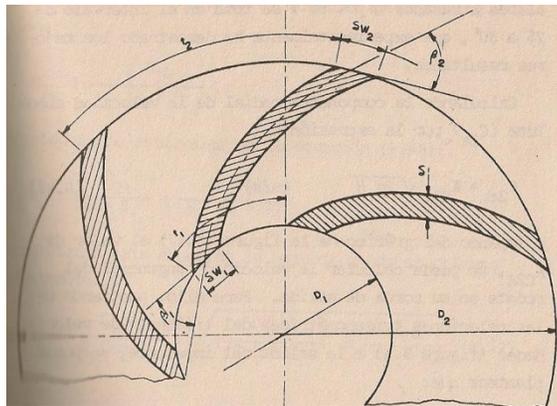


Figura 2.9: Corte transversal de un impelente centrífugo. Fuente: (Páez, 1995).

La cantidad de álabes según (Páez, 1995) para este tipo de bombas se encuentra entre 4 y 12.

Y

$$\delta\omega_1 = \frac{\delta}{\text{sen}\beta_1} \tag{Ecuación 2.24}$$

Donde:

El espesor de los álabes para hierro fundido se encuentra entre 3 y 10 mm según (Páez, 1995).

2.1.26 Cálculo del ancho del impelente en la succión (b₁).

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi \cdot D_1} \tag{Ecuación 2.25}$$

Donde:

$$A_1 = \left(\frac{Q}{C_{1r}} \right) \cdot K_{A1} \tag{Ecuación 2.26}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.27 Determinación del ángulo de salida del impelente (β_2).

El ángulo β_2 de salida se toma entre 25 y 30°, según (Páez, 1995). Generalmente se hace algo mayor que el ángulo β_1 de entrada, a fin de obtener un paso suave y continuo.

2.1.28 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida del impelente (C_{2r}).

$$C_{2r} = K_{C_{2r}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \text{Ecuación 2.27}$$

Donde:

$K_{C_{2r}}$ - Se toma en función del valor de la velocidad específica mediante la figura 2.7:

2.1.29 Cálculo de la velocidad tangencial a la salida del impelente (U_2).

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \text{Ecuación 2.28}$$

2.1.30 Cálculo comprobatorio del número de álabes (Z).

$$Z = 6,5 \cdot \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \cdot \text{sen} \beta_m \quad \text{Ecuación 2.29}$$

Donde:

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad \text{Ecuación 2.30}$$

2.1.31 Recálculo del coeficiente de reducción de área a la entrada del impelente (K_{A1}).

En este caso se utilizarán las ecuaciones 2.22 y 2.23 anteriormente utilizadas, la diferencia está dada en que para el cálculo anterior se asumió el número de álabes, y en este punto de la metodología ya se conoce el valor real de este dato.

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.32 Recálculo del ancho del impelente en la succión (b_1).

En este caso se utilizarán las ecuaciones 2.25 y 2.26 anteriormente utilizadas, debido a que al variar el valor del coeficiente de reducción de área a la entrada del impelente cambia también el valor del área de la succión, variando también el valor del ancho del impelente.

2.1.33 Cálculo del coeficiente de reducción de área a la salida del impelente (K_{A2}).

$$K_{A2} = \frac{t_2}{t_2 - \delta\omega_2} \quad \text{Ecuación 2.31}$$

Donde:

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

Y

$$\delta\omega_2 = \frac{\delta}{\text{sen}\beta_2} \quad \text{Ecuación 2.33}$$

2.1.34 Cálculo del ancho del impelente en la descarga (b_2).

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \cdot D_2} \quad \text{Ecuación 2.34}$$

Donde:

$$A_2 = \left(\frac{Q}{C_{2r}} \right) \cdot K_{A2} \quad \text{Ecuación 2.35}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.35 Trazado de los álabes.

Los álabes pueden ser trazados empleando diversas metodologías. En este caso la que se utilizará será el método de los arcos tangentes. Este método se encuentra bien detallado en el libro: Bombas Ventiladores y Compresores de Néstor Ramos Páez 1995.

2.1.36 Cálculo y trazado de la voluta.

La voluta de una bomba centrífuga es el dispositivo que capta el líquido lanzado por el rodete impulsor y lo envía a la tubería de impulsión. El trazado de la misma se realiza de la siguiente forma:

- Se traza la circunferencia interior de radio R_3 .

$$R_3 = (1.03 \div 1.05) \cdot R_2$$

Ecuación 2.36

- Se divide la circunferencia de radio R_3 en sectores circulares a 45° de la siguiente forma:

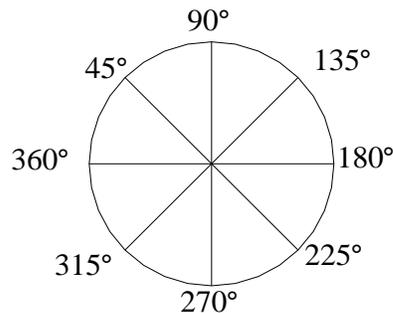


Figura 2.10: División de la circunferencia de radio R_3 en sectores circulares de 45° . Fuente: (Torres, 2009).

- En estos puntos se marca a continuación el radio de diseño y se trazan los círculos que servirán para conformar la voluta. El radio de diseño viene dado por la expresión:

$$R_d = \frac{\alpha}{360 \cdot k} + \sqrt{\frac{2}{k} \cdot \frac{\alpha}{360} \cdot R_3}$$

Ecuación 2.37

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

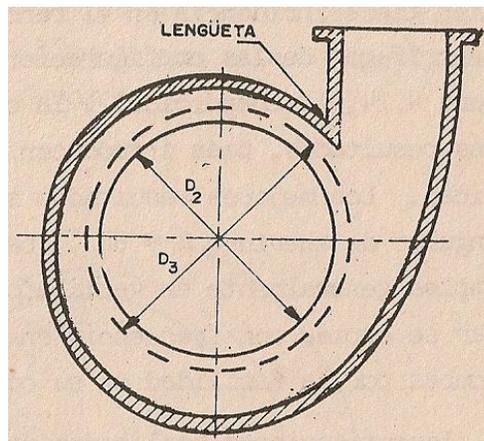


Figura 2.11: Vista lateral de una voluta. Fuente: (Páez, 1995).

Donde:

$$k = \frac{2 \cdot \pi \cdot g \cdot H}{\omega \cdot \eta_h \cdot Q} \quad \text{Ecuación 2.38}$$

Donde:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \text{Ecuación 2.39}$$

- Para cada uno de los ángulos anteriormente trazados se calcula R_d y se tabula de la siguiente forma:

α	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_d								

- El trazado final de la voluta es como se muestra a continuación:

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

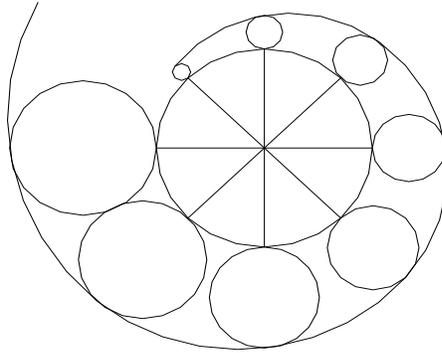


Figura 2.12: Trazado de la voluta. Fuente: (Torres, 2009).

2.1.37 Cálculo y trazado del difusor.

Se asume la velocidad de descarga de la bomba a la salida del difusor entre los siguientes límites $C=(3 \div 8)$ m/s. Para de este modo determinar el diámetro interior de salida del difusor.

2.1.37.1 Cálculo del diámetro interior de salida del difusor (D_s).

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot C}} \quad \text{Ecuación 2.40}$$

El diámetro interior calculado del difusor se normaliza según la tabla del anexo 2 para tuberías normalizadas y se escoge el perfil correspondiente según las tablas dadas por las normas GOST.

2.1.37.2 Cálculo de la altura del difusor (h_D).

Para determinar la altura del difusor es necesario escoger el valor del ángulo φ del difusor, el cual se recomienda entre 6 y 8° según (Páez, 1995). Escogido el ángulo la altura del difusor se determina por la siguiente ecuación:

$$h_D = \frac{D_s - D_e}{2 \tan\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \quad \text{Ecuación 2.41}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

El ángulo $\phi/2$ se obtiene de la siguiente figura:

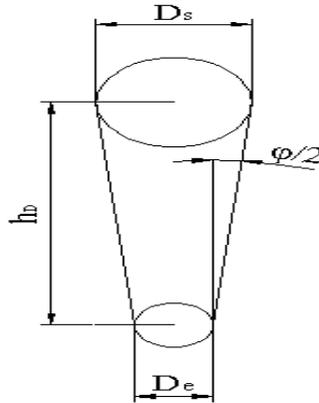


Figura 2.13: Trazado del difusor. Fuente: (Torres, 2009).

2.1.38 Cálculo del radio de la lengüeta (R_L).

El radio de la lengüeta debe hacerse de un 5 a un 10% mayor que el radio exterior del impelente para, además de evitar las turbulencias y ruidos, facilitar que se igualen las velocidades bajo las que el fluido abandona el rodete antes de ponerse en contacto con la misma:

$$R_L = (5 \div 10\%) \cdot R_2 + R_2 \quad \text{Ecuación 2.42}$$

2.1.39 Cálculo del árbol de la bomba.

El árbol de una bomba centrífuga tiene como función transmitir el torque que recibe del motor durante la operación de bombeo, a la vez sujeta al impulsor y a las otras partes giratorias. La elaboración del árbol de una bomba centrífuga debe contar con mucha precisión debido a que el espacio que existe entre las partes giratorias de la bomba y las partes fijas debe ser el mínimo posible. Cualquier desviación en el eje de la bomba, por insignificante que pueda parecer, podría dar como resultado serios daños en el mecanismo.

2.1.39.1 Cálculo de la fuerza axial (F_a).

La fuerza axial depende de las magnitudes físicas del impelente, de la velocidad de rotación de la máquina, de las presiones de trabajo a la entrada y a la salida del

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

impelente, así como también del régimen de operación. El origen de la fuerza axial está dado por las diferencias de presiones entre la región posterior del impelente y el ojo de succión, así como también por la fuerza dinámica del chorro que entra a la bomba, por lo que para caudales cero el empuje axial es máximo.

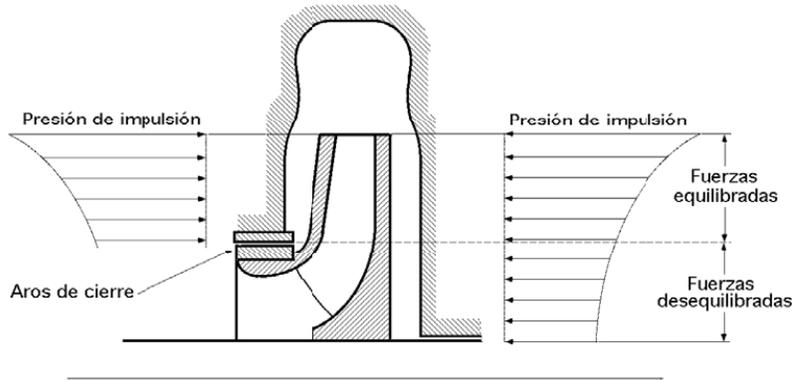


Figura 2.14: Empuje axial en un impelente cerrado. Fuente: (Renedo, 2010).

$$F_a = \pi \cdot (Ry^2 - Rb^2) \cdot (P_2 - P_1) - \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot (Ry^2 - Rb^2) \cdot [R_2^2 - 0.5 \cdot (Ry^2 + Rb^2)] - \rho \cdot Q \cdot C_o \quad \text{Ecuación 2.43}$$

Donde:

$$Ry = \frac{D_1}{2} \quad \text{Ecuación 2.44}$$

$$Rb = \frac{d_i}{2} \quad \text{Ecuación 2.45}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} \quad \text{Ecuación 2.46}$$

$$P_2 - P_1 = \Delta P = \rho \cdot g \cdot H \quad \text{Ecuación 2.47}$$

2.1.39.2 Cálculo de la fuerza radial (Fr).

La fuerza radial aparece producto de la asimetría de flujo a la salida del impulsor, condicionadas por la influencia del flujo de descarga. Con el cambio de la velocidad en el conducto de evacuación tiene lugar la correspondiente variación de la presión

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

por la longitud del conducto, esta variación de las presiones en su totalidad provocan la fuerza radial que actúa sobre el rotor de la bomba.

Estas fuerzas tienen una gran influencia en la duración y fiabilidad de los cojinetes de rodamiento ya que son quienes lo soportan directamente, pueden ser originadas por el desequilibrio que provoca la inexactitud tecnológica, así como un mal montaje del rotor de la bomba.

$$Fr = Fr_Q + Fr_W \quad \text{Ecuación 2.48}$$

2.1.39.3 Cálculo de la fuerza radial del flujo (Fr_Q).

$$Fr_Q = k_r \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad \text{Ecuación 2.49}$$

k_r – Coeficiente ≈ 0.36 .

2.1.39.4 Cálculo de la fuerza radial del peso del impelente (Fr_W).

$$Fr_W = W_{discos} + W_{álabes} \quad \text{Ecuación 2.50}$$

2.1.39.4.1 Cálculo del peso de los discos del impelente (W_{discos}).

$$W_{discos} = M_{discos} \cdot g \quad \text{Ecuación 2.51}$$

2.1.39.4.1.1- Cálculo de la masa de los discos del impelente (M_{discos}).

$$M_{discos} = V_{discos} \cdot \rho \quad \text{Ecuación 2.52}$$

2.1.39.4.1.2 Cálculo del volumen de los discos del impelente (V_{discos}).

$$V_{discos} = \frac{\pi \cdot D_2^2 \cdot \delta_{disco}}{2} \quad \text{Ecuación 2.53}$$

2.1.39.4.2 Cálculo del peso de los álabes del impelente ($W_{álabes}$).

$$W_{álabes} = M_{álabes} \cdot g \quad \text{Ecuación 2.54}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.1.39.4.2.1 Cálculo de la masa de los álabes del impelente ($M_{\text{álabes}}$).

$$M_{\text{álabes}} = V_{\text{álabes}} \cdot \rho \quad \text{Ecuación 2.55}$$

2.1.39.4.2.2- Cálculo del volumen de los álabes del impelente ($V_{\text{álabes}}$).

$$V_{\text{álabes}} = b \cdot h \cdot \delta_{\text{álabes}} \cdot z \quad \text{Ecuación 2.56}$$

2.1.39.5 Dimensiones de la chaveta.

Las dimensiones de la chaveta se toman en función del diámetro del eje, luego se verifica que los esfuerzos originados en el eje no superen el valor de las tensiones permisibles a cortante en la chaveta: $\tau_{\text{máx}} \leq [\tau]_{\text{ch}}$. Las dimensiones fundamentales de la chaveta son las siguientes:

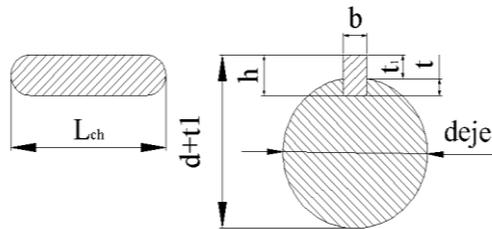


Figura 2.15: Esquema de la chaveta. Fuente: (Torres, 2009).

Para precisar la longitud de la chaveta se calcula ésta bajo los esfuerzos de aplastamiento y de cortante.

2.1.39.5.1 Cálculo de la longitud necesaria de la chaveta para evitar el aplastamiento (L_{aplast}):

$$L_{\text{aplast}} = \frac{4 \cdot Mt}{d_i \cdot h \cdot [\sigma]_{\text{ap}} \cdot 10^6} \quad \text{Ecuación 2.57}$$

2.1.39.5.2 Cálculo de la longitud necesaria de la chaveta para evitar la fuerza de cortante (L_c):

$$L_c = \frac{2 \cdot Mt}{d_i \cdot b \cdot [\tau]_{\text{ch}} \cdot 10^6} \quad \text{Ecuación 2.58}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

La longitud de la chaveta se toma por el valor mayor entre la longitud de aplastamiento y la longitud a cortante, y debe quedar contenida dentro de la longitud del cubo del impelente, por tanto:

$$L_{ch} \leq L_{cub} \quad \text{Ecuación 2.59}$$

2.1.39.5.3 Cálculo de la chaveta al cortante:

El valor de la tensión de cortante a la que será sometida la chaveta no debe superar la tensión permisible del material de la chaveta.

$$\tau_{m\acute{a}x} \leq [\tau]_{ch} \quad \text{Ecuación 2.60}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{M_t}{0.5 \cdot (d_i + t_1) \cdot b \cdot L_{ch} \cdot 10^6} \quad \text{Ecuación 2.61}$$

Dado el caso que $\tau_{m\acute{a}x}$ supere el valor de $[\tau]_{ch}$ será necesario acudir a un acero con mejores propiedades mecánicas, en la industria azucarera por lo general para la construcción de los árboles para las bombas se emplea el Ac-45, o el 40X para algún caso específico. Por lo general el material de la chaveta se escoge igual al del eje.

2.1.39.6 Cálculo del factor de seguridad a la fatiga del árbol en el cambio de diámetro (n).

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{(n_\sigma^2 + n_\tau^2)}} \quad \text{Ecuación 2.62}$$

Donde:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon}\right) \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad \text{Ecuación 2.63}$$

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

Donde:

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_u \quad \text{Ecuación 2.64}$$

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mf}{Wf} = \frac{Mf}{0,1 \cdot d_i^3} \quad \text{Ecuación 2.65}$$

Y

$$n_\tau = \frac{\tau_f}{\tau_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ecuación 2.66}$$

Donde:

$$\tau_f = 0,6 \cdot \sigma_f \quad \text{Ecuación 2.67}$$

Y

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Mt}{Wt} = \frac{Mt}{0,2 \cdot d_i^3} \quad \text{Ecuación 2.68}$$

2.1.39.7 Cálculo del factor de seguridad a la fatiga del árbol en la sección de la chaveta (n).

En este paso se utilizan prácticamente las mismas ecuaciones que en el anterior, sólo ocurrirán algunos cambios.

Se repiten las ecuaciones 2.62, 2.63 y 2.64, pero los parámetros que en ellas se utilizan ahora se determinarán mediante las ecuaciones siguientes.

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mf}{Wf} = \frac{Mf}{0,1 \cdot d_i^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d-t)^2}{2 \cdot d_i}} \quad \text{Ecuación 2.69}$$

Ahora se repiten las ecuaciones 2.66 y 2.67, de donde uno de los parámetros que la componen se determina por la siguiente ecuación.

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Mt}{Wf} = \frac{Mt}{0,2 \cdot d_i^3 - \frac{b \cdot t \cdot (d_i - t)^2}{2 \cdot d_i}} \quad \text{Ecuación 2.70}$$

2.2 Nuevo esquema de análisis y método de cálculo para racionalizar el consumo de metal en árboles de bombas centrífugas.

Los soportes de los árboles de las máquinas históricamente se han idealizado a través de tres esquemas de análisis típicos: el apoyo articulado móvil, el apoyo articulado fijo y el apoyo empotrado, sin embargo, estos esquemas idealizados se alejan en cierta medida de la realidad. Los apoyos articulados provocan en los mismos: fuerzas internas, tensiones, flechas y pendientes mucho mayores que los reales y los apoyos empotrados: fuerzas internas, tensiones, flechas y pendientes mucho menores que las que existen en la realidad. Estas insuficiencias de los esquemas de análisis se han asimilado históricamente a través del controvertido factor de seguridad, encargado de llevar sobre su espalda todas las imprecisiones e incertidumbres de los cálculos. En el presente capítulo se describe una nueva metodología para el cálculo de árboles de bombas centrífugas utilizando un esquema de análisis con apoyos y empotramientos elásticos, al considerar las empaquetaduras como apoyos elásticos suplementarios y tomar en cuenta la rigidez angular de los cojinetes de rodamientos.

Los esquemas de análisis de los apoyos rígidos clásicos utilizados en los sistemas planos en la literatura de Mecánica Teórica se muestran en la figura 2.16. En la literatura técnica se utilizan otros apoyos articulados que consideran las propiedades elásticas de los apoyos. Estos modelos se muestran en la figura 2.17. En la literatura de Mecánica Teórica (Bedford and Fowler, 2002; Beer and Johnston, 1884; Meriam, 2003) solo se hace referencia a los apoyos rígidos clásicos, ningún autor hace referencia a ningún otro tipo de apoyo que contemple una rigidez intermedia entre los apoyos articulados y los empotrados.

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

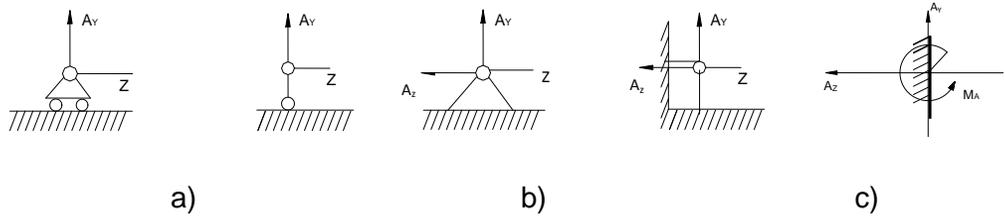


Figura 2.16: Esquemas de análisis clásicos: a) Apoyo articulado rígido móvil. b) Apoyo articulado rígido fijo. c) Empotramiento rígido. Fuente: (Goytisoló, 2006).



Figura 2.17: Esquema de análisis del apoyo articulado: a) Móvil elástico y b) Móvil fijo. Fuente: (Goytisoló, 2006).

En la literatura de Mecánica de Materiales, la mayoría de los autores se refieren también exclusivamente a los apoyos rígidos clásicos, sin contemplar en ningún caso la elasticidad de los apoyos (Fitzgerald, 1986; Fogiel, 1988; Mott, 1996; Spiegel and Limbrunner, 1999). Otro grupo de autores trata de alguna manera los apoyos elásticos mencionados anteriormente (Birger, 1966; Feodosiev, 1985; Pisarenko, 1989) y sólo en (Olsen, 1965) se menciona la posibilidad de que los empotramientos no sean perfectamente rígidos, pero sin profundizar en las cualidades ni en el modelo físico – matemático de este tipo de esquema de análisis y mucho menos en los procedimientos de cálculo. En la literatura de Diseño de Elementos de Máquinas los autores se refieren en mayor medida a los aspectos vinculados con la rigidez de los apoyos y a los diferentes posibles esquemas de análisis al situar las reacciones en los mismos, por ejemplo: (Wilson, 1999) al referirse a las reacciones en los elementos sometidos a flexión, señala que los soportes son usualmente idealizados con el objetivo de simplificar el análisis y añade que el soporte simple consiste en una fuerza concentrada resultante como reacción. Este tipo de soporte es utilizado para representar: cajas de bolas, rolletes, cojinetes de deslizamiento y otros soportes que permiten alguna rotación o pendiente en el plano durante la deformación por

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

flexión. Más adelante expresa: “Si el soporte de la viga no permite movimiento relativo a lo largo del eje de la misma, entonces surgirá una restricción adicional que provocará una fuerza axial como resultado de dicha restricción”.

Este efecto axial se desprecia siempre en los problemas de Diseño de Máquinas y continúa diciendo: “El apoyo empotrado, proporciona como reacciones una fuerza y un momento que no permiten rotación alguna en el plano de la deflexión del elemento. La pendiente de la curva elástica del elemento es cero en el apoyo empotrado, los que son utilizados para representar soportes muy rígidos”. Cuando se refiere a las reacciones en los cojinetes en el diseño de árboles, explica que: “Generalmente los mismos están soportados por dos cojinetes, como regla, los cuáles son considerados como soportes simples o simples apoyos”. Al construir los diagramas de momentos flectores, tanto en elementos sometidos a flexión como en el diseño de árboles, sólo se refiere a los apoyos clásicos y sus reacciones correspondientes. Los autores que abordan el Diseño por el Método de los Elementos Finitos (MEF): (Hawkes, 1989; Volmir, 1986; Wilson, 1997), emplean diferentes tipos de elementos que se diferencian por su forma, a través de las posiciones relativas de sus nodos y por los grados de libertad, es decir por las posibles direcciones del movimiento de cada nodo. Eligiendo adecuadamente estos elementos en las zonas de apoyo es posible modelar apoyos con diferentes rigideces y lograr una mayor aproximación a la realidad que en los clásicos apoyos articulados y empotrados. Esta cualidad del Método de los Elementos Finitos puede ser utilizada en la práctica para lograr aproximaciones más exactas. El Colectivo de Mecánica Aplicada de la Universidad de Cienfuegos ha definido un Nuevo Tipo de Apoyo Elástico: El Empotramiento Elástico (Figura 2.18 a) y el Empotramiento Parcialmente Elástico (Figura 2.18 b) y ha determinado experimentalmente (Goytisoló, 2006; Hidalgo 2009) el coeficiente de rigidez de los cojinetes de rodamientos más comunes al ser utilizados como apoyos en árboles. Una caja de bolas radial de doble hilera autoalineante se comporta a la flexión como una articulación rígida, sin embargo, una caja de bolas radial rígida de simple hilera se

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

comporta como un empotramiento parcialmente elástico con un coeficiente de rigidez $\varphi = 0,346$.

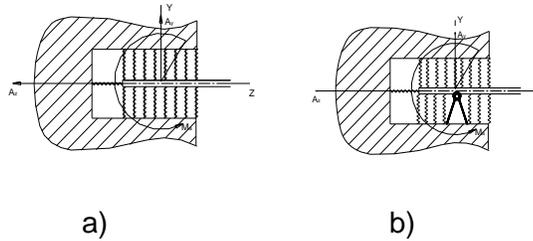


Figura 2.18: a) Empotramiento Elástico b) Empotramiento Parcialmente Elástico. Fuente: (Goytisoló, 2006)

Con la implementación de este nuevo esquema de análisis y método de cálculo para racionalizar el consumo de metal en árboles de bombas centrífugas, se tiene como objetivo principal desarrollar un método para la construcción del diagrama de momentos flectores en los árboles de las bombas centrífugas contemplando la rigidez de los cojinetes de apoyo y las empaquetaduras como apoyos elásticos suplementarios.

En la figura 2.19 se muestra un esquema de una bomba centrífuga radial similar a las bombas objeto de estudio. Se puede apreciar la ubicación de los cojinetes de apoyo y la ubicación de las empaquetaduras, las cuales serán consideradas como apoyos elásticos complementarios.

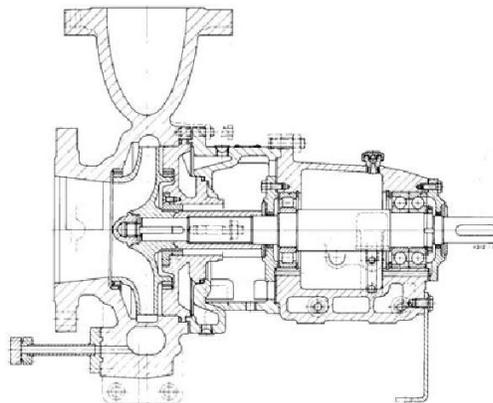


Figura 2.19: Disposición de los apoyos y empaquetaduras en una bomba centrífuga similar a la bomba objeto de estudio. Fuente: (KSB, 2001).

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

Las bombas centrífugas radiales tienen la particularidad que las fuerzas radiales provocadas por el fluido en los impelentes tiene la dirección de la lengüeta de la voluta hacia el impelente, por lo que para los cálculos hay que trabajar con sus componentes en los ejes correspondientes.

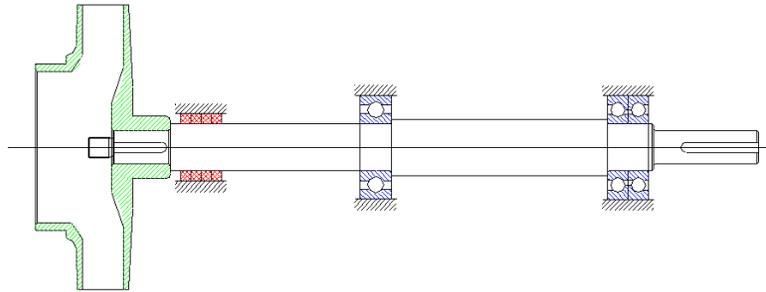


Figura 2.20: Esquema del árbol con el impelente, las empaquetaduras y los tipos de cojinetes de rodamientos en cada apoyo de la bomba caso de estudio. Fuente: (Elaboración propia).

En la figura 2.21 se muestra el esquema de análisis del árbol con la carga P_i que representa el peso propio del impelente $P_i = 60.8$ N, la fuerza radial del fluido sobre el impelente $F_r = 1334.6$ N, el peso propio del árbol $Q = 91.25$ N el que considerado como una carga uniformemente distribuida $q = 2.01$ N/cm, las empaquetaduras consideradas como articulaciones móviles elásticas, dos rodamientos de bolas de contacto angular a la derecha considerada como una articulación móvil rígida y una caja de bolas radial rígida de la izquierda considerada como un empotramiento parcialmente elástico. Para resolver este sistema con apoyos elásticos en las empaquetaduras y empotramiento parcialmente elástico en la caja de bolas radial de simple hilera del apoyo izquierdo primero hay que resolver el sistema hiperestático con los apoyos rígidos para hallar el momento flector que surge en el empotramiento rígido ya que en los empotramientos parcialmente elásticos el momento flector se halla como $M_f = \varphi \cdot M_{emp}$, donde φ es el coeficiente de rigidez del empotramiento elástico y para una caja de bolas radial rígida de simple hilera $\varphi = 0,346$ (Goytisolo, 2006, Hidalgo, 2009).

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

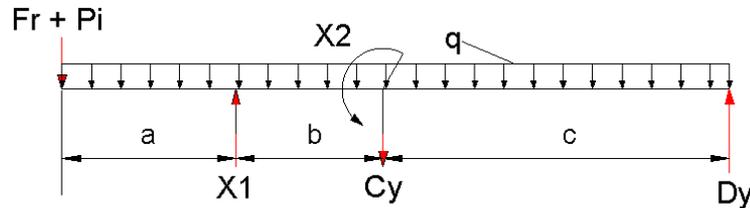


Figura 2.21: Esquema de análisis del árbol con todas las cargas que actúan sobre él. Fuente: (Elaboración propia).

Las ecuaciones canónicas del método de las fuerzas para el caso analizado, el cuál se trata de un sistema hiperestático con dos grados de hiperestaticidad son:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{1q} + \delta_1P = -\frac{X_1}{c_1} \quad \text{Ecuación 2.71}$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{2q} + \delta_2P = 0 \quad \text{Ecuación 2.72}$$

Para hallar los coeficientes de las ecuaciones es necesario construir los diagramas unitarios de las incógnitas, los de las cargas concentradas P y el diagrama de la carga distribuida q.

Para hallar los términos independientes correspondientes a los desplazamientos provocados por las cargas se aplicará el Principio de la Superposición ya que existen cargas concentradas (Peso propio del impelente y la fuerza radial del flujo) y una carga uniformemente distribuida a lo largo de toda la longitud correspondiente al peso propio del árbol. De manera que todos estos coeficientes tanto los de las incógnitas, como los términos independientes se hallan por las Integrales de Mohr multiplicando los gráficos de las fuerzas correspondientes mediante la Regla de Vereschaguin. El diagrama de momentos de las cargas concentradas correspondientes al peso propio de los impelentes y a la fuerza radial del fluido se muestra en la figura 2.22:

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

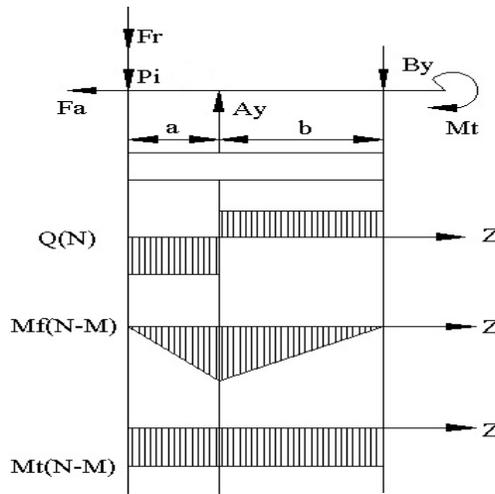


Figura 2.22: Diagrama de las cargas concentradas P. Fuente: (Elaboración propia).

Donde el momento flector máximo tiene un valor de 23 941,77 N-cm en la sección del rodamiento delantero.

Para hallar los coeficientes δ_1P y δ_2P , se aplicará el Principio de la Superposición, se hallará el coeficiente correspondiente a cada carga P por separado y se sumarán posteriormente y para hallar los coeficientes δ_1q y δ_2q .

$$X_1 - 0.067 \cdot X_2 = 1191.64 \quad (1) \quad \text{Ecuación 2.73}$$

$$-X_1 + 0.1 \cdot X_2 = -1157.64 \quad (2) \quad \text{Ecuación 2.74}$$

Hallado el momento flector en el empotramiento rígido, se puede hallar el momento en el empotramiento elástico M_D , de acuerdo a las consideraciones expuestas en los trabajos (Nodal, 2003; Hidalgo, 2004; Goytisolo, 2006; Hidalgo, 2009).

$$M_D = \varphi \cdot X_2$$

$$M_D = 0,346 \cdot 1025.4 \quad \text{Ecuación 2.75}$$

$$M_D = 354.8 \text{ N-cm}$$

La solución del sistema hiperestático anterior se hace exclusivamente con el objetivo de calcular el valor de $M_{emp.}$, y de esta forma de acuerdo con el coeficiente de rigidez del cojinete correspondiente hallar el momento flector real en el empotramiento parcialmente elástico M_D .

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

Los valores de las incógnitas obtenidos son: $X_1 = 1\,194.8\text{ N}$ y $X_2 = 1\,025.4\text{ N}$.

Los diagramas de fuerzas de cortante y momentos flectores para el árbol con la consideración de la presencia de apoyos elásticos y un empotramiento parcialmente elástico son los mostrados en la figura 2.23.

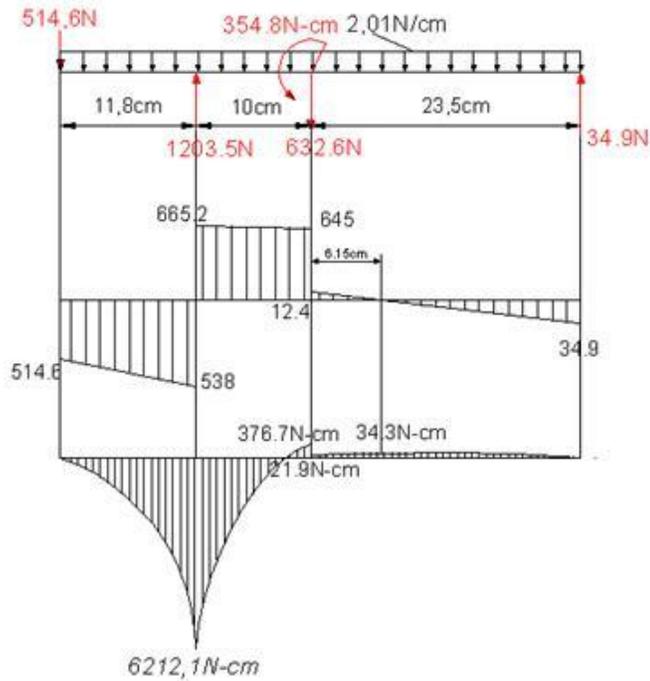


Figura 2.23: Diagramas de cortante y momento flector, considerando las cargas concentradas, el peso del árbol como una carga uniformemente distribuida, considerando la acción de las empaquetaduras y teniendo en cuenta el tipo de rodamiento. Fuente: (Elaboración propia).

El momento flector máximo con la consideración de las empaquetaduras como apoyos elásticos y la caja de bolas radial de simple hilera del apoyo izquierdo como empotramiento elástico da $M_{f\text{máx.}} = 6\,212.1\text{ N-cm}$ y sin considerar los apoyos elásticos es $M_{f\text{máx.}} = 23\,941.77\text{ N-cm}$.

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

2.3 Implementación de la metodología de cálculos hidráulicos y mecánicos de los impelentes, ejes y carcasas de las bombas centrífugas propuestas en Excel.

Una vez que queda elaborada la metodología de cálculo para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de ejes, impelentes y carcasas de las bombas centrífugas radiales se hace necesario la inserción del mismo en una hoja de cálculo en Excel, con el objetivo de facilitar el procedimiento anteriormente expuesto, donde introduciendo los datos fundamentales de los parámetros de trabajo de las bombas y otros utilizando tablas específicas las cuáles se indican durante el desarrollo de la metodología, posibilita obtener las dimensiones requeridas para satisfacer las necesidades de funcionamiento que se desean obtener, la misma se puede ver en los anexos 3, 4 y 5.

2.4 Comprobación de la efectividad del cálculo con diferentes prototipos nacionales.

Para comprobar la efectividad del procedimiento desarrollado se introducen algunos de los valores más representativos de la familia de bombas desde la 2 hasta la 5 CRVL, los resultados obtenidos se muestran a continuación:

Tabla 2.1: Comparación de los resultados obtenidos en la bomba 5CRVL.

Parámetros de la bomba 5CRVL	Valores reales	Valores del Excel
Rendimiento total: (%).	85	80
Potencia al eje: (Kw).	30	35
Diámetro del eje en el impelente: (m).	0.032	0.025
Diámetro del eje en el rodamiento: (m).	0.045	0.050
Diámetro del cubo: (m).	0.060	0.065
Longitud del cubo: (m).	0.060	0.070
Diámetro de entrada al impelente: (m).	0.145	0.170
Ancho del impelente en la succión: (m).	0.050	0.055
Diámetro de salida del impelente: (m).	0.273	0.306
Número de álabes: (Adimensional).	7	8
Ancho del impelente en la descarga: (m).	0.040	0.030

Fuente: (Elaboración propia).

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

Tabla 2.2: Comparación de los resultados obtenidos en la bomba 4CRVL.

Parámetros de la bomba 4CRVL	Valores reales	Valores del Excel
Rendimiento total: (%).	82	81
Potencia al eje: (Kw).	21	23
Diámetro del eje en el impelente: (m).	0.032	0.025
Diámetro del eje en el rodamiento: (m).	0.045	0.045
Diámetro del cubo: (m).	0.055	0.055
Longitud del cubo: (m).	0.060	0.060
Diámetro de entrada al impelente: (m).	0.115	0.145
Ancho del impelente en la succión: (m).	0.030	0.040
Diámetro de salida del impelente: (m).	0.276	0.265
Número de álabes: (Adimensional).	7	8
Ancho del impelente en la descarga: (m).	0.030	0.025

Fuente: (Elaboración propia).

Tabla 2.3: Comparación de los resultados obtenidos en la bomba 3CRVL.

Parámetros de la bomba 3CRVL	Valores reales	Valores del Excel
Rendimiento total: (%).	82	82
Potencia al eje: (Kw).	9.5	10
Diámetro del eje en el impelente: (m).	0.032	0.020
Diámetro del eje en el rodamiento: (m).	0.045	0.035
Diámetro del cubo: (m).	0.050	0.045
Longitud del cubo: (m).	0.060	0.050
Diámetro de entrada al impelente: (m).	0.085	0.115
Ancho del impelente en la succión: (m).	0.025	0.025
Diámetro de salida del impelente: (m).	0.254	0.210
Número de álabes: (Adimensional).	6	9
Ancho del impelente en la descarga: (m).	0.020	0.020

Fuente: (Elaboración propia).

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

Tabla 2.4: Comparación de los resultados obtenidos en la bomba 2CRVL.

Parámetros de la bomba 2CRVL	Valores reales	Valores del Excel
Rendimiento total: (%).	65	82
Potencia al eje: (Kw).	6.3	5.5
Diámetro del eje en el impelente: (m).	0.032	0.015
Diámetro del eje en el rodamiento: (m).	0.045	0.030
Diámetro del cubo: (m).	0.050	0.035
Longitud del cubo: (m).	0.060	0.040
Diámetro de entrada al impelente: (m).	0.075	0.090
Ancho del impelente en la succión: (m).	0.015	0.015
Diámetro de salida del impelente: (m).	0.279	0.165
Número de álabes: (Adimensional).	5	10
Ancho del impelente en la descarga: (m).	0.010	0.012

Fuente: (Elaboración propia).

Una vez introducidos en la metodología implementada en Excel los datos de los diferentes tipos de bombas del modelo CRVL y obtenidos los resultados de los mismos, se puede evidenciar que la metodología propuesta en el presente capítulo es confiable, pues los mismos no distan de los valores reales obtenidos de la documentación técnica de los talleres de fundición de la Industria Nacional.

Conclusiones parciales.

1. Se desarrolló una metodología para el diseño hidráulico y mecánico de los impelentes, ejes y carcasas de las bombas centrífugas de la industria azucarera nacional.
2. Se introdujo la metodología desarrollada en una hoja de cálculo en Excel, que permite obtener los valores deseados de forma automatizada.
3. Se aplicó una nueva metodología de cálculo para del árbol de las bombas centrífugas radiales dónde se considera la influencia en la resistencia mecánica de las empaquetaduras como apoyos suplementarios elásticos y los cojinetes de contacto angular como empotramientos elásticos.

Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.

4. Los resultados obtenidos por ambas metodologías para los cálculos del árbol no difieren significativamente en el cálculo del diámetro del árbol.
5. Se realizó una comparación de los valores obtenidos con valores reales de los modelos existentes demostrándose que la metodología propuesta es válida para este tipo de bombas.

Capitula IIII

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

3.1 Planteamiento del problema.

En estos momentos la industria azucarera cubana se encuentra prácticamente descapitalizada, es decir, no cuenta con el presupuesto necesario para adquirir equipamiento de bombeo para los centrales azucareros del país a través de productores internacionales. Producto a esta situación es necesario realizar una serie de modificaciones a los equipos existentes, de manera que sean capaces de satisfacer las demandas existentes actualmente en la industria azucarera cubana. Para lograr este objetivo se hace necesario modificar los equipos de bombeo tanto desde el punto de vista del diseño como desde el punto de vista energético, tratando que dicha modificación no altere de forma significativa las condiciones de las instalaciones existentes, debido a que nuestra industria azucarera no se encuentra en condiciones de llevar a cabo una sustitución masiva de todos los sistemas de bombeo de todos los centrales azucareros del país.

Los objetivos fundamentales sobre los cuáles se basa la necesidad de modificación de las bombas CRVL es producto de que estas son unas bombas muy poco confiables, además de ser muy complejas cuando se trata de darles mantenimiento, por lo que cada sistema de bombeo en cada ingenio azucarero del país en la actualidad es doble (Ver anexo 6); es decir, hay un sistema en uso y un sistema de reserva, para que entre en funcionamiento cuando sea necesario. Causa por lo cual se hace necesario la elaboración de un nuevo prototipo sobre la base del propio diseño de las CRVL, pero que posibiliten desarrollar los mantenimientos en el menor tiempo posible, lo que al posibilitar desarrollar un desarme con mayor rapidez eliminaría la necesidad de existencia del otro sistema en los lugares de menor importancia dentro del proceso productivo, el cual jugaría un papel fundamental al ser utilizado como piezas de repuesto para el sistema que quede instalado. A pesar de que este trabajo haga énfasis sobre la modificación del diseño y las propuestas de mejoramiento hay lugares donde si es sumamente necesaria la existencia de los

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

llamados sistemas dobles, debido a que una falla en estos sistemas pararía la producción.

En este capítulo se presenta el estudio de rediseño realizado a las bombas CRVL, específicamente a la 5CRVL, ya que las mismas no están acordes con las exigencias técnicas actuales producto a que son consecuencia de copias hechas a partir de modelos americanos que datan de la década del 50 aproximadamente. Es por ello que se realiza el análisis con el objetivo de simplificar su diseño en función de que el mismo se ajuste a las nuevas tendencias de fabricación de bombas a nivel internacional.

3.2 Características técnicas de los equipos de bombeo centrífugas.

Las bombas 5CRVL es un modelo de bomba de procedencia norteamericana fundida en las empresas mecánicas del MINAZ en Cuba a partir de copias de prototipos y no se ajusta el diseño en su conjunto a las tendencias técnicas actuales que posibilite un mantenimiento en el menor tiempo posible, reduciendo de esta forma al máximo las pérdidas de tiempo en la producción por causa de los mantenimientos o roturas imprevistas durante su funcionamiento en plena zafra. Para el presente estudio se escoge la 5CRVL porque de todo su grupo que abarca desde la 2 hasta la 6, ésta es la que más aplicaciones tiene dentro de la industria, por lo que se considera la más importante dentro de ese grupo de bombas. (Ver Anexos 7 y 8).

Las características técnicas más relevantes de este tipo de bombas se pueden apreciar en la tabla 3.1, dichas características no se desean alterar, porque se necesita que mantengan los mismos parámetros de trabajo, el objetivo fundamental es simplificar su diseño, pero que todo lo demás permanezca inalterable.

Para el desarme de estas bombas en la actualidad es necesario seguir los siguientes pasos:

1. Desacoplar la tubería de succión de la tapa delantera.
2. Desacoplar la tubería de descarga del difusor.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

3. Desacoplar la tapa delantera de la voluta.
4. Desenroscar la tuerca que fija el impelente al árbol de la bomba.
5. Sacar el impelente de la voluta.
6. Soltar el acoplamiento entre en motor y el árbol de la bomba.
7. Desacoplar el motor de la base.
8. Quitar de la base el pedestal con la voluta.
9. Desacoplar la voluta del pedestal.

Actualmente el acoplamiento entre el motor y la bomba está hecho con bridas y bandas hechas de transportadores. (Ver Anexo 6).

BOMBA		BSC 320 -30 SIMILAR 5 CRVL							
FLUJO	GPM	900	800	700	600	1400	1200	1100	900
	M ³ /h	204	182	159	136	318	272	250	204
CARGA	PIES	43	37,5	28	24	100	88	65	51
	M	13,1	11,4	8,5	7,3	30,5	25	20	15,5
POTENCIA	en eje bomba	8,45	6,55	4,45	3,47	30,6	23,2	16	11,2
	del motor	kw	10	7,5	5,5	4	30	30	22
Rpm-motor		1150				1750			
Eficiencia	%	85	85	82,5	77	85	85	83	76
Diametro impulsor	mm	273	254	228	203	273	254	228	203
USO: Servicio general, potasa..									

Tabla 3.1: Características técnicas de las bombas 5CRVL. Fuente: (Documentación Técnica Fábrica de Fundición de Sagua la Grande).

3.3 Análisis y desarrollo de las propuestas de modificación.

Luego de analizar las posibles variantes de modificación de la bomba en estudio, teniendo en cuenta su configuración, parámetros de funcionamiento y dimensiones de sus componentes principales se decide estudiar la funcionalidad de tres variantes para llevar a cabo su modificación.

Las propuestas de modificación están hechas sobre la base de las tendencias actuales de fabricación de bombas, luego de una amplia búsqueda bibliográfica hecha acerca del tema la mayoría de los productores a nivel internacional (para citar algunos: KSB, Bombas Moret, Bombas Ideal, Bombas Worthington, entre otros), coinciden en un tipo de diseño en el cuál no es necesario tocar las tuberías de

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

succión ni la de descarga a la hora de darle mantenimiento a las bombas, o cuando se presente alguna rotura inesperada durante su operación; y el otro tema en el que coinciden es en la utilización de sellos mecánicos en lugar de empaquetaduras. Estas son las causas fundamentales que dan al traste con la necesidad de modificar de forma sencilla la configuración de un grupo de bombas utilizadas por la industria azucarera, específicamente las del tipo CRVL, ya que estas son las de mayores aplicaciones dentro de esta industria.

3.3.1 Propuesta de modificación de la voluta para el desarme posterior.

La primera propuesta está basada sobre el desarme posterior, con la idea de no tener que tocar las tuberías de succión ni la de descarga, para esto se propone:

- Utilizar la misma tapa de succión, y el mismo pedestal (Ver anexos 9 y 10) con la fundamentación de que debe haber cierta cantidad de éstas fabricadas con antelación, ya sea como piezas de repuesto o con otros fines como es la culminación del ensamble de los nuevos prototipos que actualmente se continúan fabricando.
- Se propone producir la voluta de forma simétrica al plano divisor de fundición, (Ver anexo 11) lo que simplifica la fundición de ésta, manteniendo la misma configuración en la parte correspondiente a la tapa de succión, debido a que esta sección posee el diámetro mínimo necesario para que el impelente salga de la misma.
- Y finalmente, confeccionar una tapa posterior que mantenga la configuración que tenía anteriormente la voluta en esa sección, no alterando los parámetros de funcionamiento de la bomba. (Ver Anexo 12). De esta forma los pasos a seguir para el desarme sería como sigue:

1. Desenroscar el pedestal de la voluta.
2. Soltar el acoplamiento entre el motor y el árbol de la bomba.
3. Desacoplar el motor de la base.
4. Desacoplar el pedestal de la base, el cuál saldría junto con la tapa posterior y el impelente.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

En esta variante la voluta quedaría sujeta a las tuberías de succión y de descarga, para esta modificación es necesario elaborar el árbol 15 mm más largo en la sección del rodamiento delantero, así como desplazar la misma distancia la base que fija el pedestal, el motor no es necesario desplazarlo, porque el tipo de acoplamiento que utiliza es capaz de absorber este desplazamiento (Ver anexo 13).

3.3.2 Propuesta de modificación de la voluta, la base del pedestal, el tipo de acoplamiento y adaptación de sellos mecánicos.

La segunda variante está basada sobre la modificación del diseño de la voluta, la adaptación de sellos mecánicos, la simplificación de la base del pedestal y el acoplamiento mediante Coupling, para lo cual se propone:

- Producir la voluta enteriza en la parte delantera, (Ver anexo 14) alternativa actualmente muy utilizada por los productores de bombas internacionales.

Esta opción reduce la ocurrencia de pérdidas provocadas por un mal apriete, o por el mal estado de la junta, simplifica el trabajo del operador al eliminarse la tornillería que une la tapa de succión a la voluta, y mantiene la configuración original de la bomba en su interior.

- Se le agrega al nuevo diseño una base para el soporte de la voluta, (Ver anexo 14) la cuál en la propuesta anterior quedaba sujeta por las tuberías de succión y de descarga.

- Se simplifica la elaboración de la base del pedestal dejando solamente un apoyo en la parte trasera, (Ver anexo 15) dado que la voluta ya cuenta con una base que es capaz de soportar el peso del conjunto, anteriormente la base del pedestal era robusta, porque la voluta quedaba en voladizo y era éste quien soportaba todo el peso.

- Se modifica la configuración exterior de la tapa posterior (Ver anexo 16) con la idea de adaptarle a este tipo de bombas sellos mecánicos UNITEX/55, fabricados por la firma Alemana BURGMANN.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Para la adaptación del sello mecánico UNITEX/55 la modificación que hay que hacerle en la tapa posterior es solamente para fijar el cuerpo (elemento estático) del sello mecánico al cuerpo de la bomba, lo cuál se hace mediante los tornillos o espárragos con que normalmente se ajusta el prensa estopa. Para el prensa estopa solamente se utilizan dos tornillos, para el sello mecánico ha sido modificado para fijarlo con cuatro tornillos.

Además de la modificación de la tapa posterior es necesario mantener el alargamiento de los 15 mm del árbol igual que en la variante anterior.

- Para la adaptación de este tipo de sellos es necesario cambiar el tipo de acoplamiento entre la bomba y el motor, para lo cuál se propone la elaboración de un coupling, que a la vez permite que el desarme de la bomba se realice sin la necesidad de tener que tocar el motor de su base (Ver Anexo 17), algo bien importante, ya que no se pierde la linealidad del sistema de bombeo, esto tiene como consecuencia que hay que desplazar la base del motor una distancia de 140 mm.

En esta variante la secuencia de pasos para el desarme de la bomba es igual que en la anterior, lo que difiere este caso del anterior es que cambia el tipo de acoplamiento entre el motor y la bomba y que ahora no es necesario quitar el motor para el desarme del pedestal. (Ver Anexo 18).

Los sellos mecánicos UNITEX/55 tienen como objetivo fundamental evitar el derrame de jugo filtrado y jugo clarificado en el proceso de la caña de azúcar. Está acto para fluidos como el agua caliente, pero su precio no justifica el uso en este fluido ya que existen sellos mecánicos más sencillos y de menor precio que se utilizan con este fin.

Límites de empleo:

En el manual del fabricante del UNITEX se reflejan los siguientes datos:

$$d_1 = 25 - 75 \text{ mm}$$

$$t = - 20 \dots + 90^\circ\text{C} (+140^\circ\text{C})^*$$

$$p_1 = 12 \text{ bar (1200 Kpa)}$$

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

$V_g = 10 \text{ m/s}$

* Decisivo es el límite de aplicación del elastómero o toroide utilizado.

El sello UNITEX/55 montado en las bombas CRVL se concreta al siguiente límite de aplicación:

- ✓ $d_1 = 55 \text{ mm}$ (Diámetro interior de la camisa del sello)
- ✓ $t = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ (Sello con toroides de caucho flúor carbónico o Viton ®)
- ✓ $p_1 = 12 \text{ bar}$(hasta 122 m H₂O = 174 lb/in²)
- ✓ $V_g = 10 \text{ m/s}$El diámetro del árbol de la bomba en la zona de alojamiento del sello mecánico es de 55 mm para la 6 CRVL. El cálculo de la velocidad lineal en esta zona arroja los siguientes valores:
 - Para 1150 r.p.m. $V_g = 3.3 \text{ m/s}$
 - Para 1750 r.p.m. $V_g = 5.04 \text{ m/s}$
 - Para 3500 r.p.m. Los modelos 4 CRVL, 5 CRVL y 6 CRVL no son eficientes energéticamente a estas revoluciones y el impulsor no está balanceado dinámicamente.
- ✓ Límite de acuerdo a la viscosidad cinemática del fluido $\nu \leq 120cSt$

Para los fluidos azucareros los resultados por lo general se comportan de la siguiente manera:

Tabla 3.2: Propiedades de los fluidos azucareros.

Material	ρ -Densidad (g/cm ³)	μ -Visc. Dinám.(cP)	ν -Visc. Cinem.(cSt)
Agua	1.00	1	1
Jugo mezclado	1.05	1.8	1.71
Cachaza	1.11	80	72.07
Meladura	1.1	300	273.72
Miel final	1.8	1500	833.33

Fuente: (Díaz 2008).

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Del análisis anterior resulta que de acuerdo a los valores de viscosidad de los fluidos el UNITEX55 solo puede ser usado en agua y jugo mezclado. En el caso de la cachaza el porcentaje de partículas sólidas no permite su uso.

Montaje del sello en la bomba:

Las dimensiones de la caja porta empaquetadura de la bomba 5 CRVL con sellos mecánicos están dadas en la figura 3.1:

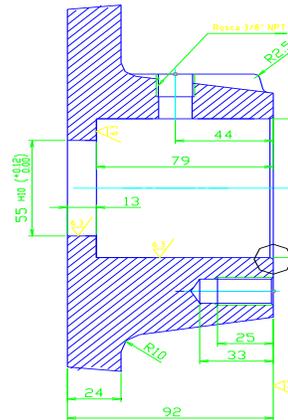


Figura 3.1: Dimensiones de la caja porta empaquetadura de la bomba 5 CRVL con sellos mecánicos. La caja porta empaquetadura ha sido modificada y se ajusta en estos momentos a la norma ISO 3069-1974 (E)*. Fuente: (Díaz 2008).

* ISO 3069-1974 (E) End suction centrifugal pump - Dimensions of cavities for mechanical seals and soft packing.

Los pasos a seguir durante el montaje del sello son los siguientes:

1. Limpiar el eje impecablemente.
2. Lubricar ligeramente el eje en la zona donde correrá el toroide que tiene alojada la camisa inoxidable del sello.

El aceite de lubricar el eje no debe atacar la goma para que no se deteriore el toroide de la camisa. Este aceite no puede ser mineral, si se emplea aceite de procedencia animal o vegetal no habrá problemas.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Correr el sello por la superficie del eje rugosa, con suciedad o sin lubricante, desgasta el toroide de caucho que tiene la camisa interiormente y puede provocar la pérdida de hermeticidad entre la camisa y eje de la bomba. Si se pierde la hermeticidad en esta zona el jugo se cuela entre estos dos elementos y corroe al eje de la bomba (Acero 45). La corrosión provocada, durante un período largo ocasiona que la extracción del sello manualmente sea imposible por lo que se hace necesario utilizar un extractor; no dar golpes de ninguna magnitud.

3. Fijar el cuerpo (elemento estático) del sello mecánico al cuerpo de la bomba mediante los tornillos o espárragos con que normalmente se ajusta el prensa estopa. Para el prensa estopa solamente se utilizan dos tornillos, para el sello mecánico debe ser ajustado con cuatro tornillos. Ver figura 3.2.

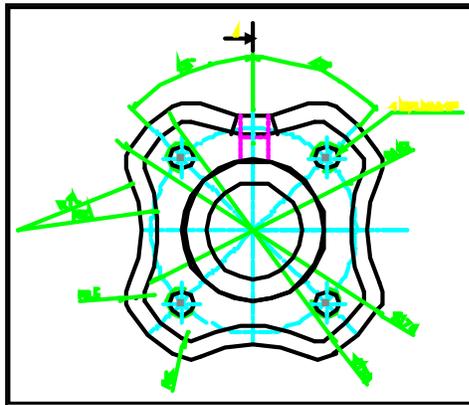


Figura 3.2: Vista frontal del cuerpo de las bombas en la zona de la caja porta empaquetadura. Fuente: (Díaz 2008).

Fijar mediante los cuatro prisioneros que se insertan en el anillo de arrastre la parte dinámica del sello al eje de la bomba (Figura 3.3).

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

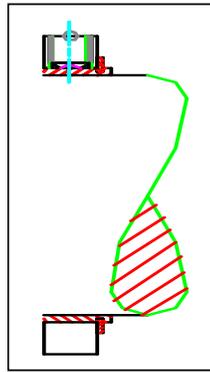
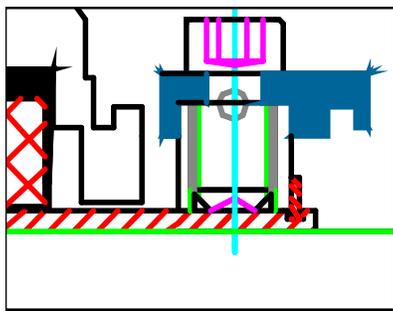
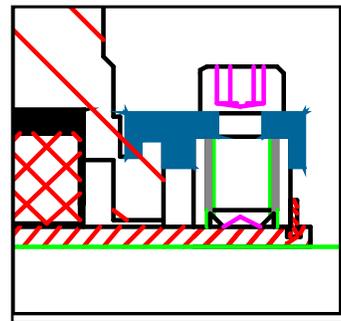


Figura 3.3: Anillo de arrastre con cuatro prisioneros de fijación. Fuente: (Díaz 2008).

Desmontar los calibres de montaje del sello y colocarlos nuevamente girando su posición en 180°. Este paso es muy importante y decisivo en la durabilidad del sello (ver figura 3.4). Si no se giran los calibres a 180° se están manteniendo unidas por este elemento el cuerpo del sello mecánico, que no gira, con el resto de sus componentes que comenzarán a girar conjuntamente con el eje, al poner en funcionamiento la bomba.



A)



B)

Figura 3.4: A) Posición del calibre para montar y desmontar el sello mecánico de la bomba. B) Posición del calibre para poner a funcionar la bomba (Girado a 180°). Fuente: (Díaz 2008).

Este calibre o distanciador regula la presión que ejerce el muelle sobre el anillo deslizante y éste a su vez sobre el anillo fijo (insertado en el cuerpo). Variar la presión del muelle desgastando el calibre en una operación incorrecta con el mismo, provoca variaciones en la durabilidad del sello.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

El sello queda montado en la forma que refleja la figura 3.5:

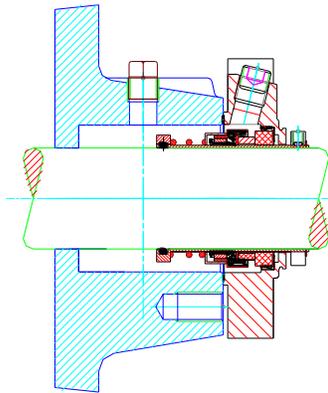


Figura 3.5: Montaje del sello UNITEX/55 en la caja porta empaquetadura del modelo 5 CRVL. Fuente: (Díaz, 2008).

El sello UNITEX/55 presenta los siguientes materiales:

- Anillo deslizante (pos. 1.1): -----**B** (Grafito de Carbón)
- Anillo estacionario o contra anillo (pos.3): -----**Q1** (Carburo de silicio)
- Fuelle (pos. 1.2) -----**V** (Viton ®)
- Componentes (resto de pos.) ----- **1.4401**(Acero CrNiMo)
- Resorte (pos.2) ----- **1.4571**(Acero CrNiMo)
- Empaquetaduras en "O" (toroides) ----- **V** (Viton ®)
- Junta plana (pos.9) ----- **Buratherm®**

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Planos de los elementos fundamentales del sello.

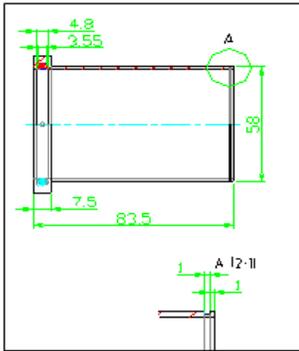


Figura 3.6: Camisa del sello.

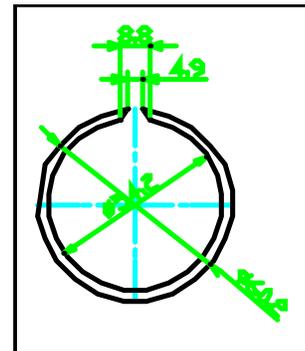


Figura 3.7: Anillo de seguridad.

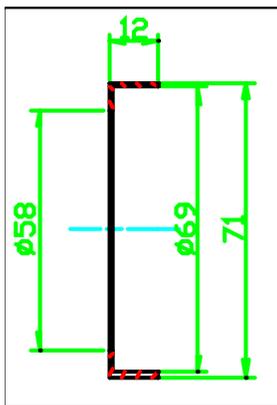


Figura 3.8: Contra anillo estacionario.

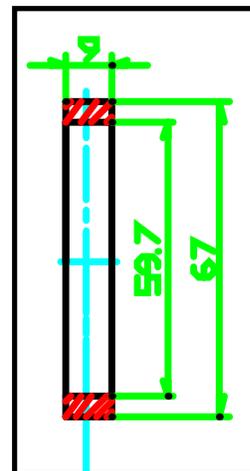


Figura 3.9: Anillo deslizante de grafito.

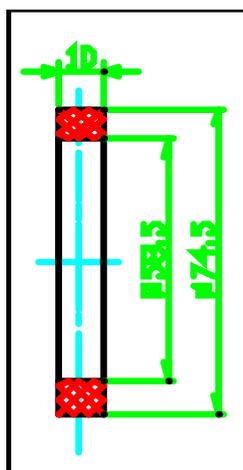


Figura 3.10: Anillo distanciador.

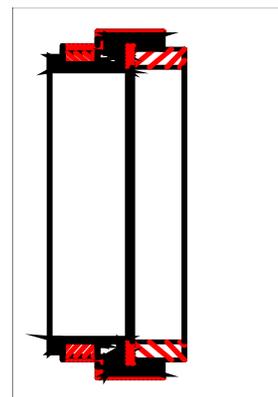


Figura 3.11: Unidad de fuelles.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

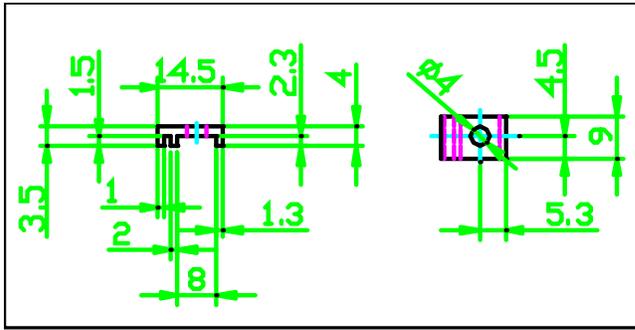


Figura 3.12: Calibres de montaje

Régimen de Inyección del UNITEX:

La alimentación del sello debe ser de acuerdo con API Plan 11 (circulación desde la descarga de la bomba al orificio del sello). Esta conexión debe ser permanente y obligatoria para la lubricación y enfriamiento del anillo deslizante y el contra anillo estacionario. Ante una parada prolongada de la bomba (más de un día) es necesario desconectar la alimentación desde la descarga e inyectar agua para el lavado de las anillas, con el objetivo de que no se peguen y ocurran desprendimientos superficiales en las mismas durante la puesta en marcha. El lavado debe ejecutarse durante 10 min. y debe ponerse en funcionamiento la bomba para que sea efectivo. Ver figura 3.13.

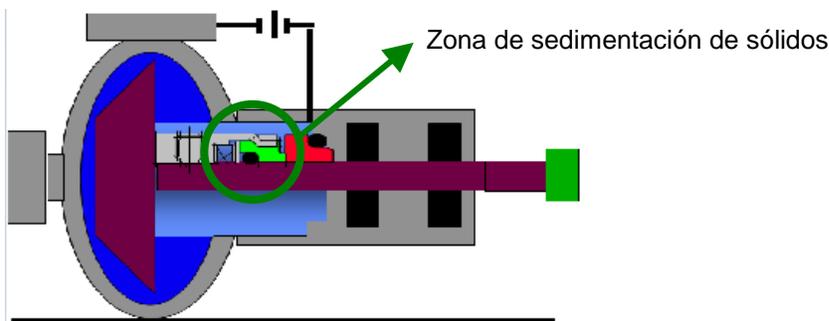


Figura 3.13: Régimen de inyección del sello mecánico. Fuente: (Díaz 2008).

No se permite la explotación del sello con sólidos en suspensión ya que la sedimentación de las partículas sólidas puede taponar el acceso del fluido a las anillas fijas (en rojo) y deslizante (en verde). Si deja de llegar el fluido, las anillas se calientan más de lo debido por falta de lubricación y enfriamiento y las mismas

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

tienden a partirse o en su defecto a desprender pedazos que provocan automáticamente salideros en el sello.

Salideros en el sello:

Cuando ocurren salideros de jugo el mismo se introduce por la parte posterior del sello al interior de la camisa. Al mantenerse por tiempo prolongado este jugo corre al eje perjudicando la extracción del sello mecánico como se mencionó anteriormente. Para evitar esto lo ideal es colocar una anilla de empaquetadura después del anillo de arrastre que sostiene a los calibres de montaje (Ver figura 3.14). La anilla puede ser fijada en la intersección eje - camisa del S.M. mediante una presilla circular.

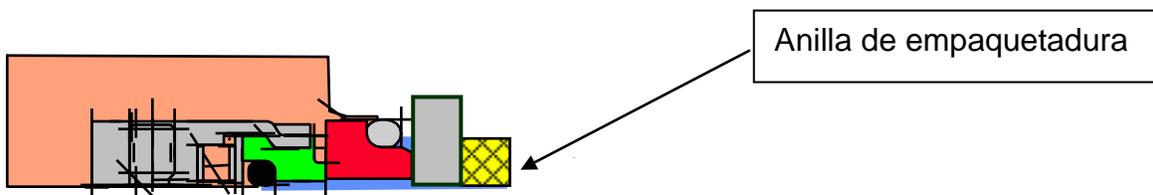


Figura 3.14: Anilla de empaquetadura después del anillo de arrastre para evitar entrada de jugo a la camisa. Fuente: (Díaz 2008).

Conservación del sello al final de la zafra:

La conservación del sello debe ser ejecutada solamente por el personal que reciba el curso de adiestramiento impartido por la Empresa Manuel Fajardo.

Sustitución del sello por empaquetadura en casos de urgencia:

La caja porta empaquetadura ha sido modificada y sigue permitiendo el uso de cuatro anillas de empaquetadura de 1/2". En las modificaciones se mantiene colocado el tapón para colocarle enfriamiento a la empaquetadura.

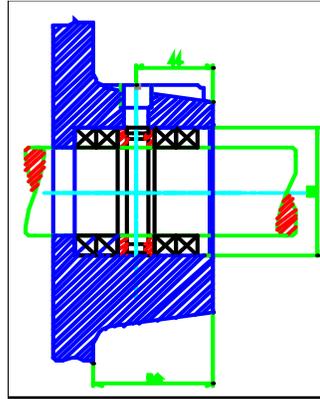


Figura 3.15: Caja porta empaquetadura sin sello mecánico diseñada de acuerdo con ISO 3069- 1974 (E). Fuente: (Díaz 2008).

3.3.3 Propuesta modificación de la voluta, el acoplamiento y la base del pedestal igual que en el caso anterior, pero esta vez para utilizar el sello mecánico CONVERTOR.

La tercera y última variante, que a la vez constituye la propuesta para la elaboración del cambio en el diseño de las bombas CRVL (Ver anexo 19); tipo de bombas que utiliza fundamentalmente la industria azucarera, consiste en elaborar la voluta con la parte delantera enteriza igual que en la variante dos (Ver Anexo 14), elaborar la tapa posterior según la configuración de la variante uno (Ver Anexo 12), porque en este caso se propone la utilización del sello mecánico CONVERTOR, de la marca canadiense A.R. Thomson Group, la cuál cuenta con una sucursal en Cuba. Este tipo de sellos mecánicos además de ser menos costoso que los de tipo UNITEX/55 tienen la ventaja de que están hechos sobre la base de que se pueden instalar en las mismas instalaciones donde anteriormente habían empaquetaduras con prensa estopas, lo que es de gran ayuda dado que como no es necesario modificar la sección donde van instalados, sólo es quitar las empaquetaduras y el prensa estopas e instalarlos a ellos, en caso de que presenten algún problema se pueden instalar nuevamente las empaquetaduras y seguir con el funcionamiento del equipo sin problema de ningún tipo. (Ver figura 3.16).

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

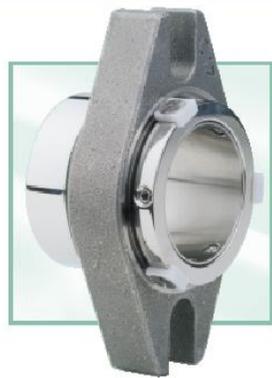


Figura 3.16: Sello Mecánico CONVERTOR. Fuente: (A.R.Thomson, 2010).

Para esta propuesta también se utiliza el mismo tipo de acoplamiento que el de la variante dos (Ver Anexo 17), y el mismo pedestal simplificado (Ver Anexo 15).

En la página Web de A.R. Thomson Group comentan acerca de los sellos mecánicos que a diferencia de las empaquetaduras, los sellos mecánicos instalados en las bombas, trabajan sin fuga del fluido al exterior ni necesidad de inyectar un fluido auxiliar al interior del equipo. Esto es muy importante cuando el fluido en cuestión es valioso, o contaminante o el mismo no se puede contaminar o diluir o es abrasivo, etc.

Los sellos mecánicos nacieron para satisfacer estas exigencias y en algunos casos, formas simples de ellos se aplicaron a usos comunes como las bombas de agua de los automóviles o bombas de agua domesticas, pero en general, para las aplicaciones industriales serias, siempre resultaron costosos, complejos, difíciles de mantener, y... muy delicados. Además, a veces tenían requerimientos especiales en el propio diseño de las bombas o equipos.

Con frecuencia, el personal de mantenimiento y operación, prefería eliminarlos, modificar el equipo e instalar empaquetaduras... y vivir con las consecuencias, pero esto no siempre se podía hacer.

La firma AEESEAL ha revolucionado la aplicación de sellos mecánicos con diseños y conceptos innovativos que hacen práctico y económico, incluso el proceso inverso. Muchas bombas y equipos originalmente diseñados con empaquetaduras pueden

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

ahora ser convertidos mediante la instalación de sellos mecánicos que se instalan directamente en los prensaestopas que ocupaban las empaquetaduras, sin otras modificaciones mecánicas.

Mediante un programa computarizado y una amplia base de datos, le podemos ofrecer la variante optimizada de sellos AEESEAL para casi todas las marcas y modelos de bombas fabricadas en el mundo, y para casi todos los sellos originalmente instalados en ellas, o para su conversión, si usaban empaquetaduras. También hay líneas completas de aplicación para las industrias del azúcar, petróleo (sellos API) y otras.

Generalmente, los sellos mecánicos amortizan su valor en unos pocos meses y a veces en semanas debido a una o más de las razones siguientes.

- a) La disminución de la fricción entre el eje y la empaquetadura. Usted puede comprobar esto midiendo la energía o la corriente que toma el motor. Recuerde que el consumo de energía es proporcional a $TORQUE \times RPM$. Disminuir fricción es disminuir torque.
- b) La disminución del consumo de vapor u otra forma de energía cuando usted tiene que concentrar o evaporar jugos, pulpas u otros productos debido a la eliminación del agua en la empaquetadura. Recuerde que cada litro de agua que usted añade por esta vía requiere 540 kilocalorías adicionales para el secado o concentrado de su producto.
- c) La eliminación de la dilución de los fluidos bombeados causada por la propia agua de sellaje que se suele inyectar a las bombas en el anillo de enfriamiento.

Además, como en todos los suministros de A. R. Thomson, le ofrecemos la asesoría para el montaje, mantenimiento y la reparación en nuestros talleres si algún día la necesita. (A.R.Thomson, 2010)

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

3.4 Evaluación del impacto económico de las propuestas de proyectos.

La evaluación del impacto de estas nuevas alternativas propuestas se valoran desde el punto de vista económico (si es factible o no el cambio) y desde el punto de vista del ahorro energético que pueda proporcionar cada una de las mismas.

3.4.1 Análisis económico del sistema doble de bombeo.

Costo total de la instalación = MD+MOD+CIP

MD: Material Directo

MOD: Mano de Obra Directa

CIP: Costos Indirectos de Producción

Tabla 3.1: Costo del Material Directo.

Materiales Directos	UM	Cantidad	Precio			Costo MD Importe
			CUC	MN	TOTAL	
Impulsor	U	1	8.46	87.30	55.76	155.76
Cuerpo	U	1	243.47	254.63	498.10	498.10
Tapa	U	1	81.40	65.70	147.10	147.10
Coupling	U	1	53.70	166.58	220.28	220.28
Árbol	U	1	35.74	37.31	73.05	73.05
Anilla de enfriamiento	U	1	14.11	14.74	28.85	28.85
Camisa	U	1	10.89	11.36	22.25	22.25
Prensa Estopa	U	1	17.99	18.77	36.76	36.76
Pedestal	U	1	116.74	121.81	238.55	238.55
Bancada	U	1	69.89	236.03	305.92	305.92
Rodamiento 6309	U	2	10.67	9.27	19.94	39.88
Tornillos M12	U	18	0.15	0.14	0.29	5.22
Arandela de presión de 12mm	U	18	0.04	0.02	0.06	1.08
Arandela plana de 12 mm	U	18	0.04	0.02	0.06	1.08
Tornillos M18	U	16	1.92	1.56	3.48	55.68
Tuerca hexagonal M18	U	20	0.16	0.14	0.30	6.00

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Arandela de presión de 18mm	U	20	0.04	0.03	0.07	1.40
Arandela plana de 18 mm	U	36	0.05	0.03	0.08	2.88
Motor eléctrico 30 Kw 1800 RPM	U	1	1518.37	1598.41	3116.78	3116.78
Breakers 60 A	U	1	345.78	347.33	693.11	693.11
Magnético 60 A	U	1	127.96	112.45	240.41	240.41
Válvula de 6"	U	2	835.27	788.60	1326.87	3247.74
Cheque	U	1	537.20	645.44	1182.64	1182.64
Cables	Metros	20	3.50	2.00	5.50	110.00
Total de MD						10320,52

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.2: Costo de Mano de Obra Directa.

Mano de Obra Directa	UM	Cantidad	Tarifa Horaria	Costo MOD
Mano de obra de fundición	Tasa/h	24	\$ 5.30	\$ 127.20
Mano de obra de acabado	Tasa/h	1	\$ 4.50	\$ 4.50
Mano de obra de ensamblaje	Tasa/h	2	\$ 6.00	\$ 12.00
Total de MOD				\$ 143.70

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 3.3: Costos Indirectos de Producción.

CIP	Costo	Tasa Aplicable	CIP Importe
Depreciación	\$ 1 110.60	10 % / año	\$ 111.06
Mantenimiento	\$ 1.20	4 h	\$ 4.80
Herramientas	\$ 3.00	4 h	\$ 12.00
Total de CIP			\$ 127.86

Fuente: Elaboración propia.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Costo total de la instalación = MD+MOD+CIP

Costo total de la instalación = \$ 10 320.52 + \$ 143.70 + \$ 127.86

Costo total de la instalación doble de reserva =\$10 592.08

3.4.2 Análisis económico de las propuestas de modificación.

Costos de las propuestas hechas:

✚ El costo unitario de la bomba 5CRVL (Sin modificación) es de \$ 1 110.60.

✚ 1era Propuesta.

Costo de la propuesta = Costo total de la Bomba + 8 Tornillos M12 + 8 Arandelas de presión de 12mm + 8 Arandelas planas de 12 mm + Tapa nueva

Costo de la propuesta=\$1 110.60 + 2.32 + 0.48 +0.48 + 147.10

Costo de la propuesta=\$1 260.98

✚ 2da Propuesta.

Costo de la propuesta = Costo total de la Bomba + Coupling + Tapa nueva + Sello

Costo de la propuesta = \$1 110.60 + 220.28 + 147.10 + 1166.44

Costo de la propuesta = \$2 644.42

✚ 3era Propuesta.

Costo de la propuesta = Costo total de la Bomba + Coupling + Tapa nueva + Sello

Costo de la propuesta = \$1 110.60 + 220.28 + 147.10 + 568.82

Costo de la propuesta = \$2 046.80

Tabla 3.4: Tabla comparativa de los costos de las diferentes propuestas.

	Bomba 5 CRVL (SIN CAMBIOS)	1era Propuesta	2da Propuesta	3era Propuesta
Costo	\$ 1 110.60	\$ 1 260.98	\$ 2 644.42	\$ 2 046.80

Fuente: Elaboración propia.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

El precio de la primera propuesta de modificación no difiere del precio original de este tipo de bombas, porque no se le agrega ningún elemento nuevo que encarezca la instalación, sólo se modifica de manera sencilla el cuerpo de la bomba para el desarme posterior.

Para el caso de la segunda propuesta hay que sumarle a este precio el del sello mecánico, un sello UNITEX/55 cuesta 535.99 USD y 630.45 MN.

Para la tercera y última variante de modificación hay que hacer la misma operación que en el caso anterior, un sello de tipo CONVECTOR tiene un precio de 200.60 USD y 368.22 MN.

3.4.3 Análisis económico de las diferentes alternativas para el rediseño de las bombas desde el punto de vista de eficiencia energética.

Tradicionalmente el MINAZ ha utilizado para el sellaje de bombas y válvulas industriales la empaquetadura trenzada de lino grafitada de diferentes medidas y parámetros de aplicación en función de la velocidad, la presión y la temperatura de trabajo de las bombas y válvulas. Actualmente los fabricantes en el mundo han desarrollado nuevos productos y tecnologías, entre las que se encuentran:

- El Tom-Pac.
- Los Sellos Mecánicos.

La fundamentación del análisis que se desarrollará a continuación tiene como objetivo demostrar que las bombas que utiliza la industria azucarera pueden ser mucho más eficientes, no sólo desde el punto de vista del diseño mecánico, sino también desde el punto de vista de eficiencia energética, sólo mediante la aplicación de las nuevas tecnologías de sellaje para bombas y válvulas industriales.

A continuación se realiza una comparación entre las bombas que utilizan empaquetaduras y las que utilizan Tom-Pac, dónde se demuestra la superioridad del Tom-Pac y de los sellos mecánicos con respecto a las empaquetaduras.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

3.4.3.1 Análisis de las bombas con el uso de empaquetaduras:

Partiendo de la condición que el agua de enfriamiento a los anillos del prensa estopas de nuestras bombas, llega por gravedad, la presión que se ejerce está determinada por la carga hidrostática del sistema y los diámetros que tuberías que se utilizan, lo que determina una baja presión, permitiendo valorar que las pérdidas de agua por fugas en las empaquetaduras trenzadas de lino grafitada oscilan entre (5 – 8) l/h.

El número de bombas con empaquetaduras trenzadas que manejan productos azucarados y agua por empresas son aproximadamente de 90 a 120 en dependencia del tamaño y la complejidad del central.

A continuación realizaremos el análisis para una bomba:

- ✓ Las pérdidas de agua en lubricación son:

1 bomba x 8 l/h x 24 h x 120 días = 23 040.00 l/zafra.

Costo- promedio: 23 040.00 l/h x \$0,015 = \$345.60.

- ✓ Pérdidas por salideros de jugo:

Promedio de salidero por preñe. (5 – 7) l/h.

1 bomba x 7 l/h x 24 h x 120 días = 20 160.00 l/zafra.

Contenido de azúcar: 20 160.00 l/zafra x 14% = 2 822.40 Kg.

Pérdidas totales 2.82 ton azúcar/zafra.

Precio aproximado del azúcar en el mercado: \$(250,00 – 300.00).

Pérdidas económicas totales por bomba: 2.82 ton x \$300,00 = \$ 846.00.

- ✓ Consumo eléctrico:

1 bomba x 30 Kw/h x 24 h x 120 días = 86 400.00 Kw/zafra.

Consumo promedio de electricidad de una bomba por empresa:

86 400.00 Kw/zafra x \$0,22 = \$19 008.00.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Hoy el 100% del empaquetado de bombas en la industria azucarera se realiza con empaquetaduras trenzadas.

Para el empaquetado tradicional se utilizan 4 anillos.

Se consideran 3 cambios de empaquetadura por zafra como media.

Las bombas llevan empaquetadura de 3/8" (9,525mm) equivalente a 7,0m/kg.

Para un anillo de 3/8" la longitud calculada de empaquetadura es 200 mm.

Precio: 1 Kg --- \$42,50 CUC.

✓ Inversión que lleva este tipo de sistema de sellaje:

Realicemos los cálculos sobre la base de 4 anillos en 1 bomba.

Para 3/8": $4 \times 200 \text{ mm} = 800\text{mm}$.

4 anillos de empaquetadura equivalen a 0.11kg, lo que tiene un valor de \$ 4.68.

3.4.3.2 Análisis de las bombas con el uso de Tom- Pac:

Tom-Pac: Es un sellador de fibra mecánica, compuesto fibroso y flexible que de forma pareja, rodea los ejes y actúa como un tapón lubricante que elimina los puntos de presión, es auto lubricante y refrigerante.

Ventajas del producto:

- Cero consumo de agua ya que no necesita sistema de enfriamiento.
- El compuesto puede ser inyectado mientras la bomba está en funcionamiento, por lo tanto elimina las paradas por empaquetado de bombas.
- Alarga la vida útil de los rodamientos.
- El producto se compra por tanques de diferentes capacidades por lo que es adimensional.
- Su durabilidad después de aplicado puede extenderse a 2 ó 3 zafras, mientras que se garantice la no contaminación del producto.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

- Es un compuesto que no ejerce presión sobre las superficies, por ello reduce significativamente el desgaste por fricción en las camisas, manguitos, ejes, etc.
- Es un producto libre de asbesto, sustancia cancerígena que ha sido prohibida su utilización por los daños que ocasiona a la salud humana.
- Ahorra entre el 8 y 10% del consumo de potencia eléctrica en los motores.
- Garantiza cero salidero por el preñe del fluido que se bombea se elimina los deterioros de los pisos producto de la acidez de los materiales que se manejan.

Análisis de efectividad del producto:

- ✓ Las pérdidas de agua en lubricación son:

Agua de enfriamiento por preñe: 0.00 l/h.

Costo promedio consumo agua: \$0.00.

- ✓ Pérdidas por salideros de jugo:

Estanqueidad y sellaje total.

Pérdidas de azúcar: 0.00 ton azúcar/zafra.

- ✓ Consumo eléctrico:

1 bomba x 27 Kw/h x 24 h x 120 días = 77 760.00 Kw/zafra.

Consumo promedio de una bomba por empresa: 77 760.00Kw/zafra x \$0,22 = \$17 107.20.

Ahorro en energía eléctrica: 86 400.00Kw/zafra–77 760.00Kw/zafra = 8 640.00 Kw/zafra.

Ahorro por zafra en electricidad: \$19 008.00- \$17 107.20= \$1 900.80.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

✓ Inversión que lleva este tipo de sistema de sellaje:

1 Tanque de 22,60kg de Tom-Pac, incluyendo el inyector, la información técnica y la asesoría canadiense se cerró en \$11994,00.

Para la aplicación del Tom-Pac se deben utilizar 2 anillos de empaquetadura trenzada por bombas, lo que tiene un costo de \$ 2.34.

3.4.3.3 Análisis de las bombas con el uso de Sellos Mecánicos:

Ventajas del producto:

- Reduce el consumo eléctrico de los motores.
- Disminuye considerablemente las pérdidas de agua por enfriamiento y de jugo por el preñe.
- Tiene una duración de 3 años.

Análisis de efectividad del producto:

✓ Las pérdidas en agua de lubricación son:

1 bomba x 0,02 l/h x 24 h x 120 días = 57.60 l/zafra.

Costo- promedio: 57.60 l/h x \$0,015 = \$0.86.

✓ Perdidas por salidero de jugo:

1 bomba x 0.02 l/h x 24 h x 120 días = 57.60 l/zafra.

Contenido de azúcar: 57.60 l/zafra x 14% = 8.06 Kg.

Pérdidas totales 0.00806 ton azúcar/zafra.

Precio aproximado del azúcar en el mercado: \$300,00.

Pérdidas económicas totales: 0.00806 ton x \$300,00 = \$ 2.42.

✓ Consumo eléctrico:

1 bomba x 25 Kw/h x 24 h x 120 días = 72 000.00 Kw/zafra.

Consumo promedio de electricidad de una bomba por empresa:

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

72 000.00 Kw/zafra x \$0,22 = \$15 840.00.

✓ Inversión que lleva este tipo de sistema de sellaje:

Precio de un sello = \$ 568.82 con durabilidad 3 años.

Costo/año= \$ 568.82 / 3 años= \$189.60/año.

Hay que considerar además que en los siguientes dos años el sello no requiere ese monto, sino nada más del 10 % de reposición y sin embargo para la empaquetadura todos los años hay que desembolsar la misma cantidad de dinero.

Se ha determinado dirigir los sellos mecánicos a los siguientes sistemas de bombeo:

- Sistemas de agua de alimentar calderas.
- Sistemas de jugo de Pre a cuádruple.
- Sistemas de bombeo a Plantas de Derivados.

Esta determinación se debe a que no todos los usos de estas bombas justifican la inversión, por lo que se propone que sea aplicado prioritariamente a estos sistemas.

Tabla 3.5: Resumen comparativo entre las diferentes alternativas a aplicarle a una bomba.

Parámetros	Empaquetadura Trenzada	TOM - PAC	Sellos Mecánicos
Consumo de agua: (l/zafra).	23 040.00	0.00	57.60
Pérdidas por consumo de agua: (\$).	345.60	0.00	0.86
Ahorro por consumo de agua: (\$).	0.00	345.60	344.74
Consumo eléctrico: (Kw/zafra).	86 400.00	77 760.00	72 000.00
Pérdidas por consumo eléctrico: (\$).	19 008.00	17 107.20	15 840.00
Ahorro por consumo eléctrico: (\$).	0.00	1 900.80	3 168.00
Inversiones: (\$).	-	(Tanque de 22.60 Kg). \$ 11 994.00	(Sello) \$ 568.82
Consumo de material: (anillos de empaquetadura/zafra).	12	2	-
Gasto: (\$).	14.57	2.43	-
Ahorro: (\$).	0.00	12.14	14.57
Pérdidas de azúcar: (ton/zafra).	2.82	0.00	0.008
Pérdidas económicas de azúcar por salideros: (\$).	846.00	0.00	2.42
Pérdidas totales por salideros: (\$).	1 191.60	0.00	3.28
Ahorro total: (\$).	0.00	2 258.54	3 527.31

Fuente: Elaboración propia.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

3.4.4 Otro elemento de significativa importancia que contribuye a la eficiencia energética de los sistemas de bombeos es el uso de variadores de velocidad por frecuencia.

En los centrales azucareros como toda industria se impone el uso de los sistemas de variación de velocidad por frecuencia, pues esto representa un ahorro de energía en primera instancia y una mejor regulación de los procesos tecnológicos en general.

En la actualidad el MINAZ se ha dedicado al empleo de los variadores de velocidad por frecuencia no solo por el ahorro de energía del equipamiento, sino también por los beneficios que reporta en el proceso tecnológico.

- **Bombas de guarapo a calentadores.**

Debido a las modificaciones en los calentadores y clarificadores se requiere de un sistema más estable del flujo y una menor recirculación de guarapo al tanque de guarapo, esto se logra ampliamente con el uso de las bombas de guarapo movidas por variadores de velocidad por frecuencia, así se demuestra en la instalaciones donde se ha probado con éxito (Washington, Caracas, etc.).

El ahorro aquí es desde el punto de vista de las pérdidas del proceso tecnológico (recirculación innecesaria en el tanque) y ahorro de energía eléctrica al disminuir el tamaño del motor la bomba y el consumo de energía (se considera en un 25 %, con un ahorro de energía de 21 600.00 Kw/h en una zafra \$ 4 752.00).

La aplicación de los variadores de velocidad por frecuencia está dirigida fundamentalmente a alimentadores de bagazo de las calderas, alimentación automática del tándem y alimentación de jugo a fábrica. Estas son las instalaciones donde el uso de los variadores de velocidad por frecuencia es más representativo. Un variador de velocidad por frecuencia cuesta \$3000.00.

Capítulo III: Desarrollo técnico de proyectos de bombas centrífugas para la industria azucarera cubana.

Conclusiones parciales.

1. Se realizó el análisis de la necesidad de modificación de los prototipos de bombas existentes dónde se demuestra que los mismos con sólo algunas modificaciones pueden ser mucho más eficientes; tanto desde el punto de vista del diseño mecánico como desde el punto de vista de la eficiencia energética.
2. Se desarrollaron tres propuestas para la modificación del diseño mecánico, donde se propone la aplicación del sello mecánico CONVERTOR, con la modificación de la voluta para el desarme posterior, con un costo de \$ 2 046.80 por cada equipo de bombeo.
3. Se realizó un estudio de las modificaciones para el cambio del sistema de sellaje, con el objetivo de disminuir las pérdidas por salideros y el consumo eléctrico de los motores, donde los resultados demuestran que el sistema más eficiente es con la utilización de sellos mecánicos, donde se obtiene un ahorro de \$ 3 527.31 por cada máquina en una zafra con la utilización de éste sistema.
4. Se realizó un estudio para demostrar que la aplicación de los variadores de velocidad por frecuencia disminuyen considerablemente el consumo eléctrico, lográndose ahorrar por este concepto \$ 4 752.00 por cada equipo de bombeo con éste dispositivo en una zafra.

Conclusiones

Conclusiones.

- 1- La caracterización realizada a los equipos de bombeo de la industria azucarera nacional demuestra que los mismos son equipos que corresponden a diseños de los años 50, de mayor complejidad para los procesos de fundición y mantenimiento, lo cual los hace equipos obsoletos y de poca competitividad en los mercados internacionales.
- 2- Se desarrolló una metodología para el diseño hidráulico y mecánico de los equipos de bombeo centrífugos radiales de baja velocidad específica para la industria azucarera nacional. Se comprobó su efectividad comparando los resultados obtenidos contra prototipos nacionales. Los resultados permiten afirmar que la metodología es confiable.
- 3- La aplicación de la metodología a la familia de bombas CRVL permitió obtener las dimensiones de los equipos de la 2 a la 5 CRVL, lo que permite la reducción de algunos de sus componentes, reduciendo los costos de producción.
- 4- Se elaboraron tres propuestas de modificación de la bomba 5 CRVL con el objetivo de simplificar su diseño y las operaciones de mantenimiento. Las nuevas propuestas usan el desarme posterior sin la necesidad de tocar las tuberías unidas a la carcasa.
- 5- Se compararon tres sistemas de sellaje de la bomba en el eje. El análisis económico muestra que resulta más económico el uso de los sellos mecánicos, donde técnica y económicamente resulta más conveniente el uso del sello CONVERTOR.
- 6- Se ofreció una nueva metodología de cálculo de ejes para bombas centrifugas dónde se considera la influencia en la resistencia mecánica de las empaquetaduras como apoyos suplementarios elásticos y los cojinetes de contacto angular como empotramientos elásticos. En el caso específico de la bomba estudiada el diámetro del eje obtenido coincide con el de la

metodología tradicional. Esta por ser la más sencilla fue implementada en la hoja de cálculo de Excel.

- 7- Se realizó el estudio de factibilidad económica de la aplicación de las modificaciones. El costo de producción de la nueva propuesta es de \$2 046.80. Su implementación logra un ahorro de \$ 3 527.31 por cada equipo de bombeo en una zafra, además de reducir el tiempo de mantenimiento en un 90%.

Recomendaciones

Recomendaciones.

1. Continuar el perfeccionamiento de la metodología de cálculo para las bombas centrífugas radiales de la industria azucarera cubana.
2. Comparar la efectividad de la metodología propuesta con prototipos de productores de reconocido prestigio a nivel internacional.
3. Trabajar en función de reducir el tamaño del pedestal y aplicar la metodología para la selección de rodamientos para la nueva propuesta.
4. Cambiar los rodamientos de bolas de simple hilera por un rodamiento de rodillos cilíndricos en la parte delantera y dos rodamientos de bolas de contacto angular en la parte trasera, para que soporte la fuerza axial.
5. Aplicar la metodología de los agujeros de compensación para contrarrestar la acción de la fuerza axial en los impelentes cerrados.
6. Trabajar sobre la base de convertir los modelos de los equipos de bombeo existentes en la Industria Azucarera cada vez más eficientes, tanto desde el punto de vista del diseño como desde el punto de vista energético.

Bibliografija

Bibliografía.

- Atlas de Diseño de Elementos de Máquina.* (1990). La Habana: Pueblo y Educación.
- A.R.Thomson (2010). Los sellos mecánicos: ahora son económicos y confiables.
- Bedford A , W. F. (2002). *Engineering Mechanics. Statics.* . New Jersey: Prentice Hall.
- Beer F.P., J. E. R. (1984). *Mecánica Vectorial para Ingenieros.* . México.
- Burgman (2009). Basic Sealing Principles.
- Burgman (2009). *Failures of Mechanical Seals.*
- Burgman (2009). *Supply Systems for Mechanical Seals.*
- Church, A. H. (1985). *Bombas y Máquinas Soplantes Centrifugas* (1 ed.). La Habana: Revolucionaria.
- D.Reshetov (1990). *Elementos de Máquinas.* Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación.
- Díaz, D. E. N. (2008). Instrucciones de explotación de las bombas BS con sellos mecánicos UNITEX/55-G60 en la Industria Azucarera. In MINAZ (Ed.) (pp. 10). Manzanillo, Granma.
- Díaz, L. M., & Jáuregui, J. (2007). Texto básico de la Maestría de eficiencia energética
- Dichtungswerke, B. (2008). Instrucciones de montaje y mantenimiento. In UNITEX (Ed.). Alemania.
- Díez, P. F. (2003). BOMBAS CENTRÍFUGAS Y VOLUMÉTRICAS. In U. d. Cantabria (Eds.)
- Director General GEA, W. C. (2007). Programa de Montaje de Sellos Mecánicos. La Habana
- Dobrovolski., V. (1980). *Elementos de Máquinas.* . Moscu: MIR.

- Fitzgerald (1996). *Mecánica de Materiales*. . México: Alfaomega S.A.
- Feodosiev, V. I. (1985). *Resistencia de Materiales*. . Moscú: MIR.
- Fogiel, M. (1988). *Problem solver in Strength of Materials and Mechanics of Solids*. . New Jersey:: Editorial REA.
- Goytisoló, R., Hidalgo, C., Nodal, F., & Noa, J. (2006). Estudio teórico y experimental del coeficiente de rigidez de los apoyos en árboles con diferentes cojinetes de rodamientos. . *Memorias del Tercer Congreso Internacional de Ingeniería Mecánica y Primero de Mecatrónica*.
- Greene, R. W. (2010). Válvulas. Selección, uso y Mantenimiento. In CUCEI (Ed.). México.
- Hernández., I. C. (2003). *Curso básico de sellos mecánicos.*, Barquisimeto.
- Karassik, I. (1995). *Bombas Centrífugas. Selección, operación y mantenimiento* (1 ed.). La Habana: ISPJAE.
- KSB, B. H. (2001). Manual de Entrenamiento Chile.
- Leve, F. MORET POMPE. In P. M.-. KESTNER (Ed.). Francia.
- Meizoso, C. H. (2008). *Estudio teórico y experimental del coeficiente de rigidez de los apoyos en árboles con diferentes tipos de cojinetes de rodamientos*. Unpublished Tesis de Maestría, Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos.
- Merian, J. L. (1972). *Mecánica*. La Habana.
- MINAZ (2006). *Proyecto para la introducción de nuevos sistemas de sellaje en bombas y válvulas industriales y de variadores de velocidad por frecuencia*.
- MINAZ (2007). *INSTALACIONES DE EMPAQUETADURAS, NORMA TECNICA*.
- MINAZ, D. C. y. B. (1990). *Manual de Bombas para el Jefe de Maquinaria*. Unpublished manuscript, La Habana.
- MINAZ, D. d. m. i. d. (2009). *Manual de mantenimiento y reparación de bombas centrifugas*. Unpublished manuscript, La Habana.

- Mott, R. L. (1996). *Resistencia de Materiales Aplicada*. (3ª ed.). México: Prentice- Hall Hispanoamericana S.A.
- Nekrasov, B. (1979). *Hidráulica*: Pueblo y Educación.
- Olsen, G. A. (1962). *Elements of Mechanics of Materials*. La Habana: Editora de la Asociación de Estudiantes de Ingeniería.
- Páez, N. R. (Ed.). (1995). *Bombas Ventiladores y Compresores*. La Habana: ISPJAE.
- Pfleiderer, C. (1960). *Bombas Centrífugas y Turbocompresores*. Barcelona.
- Pisarenko, G. S., Yakovlev, A. P., & Matveev, V. K. (1989). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú: Editorial MIR.
- Ramos, M. A. J. (2000). Fallos en bombas centrifugas.Sus síntomas y posibles causas. In W. Corporation (Ed.).
- Ramos, M. A. J. (2000). Tablas de fallo en bombas centrifugas. In W. Corporation. (Ed.).
- Renedo, C. J. (2010). *Máquinas hidráulicas*.
- Saldarriaga, P. (2009). Selección de bombas centrifugas.
- Shigley, J. E. (1990). Diseño en Ingeniería Mecánica. In Mc.Graw-Hill (Eds.)
- Spiegel, L., & Limbrunner, G. F. (1999). *Applied Statics and Strength of Materials* (Third Edition ed.). New Jersey: Prentice Hall.
- Torres, E. A. (2009). *Desarrollo de la metodología para el diseño hidráulico y mecánico de bombas centrifugas radiales en la Industria Azucarera Cubana.*, Carlos Rafael Rodríguez, Cienfuegos.
- Williams, C. C. M. (2001). Improving performance for pumps Handling High Viscosity Fluids.
- Wilson, C. (1997). *Computer Integred Machine Design*. New Jersey: Prentice Hall.

News

Anexo 1. Propiedades mecánicas de los aceros recomendados para la construcción de elementos de máquinas.

Aceros	σ_u (MPa)	σ_f (MPa)	$[\tau]_{adm}$ (MPa)	$[\sigma]_{ap}$ (MPa)
25	460	280	50	220
30	500	300	55	240
35	540	320	55	270
40	580	340	60	280
45	610	360	65	300
30Г	550	320	60	270
40Г	600	360	65	300
50Г	660	400	70	320
20X	600	300	60	280
40X	630	330	75	300
45X	610	360	65	300
30XM	950	750	90	480
35XM	1000	850	95	520
40XM	780	460	90	390
X18H10T	560	230	34	184

Anexo 2. Principales parámetros físicos de las tuberías normalizadas para la instalación de las bombas utilizadas por la Industria Azucarera.

Diámetro nominal (mm)	Diámetro exterior (mm)	Espesor de pared (mm)	Peso de un metro de tubería (kg)
25	32	2	1,48
		2,5	1,76
		3	2,15
32	38	2	1,78
		2,5	2,19
		3	2,59
40	45	4	3,35
		2,5	2,62
		3	3,11
50	57	4	4,04
		3	4
		4	5,23
65	76	5	6,41
		3,5	6,26
		4	7,10
80	89	5	8,75
		6	10,36
		3,5	7,38
100	108	4	8,38
		5	10,36
		6	12,28
125	133	8	16,72
		4	10,26
		5	12,70
150	159	6	15,09
		8	19,73
		4	12,73
200	219	5	15,78
		6	18,79
		8	24,66
		10	30,33
		4,5	18,15
		6	22,64
		8	22,79
		10	36,75
		6	31,52
		8	41,63
		10	51,54
		12	61,26

Anexo 3. Tabla de valores necesarios para que la metodología funcione correctamente.

Procedimiento para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de los ejes, impelentes y volutas de las bombas 5CRVL.



Entrada de Valores Necesarios

Q- Caudal (m ³ /s)	0,088326275
H- Carga (m)	30,5
n- Frecuencia de rotación del motor (r.p.m)	1750
D2/D1- Relación de diámetros (Adimensional) = (1,8 ÷ 3,5)	1,8
η_m - Rendimiento mecánico (%)	0,92
ρ - Densidad del agua (Kg/m ³)	1000
ρ - Densidad del hierro fundido (Kg/m ³)	7250
g- Aceleración de la gravedad (m/s ²)	9,81
[τ]adm- Tensión admisible Ac- 45 (Pa)	65000000
[σ]ap- Tensión permisible al aplastamiento Ac- 45 (Pa)	300000000
[σ -1]- Tensión admisible a cortante (Pa)	2549700
π - Constante (Adimensional)	3,141592654
ϵ - Coeficiente (Adimensional)	0,2
Z- Cantidad de álabes del impelente (Adimensional)	7
δ - Espesor de los álabes y discos (m)	0,005
β_2 - Ángulo de salida del impelente (°) = (25 ÷ 30)	28
a- Distancia entre el rodamiento delantero y el impelente (m)	0,2
Kr- Coeficiente (Adimensional)	0,36
α - Ángulos divisores de la voluta 45, 90, 135, 180, 225, 270, 315, 360	45
C- Velocidad de salida del líquido por el difusor = (3 ÷ 8) (m/s)	5
φ - Ángulo para la construcción del difusor = (6 ÷ 8°)	7
De- Diámetro de la base del difusor (m)	0,112240937
Lch- Longitud de la chaveta (m)	0,04
b- Ancho de la chaveta (m)	0,008
h- Altura de la chaveta (m)	0,007
t1- Dimensión que sobresale de la chaveta por encima del chavetero (m)	0,0035
t- Profundidad del chavetero (m)	0,004
$\Psi\sigma$ - Coeficiente que caracteriza la sensibilidad del material (Adimensional)	0,1
σ_m - Componente constante de tensiones (Adimensional)	0
σ_u - Tensión de rotura del material (Pa)	610000000
K σ - Coeficiente de concentración de tensiones en la transición escalonada (Adimensional)	1,6
β - Coeficiente de endurecimiento con endurecimiento superficial (Adimensional)	1,6
ϵ - Factor de escala (m)	0,85
σ_f - Tensión de fluencia del material (Pa)	360000000

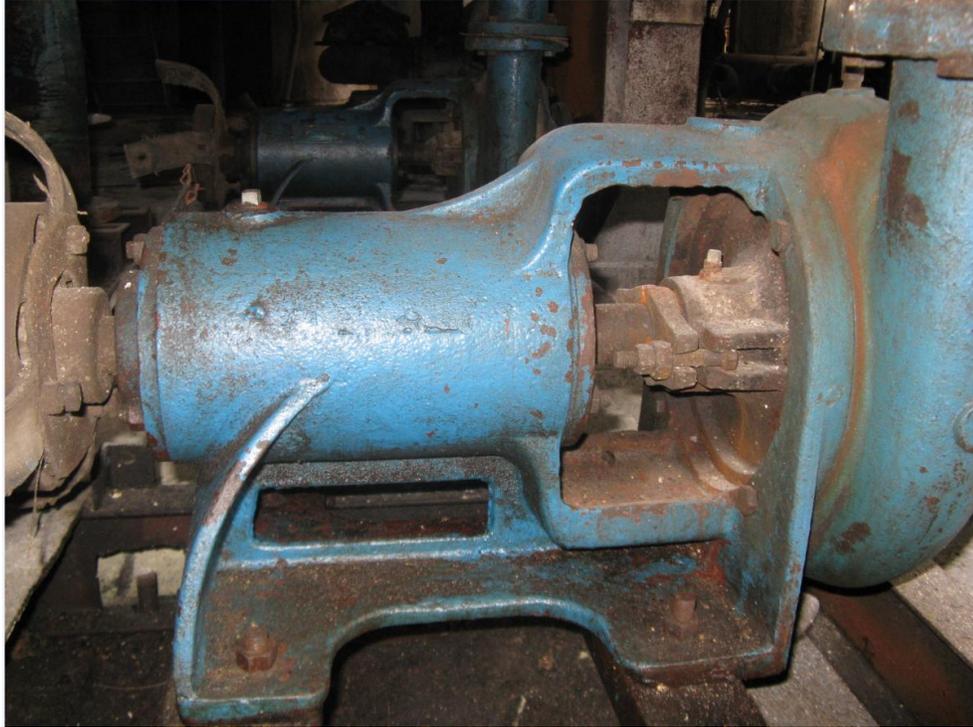
Anexo 4. Salida de valores procesados por la metodología montada en la hoja de cálculo de Excel.

Salida de Valores Obtenidos	
v_u - Velocidad específica (Adimensional)	146,2685617
η_v - Rendimiento volumétrico (%)	0,975302744
D_r - Diámetro reducido (m)	0,157062637
η_h - Rendimiento hidráulico (%)	0,89738519
η_t - Rendimiento total de la bomba (%)	0,805204459
Comparar el valor de rendimiento total obtenido con el obtenido de la figura, entrar el valor mas bajo.	0,75
N_b - Potencia al eje (Kw)	35,23688411
M_t - Momento torsor (N-m)	193,2394785
d_i - Diámetro del eje en el impelente (m)	0,024590222
P_i - Peso del impelente (N)	70,3809536
W_{discos} - Peso de los discos del impelente (N)	52,33178606
M_{discos} - Masa de los discos del impelente (Kg)	5,334534767
V_{discos} - Volumen de los discos del impelente (m3)	0,000735798
$W_{álabes}$ - Peso de los álabes del impelente (N)	18,04916754
$M_{álabes}$ - Masa de los álabes del impelente (Kg)	1,839874367
$V_{álabes}$ - Volumen de los álabes del impelente (m3)	0,000253776
M_f - Momento flector (N-m)	238,652219
F_r - Fuerza radial (N)	1122,860142
Fuerza radial del flujo (N)	1052,499188
M_{eq} - Momento equivalente (N-m)	307,1149134
d_r - Diámetro del eje en el rodamiento (m)	0,04938601
d_{cub} - Diámetro del cubo (m)	0,065164087
L_{cub} - Longitud del cubo (m)	0,072983778
D_i - Diámetro de entrada al impelente (m)	0,170044201
U_i - Velocidad tangencial a la entrada del impelente (m/s)	15,5811371
C_i - Velocidad de entrada del líquido al impelente (m/s)	4,892484032
Entrar valor de K'_{c1} sacado de la figura	0,17
Entrar valor de K_{c2} sacado de la figura	0,14
C_r - Componente radial de la velocidad absoluta a la entrada del impelente (m/s)	4,158611427
β_1 - Ángulo de entrada al impelente (°)	14,94394271
t_1 - Coeficiente (Adimensional)	0,076315659
$\delta\omega_1$ - Coeficiente (Adimensional)	0,019389324
K_{A1} - Coeficiente de reducción de área a la entrada del impelente (Adimensional)	1,340603755
A_1 - Área de la succión (m2)	0,028473575
b_1 - Ancho del impelente en la succión (m)	0,05330038
C_r - Componente radial de la velocidad absoluta a la salida del impelente (m/s)	3,424738822
D_s - Diámetro de salida del impelente (m)	0,306079562
U_s - Velocidad tangencial a la salida del impelente (m/s)	28,04600467
β_m - Ángulo medio entre la entrada y la salida (°)	21,47197135
Comprobación del número de álabes (Z)	8,32754718
Recálculo del coeficiente K_{A1}	1,340603755
Recálculo del coeficiente t_1	0,064149695
Recálculo del ancho del impelente en la succión (b_1)	0,05330038
Recálculo del área de la succión (A_1)	0,028473575
t_2 - Coeficiente (Adimensional)	0,115469451
$\delta\omega_2$ - Coeficiente (Adimensional)	0,018456601
K_{A2} - Coeficiente de reducción de área a la salida del impelente (Adimensional)	1,190249032
A_2 - Área de la descarga (m2)	0,030697308
b_2 - Ancho del impelente en la descarga (m)	0,031923911
R_3 - Radio interior para el trazado de la voluta (m)	0,159161372
ω - Velocidad angular (rpm)	183,2595715
k - Coeficiente para el diseño de la voluta (Adimensional)	129,4235284
R_d - Radio de diseño (m)	0,018499871
D_i - Diámetro interior de salida del difusor (m)	0,149973668
h_0 - Altura del difusor (m)	0,288844446
R_y - Radio de entrada al impelente (m)	0,085022101
R_b - Radio del árbol en la sección del impelente (m)	0,012295111
R_2 - Radio de salida del impelente (m)	0,153039781
$(P_2 - P_1)$ - Diferencia de presiones a la entrada y a la salida del impelente (Pa)	299205
F_a - Fuerza axial (N)	4378,901186
L_{aplast} - Longitud mínima necesaria para que no ocurra aplastamiento en la chaveta (m)	0,014973004
L_c - Longitud mínima necesaria para que no ocurra cortante en la chaveta (m)	0,03023395
$T_{máx}$ - Tensión de cortante en la chaveta (Pa)	43008622,57

Anexo 5. Resultados de los cálculos para determinar el factor de seguridad del árbol.

Salida de Valores Obtenidos	
Para determinar el factor de seguridad a la fatiga en el cambio de diámetro	
n_s - Coeficiente de seguridad para las tensiones normales (ausencia de torsión)	1,389117778
n_{τ} - Coeficiente de seguridad para las tensiones tangenciales (ausencia de flexión)	3,323076923
σ_{-1} - Límite de resistencia a la fatiga (Pa)	262300000
σ_a - Amplitud de las tensiones (Adimensional)	160501149,3
T_f - Tensión de fluencia del material (Pa)	216000000
$T_{máx}$ - Tensión de máxima del material (Pa)	65000000
n - Factor de seguridad a la fatiga del árbol en el cambio de diámetro (Adimensional)	1,281645208
Para determinar el factor de seguridad a la fatiga en la sección de la chaveta	
n_s - Coeficiente de seguridad para las tensiones normales (ausencia de torsión)	1,565962281
n_{τ} - Coeficiente de seguridad para las tensiones tangenciales (ausencia de flexión)	3,014827231
σ_{-1} - Límite de resistencia a la fatiga (Pa)	262300000
σ_a - Amplitud de las tensiones (Adimensional)	197059813,7
T_f - Tensión de fluencia del material (Pa)	216000000
$T_{máx}$ - Tensión de máxima del material (Pa)	71645896,58
n - Factor de seguridad a la fatiga del árbol en la sección de la chaveta (Adimensional)	1,389677682

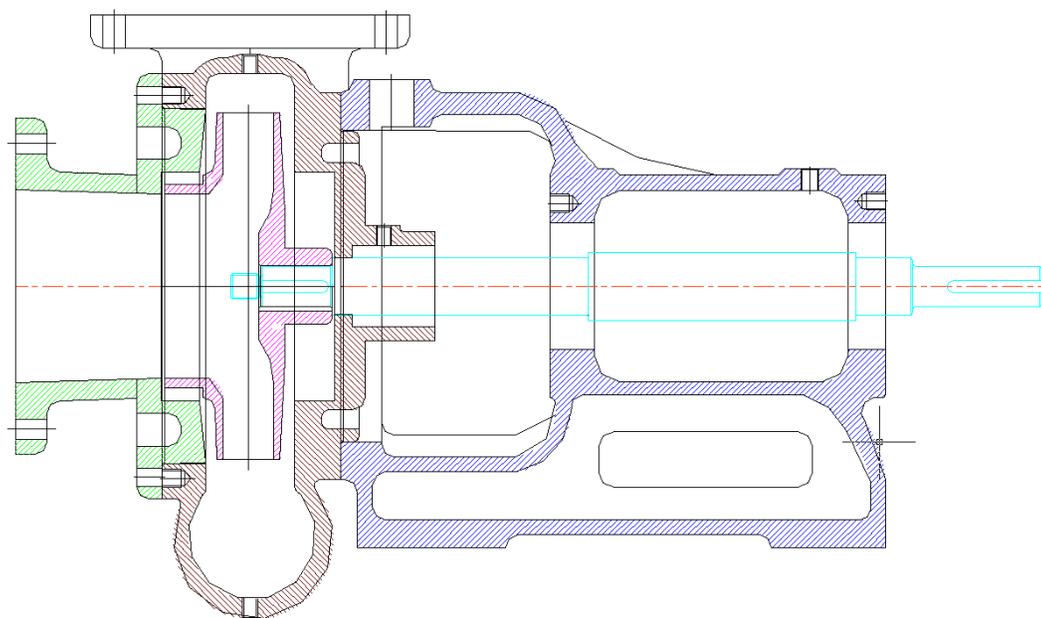
Anexo 6. Figura que muestra la existencia de los sistemas de bombeo dobles.



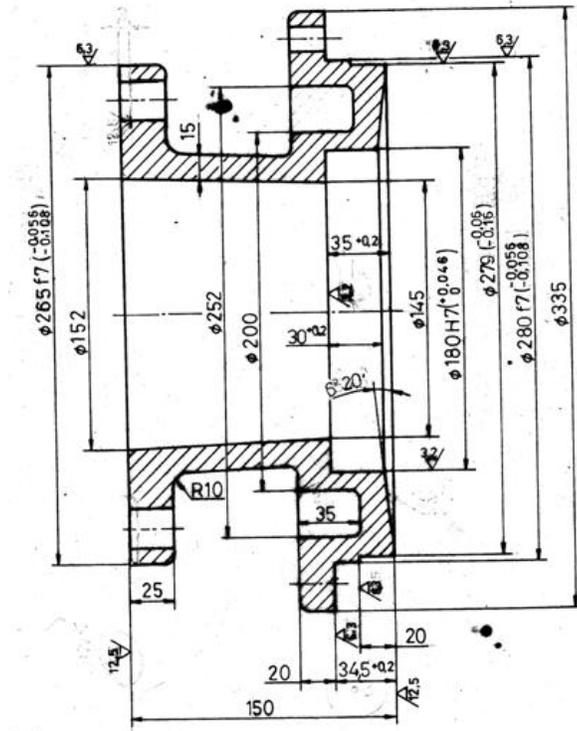
Anexo 7. Figura que muestra la bomba centrífuga radial modelo 5CRVL.



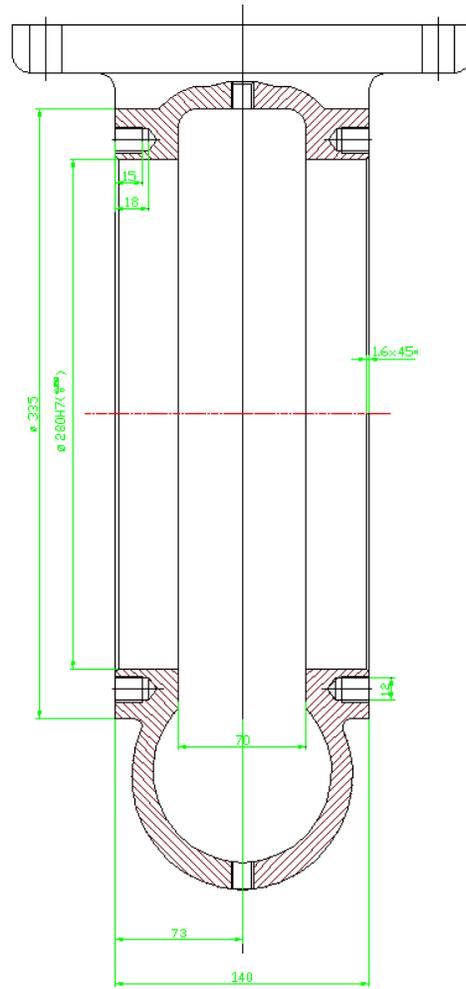
Anexo 8. Plano de ensamble de la bomba 5CRVL.



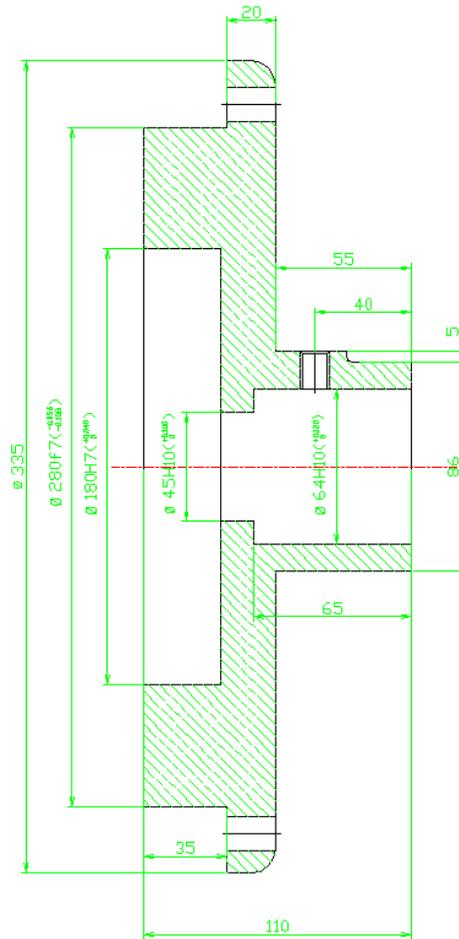
Anexo 9. Tapa de succión de la bomba 5 CRVL sin modificación.



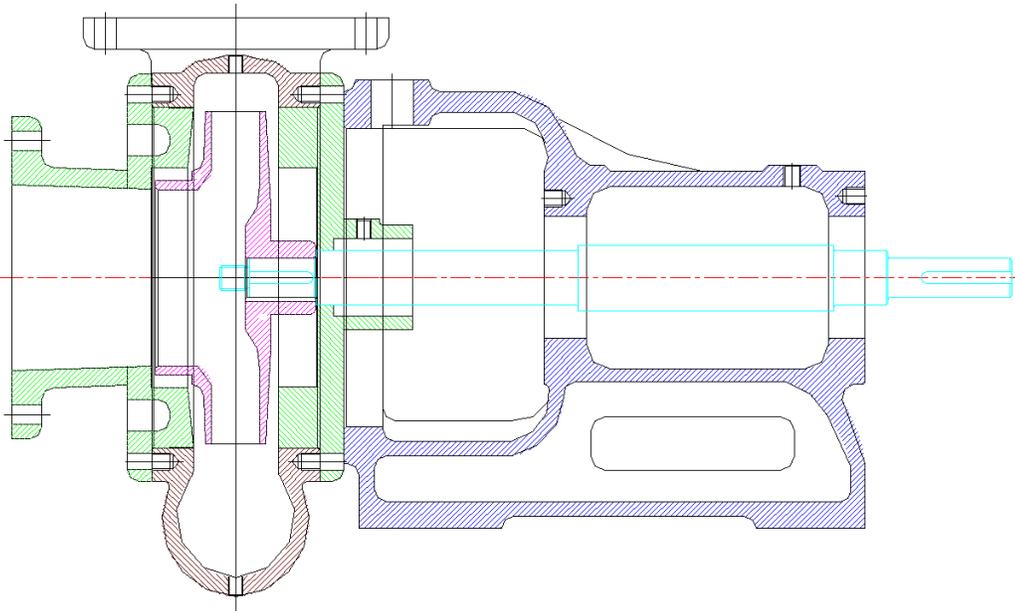
Anexo 11. Plano para la elaboración de la voluta de forma simétrica al plano divisor.



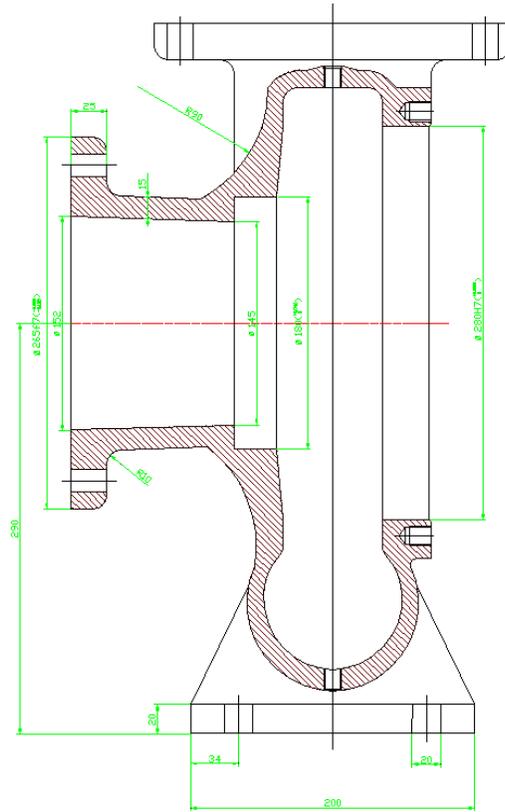
Anexo 12. Plano para la elaboración de la tapa posterior para el desarme por detrás.



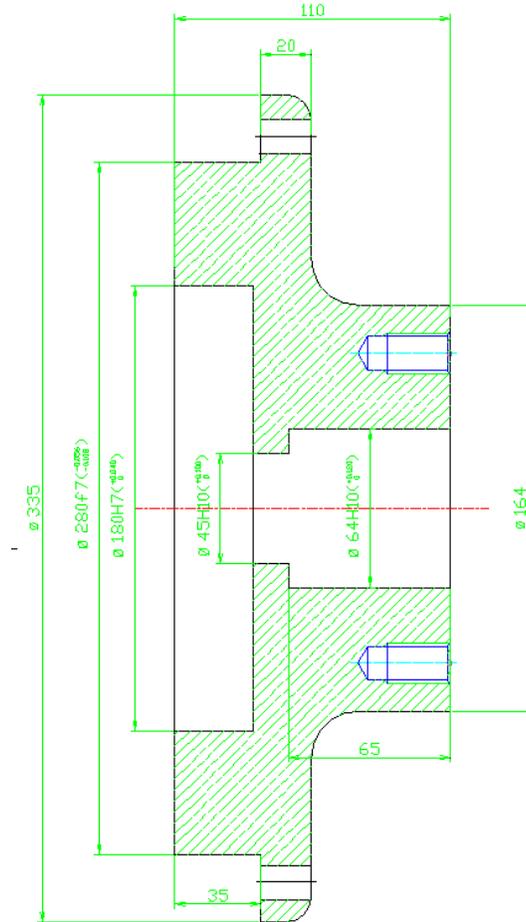
Anexo 13. Plano de ensamble de la primera propuesta basada sobre el desarme posterior utilizando la misma tapa delantera, se modificó la voluta y se elaboró la tapa posterior.



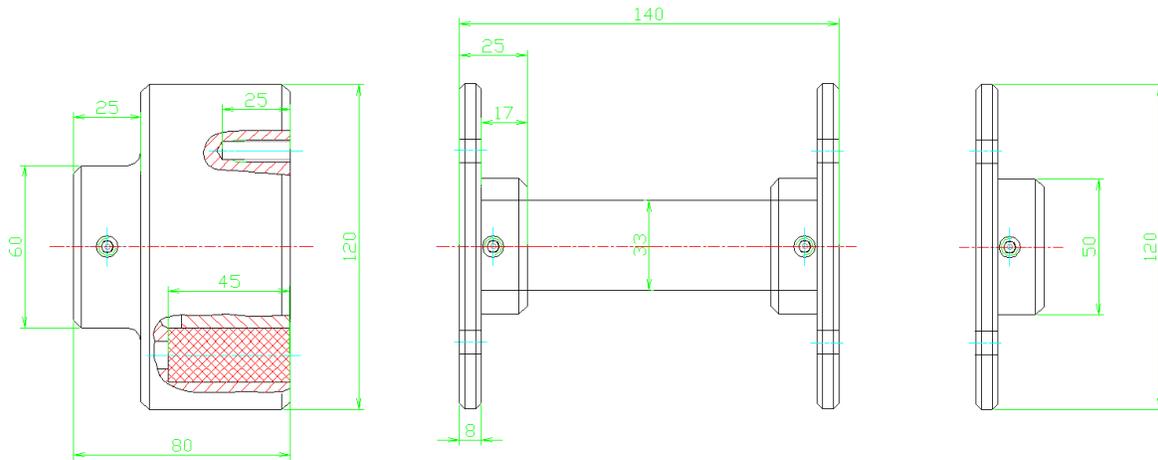
Anexo 14. Plano para la elaboración de la voluta de forma enteriza en la succión.



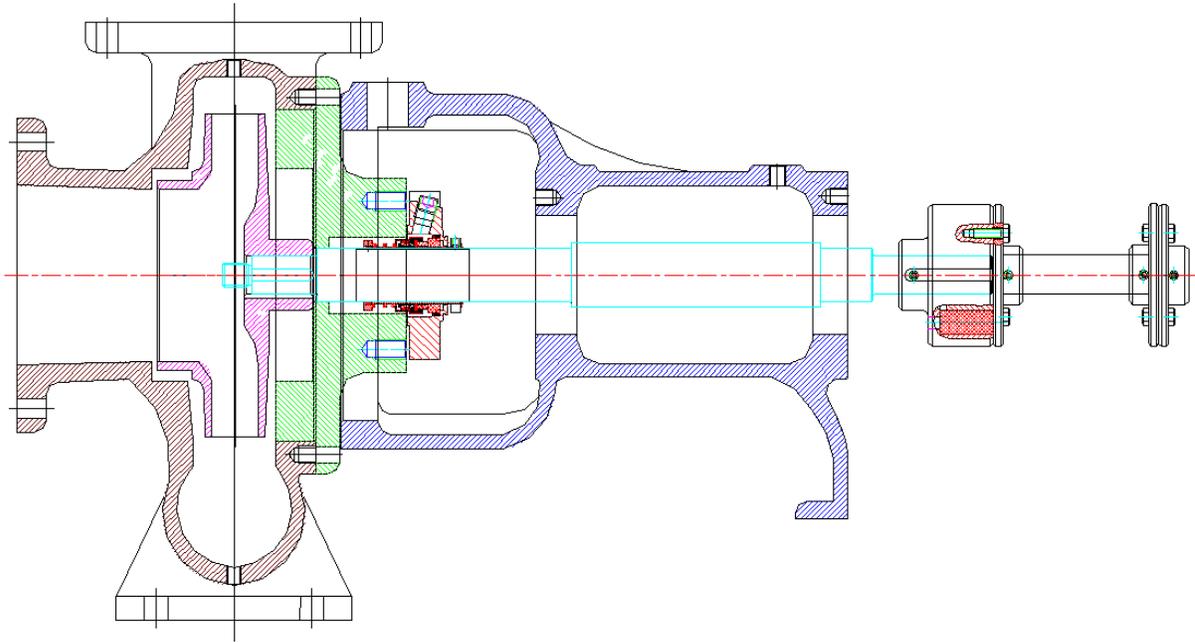
Anexo 16. Plano para la elaboración de la tapa posterior para el desarme por detrás, para la utilización del sello mecánico UNITEX/55.



Anexo 17. Plano para la elaboración del Coupling.



Anexo 18. Plano de ensamble de la segunda propuesta donde se modificó la voluta, la tapa posterior la base del pedestal, se utiliza un nuevo Coupling y se utiliza el sello mecánico UNITEX/55.



Anexo 19. Plano de ensamble de la tercera propuesta donde se modificó la voluta, la tapa posterior la base del pedestal, se utiliza un nuevo Coupling y se utiliza el sello mecánico CONVERTOR.

