

*República de Cuba.
Universidad de Cienfuegos.
Ministerio de Educación Superior.
Facultad de Ingeniería Mecánica.*

Trabajo de Diploma.

Título: Desarrollo de la metodología para el diseño hidráulico y mecánico de bombas centrífugas radiales en la Industria Azucarera Cubana.

Autor: Evenecer Águila Torres.

*Tutores: Dr. José P. Monteagudo Yáñez.
Ing. Marcos Manuel Consuegra.
Ing. Raúl Alfonso Rodríguez.*

DECLARACION DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



“Carlos Rafael Rodríguez”

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 este 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 Apellido. Firma.

Cienfuegos, 12 de Junio de 2009.

Dr. Frank Hernández González.
Facultad de Ingeniería Mecánica.
Decano.

Asunto: Aval del Tutor al trabajo de Diploma “Desarrollo de la metodología para el cálculo hidráulico y mecánico de bombas centrífugas radiales en la Industria Azucarera Cubana”. Del estudiante **Evenecer Águila Torres**.

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.

Agradecimiento.

Agradecimientos.

- ✚ A la Revolución y a su gran líder Fidel Castro por darme la posibilidad de estudiar y a Dios que me dio la vida, me guía y me protege cada día.
- ✚ A mis padres Gerardo y Clara, mis hermanos Yoel y Yolanda y todos mis familiares que me han brindado su apoyo incondicional durante todo mi período como estudiante.
- ✚ A mi tío Ricardo y mi tía Consuelo por darme el aliento a salir adelante.
- ✚ A mi tutor Dr. José P. Monteagudo Yáñez que me brindó todos sus conocimientos para salir adelante en este empeño por terminar nuestro trabajo de diploma.
- ✚ Al Ing. Antonio Santana por su gran ayuda incondicional que me ha prestado durante la etapa del trabajo de diploma.
- ✚ A mis compañeros del grupo por haber compartido esto largos cinco años, en los momentos buenos y malos en que nos vimos implicados.
- ✚ A Reinier Herrera Pérez, a sus padres y demás familiares que me han brindado su apoyo incondicional durante mis estudios.
- ✚ A Nelson Pérez y sus compañeras de trabajo en especial a Tatiana por brindarme su ayuda incondicional.
- ✚ A todos los profesores que me han impartido clases y a aquellos que siempre están dispuestos a ayudarme sin pedir nada a cambio.
- ✚ A todos mis amigos que me han acompañado siempre.

Mi más sincero agradecimiento.

Dedicatoria.

Dedicatoria.

Dedico este Trabajo de Diploma a:

A mis padres Gerardo Águila LLovera y Clara Rosa Torres Leyva: Que me dieron la posibilidad de estar aquí al traerme a este mundo, por brindarme siempre sus útiles concejos, amor, apoyo y comprensión. Por confiar en mi y no defraudarme jamás.

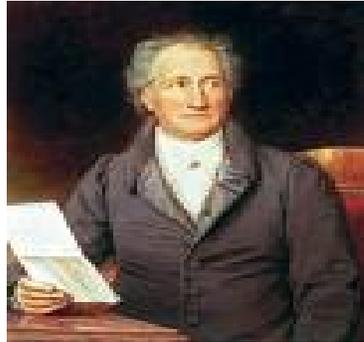
A mi abuelo Gregorio Torres, a mi tío Rene Águila y a mi hermano Geraldito (Ocha) que siempre me daban su aliento para que yo estudiara.

Siempre estarán en mi corazón.

A todos los que de una forma u otra se preocuparon por mí.

Pensamientos.

Pensamientos.



"El comportamiento es un espejo en el que cada uno muestra su imagen."

Johann Wolfgang von Goethe.

No basta saber, se debe también aplicar. No es suficiente querer, se debe también hacer.

Johann Wolfgang von Goethe.

La imaginación es más importante que el conocimiento.

Albert Einstein.

Resumen.

Resumen.

En el trabajo se elaboró una metodología de cálculo hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas radiales de la industria azucarera que permita hacer un diseño en nuestra provincia. Para ello se realizó una investigación profunda que permita ampliar los conocimientos sobre el amplio mundo de las bombas centrífugas de nuestras industrias. Con la investigación se logró cumplir los objetivos trazados, obteniendo una metodología bastante clara para el cálculo y diseño de las bombas centrífugas radiales y se elabora un programa en Excel que permite realizar los cálculos introduciendo los datos necesarios. Se comprueba la metodología propuesta mediante el caso de estudio que es la bomba 5 CRVL. Se realiza análisis del Costo del Ciclo de Vida de la bomba. El trabajo constituye de gran importancia para el diseño de bombas centrífugas en nuestra provincia, ya que se ha creado una metodología de cálculo para las mismas.

Índice.

Índice.

Resumen.

Introducción.....	1
Capítulo I: Estado actual de la construcción de bombas centrífugas en la industria azucarera.	5
1.1 Introducción al estudio de bombas industriales.	5
1.1.1 Funcionamiento de las bombas.....	5
1.1.2 Clasificación de las bombas.	5
1.1.4 Bombas centrífugas.	6
1.1.5 Bombas centrífugas radiales.	8
1.1.6 Bombas centrífugas de flujo axial.....	8
1.1.7 Bombas centrífugas de flujo mixto.....	9
1.1.8 Otro tipo de clasificación de las bombas centrífugas según su tipo:	9
1.1.9 Triángulos de velocidades de una bomba centrífuga.....	12
1.2 Aplicaciones de las bombas centrífugas.....	14
1.3 Características principales de las bombas centrífugas.....	14
1.4 Ventajas de las bombas centrífugas.	15
1.5 Tendencias actuales en el diseño de equipos.	15
1.6 Consideraciones de diseño.....	16
1.6.1 Fases de diseño.....	17
1.7 Tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas.....	19
1.8 Historia de desarrollo de las bombas del MINAZ en Cuba.	20
1.9 Conclusiones parciales del capítulo.	24
Capítulo II: Metodología para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.....	28
2.1 Las bombas centrífugas en la industria azucarera.....	28
2.2 Fundamentos teóricos para el cálculo hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas.....	28
2.2.1 Datos para el desarrollo de la metodología de diseño.	29
2.2.2 Determinar la velocidad específica.....	29
2.2.3 Cálculo de la frecuencia de rotación de la bomba.....	30
2.2.4 Recálculo de la velocidad específica con las rpm normalizada	30

2.2.5 Cálculo del rendimiento volumétrico.....	30
2.2.6 Cálculo del diámetro reducido	31
2.2.7 Cálculo del rendimiento hidráulico.....	31
2.2.8 Determinación del rendimiento mecánico	31
2.2.9 Cálculo del rendimiento total	31
2.2.10 Cálculo de la potencia de la bomba.....	31
2.2.11 Cálculo del momento torsor.....	32
2.2.12 Cálculo del diámetro del eje	32
2.2.13 Cálculo del diámetro del cubo	32
2.2.14 Cálculo del diámetro de entrada al impelente	32
2.2.15 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada	33
2.2.16 Determinación del diámetro de la boca del impelente	33
2.2.17 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido al entrar en el impelente	33
2.2.18 Determinación del ángulo de entrada al impelente	34
2.2.19 Cálculo del coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente	35
2.2.20 Cálculo del ancho del impelente en la succión.....	35
2.2.21 Determinación del ángulo de salida de los álabes	36
2.2.22 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida de los álabes.....	36
2.2.23 Cálculo del diámetro de salida del impelente	36
2.2.24 Determinación de la velocidad circunferencial de salida.....	36
2.2.25 Cálculo comprobatorio del número de álabes	36
2.2.26 Recalculo del coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente.....	37
2.2.27 Recalculo del ancho del impelente en la succión.....	37
2.2.28 Cálculo del coeficiente de reducción del área de salida del impelente....	37
2.2.29 Cálculo del ancho del impelente a la descarga	37
2.2.30 Cálculo y trazado de los álabes.....	38
2.2.31 Cálculo y trazado de la voluta.....	42
2.2.32 Cálculo y trazado del difusor.	43

2.2.33 Cálculo del árbol de la bomba y selección de los cojinetes.	45
2.2.34 Dimensiones de la chaveta.....	50
2.2.35 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol en el cambio de diámetro.	52
2.2.36 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol de la bomba en la chaveta.	53
2.3 Conclusiones parciales del capítulo.	55
Capítulo III: Aplicación de la metodología de cálculo. Caso de estudio bomba 5CRVL.....	57
3.1 Datos de la para el cálculo de la bomba centrífuga radial.....	57
3.2 Determinar la velocidad específica	57
3.3 Cálculo de la frecuencia de rotación de la bomba.....	57
3.4 Recálculo de la velocidad específica con las rpm normalizada.....	58
3.5 Cálculo del rendimiento volumétrico	58
3.5 Cálculo del diámetro reducido	58
3.6 Cálculo del rendimiento hidráulico	58
3.7 Determinación del rendimiento mecánico	58
3.8 Cálculo del rendimiento total	59
3.9 Cálculo de la potencia de la bomba.....	59
3.10 Cálculo del momento torsor.....	59
3.11 Cálculo del diámetro del eje.....	59
3.12 Cálculo del diámetro del cubo	59
3.13 Cálculo de la longitud del cubo	59
3.14 Cálculo del diámetro de entrada al impelente.....	59
3.15 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada	59
3.16 Determinación del diámetro de la boca del impelente	59
3.17 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido al entrar en el impelente.....	60
3.18 Determinación del ángulo de entrada al impelente	60
3.19 Coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente	61
3.20 Ancho del impelente en la succión	61
3.21 Determinación del ángulo de salida de los álabes	61

3.22 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida de los álabes	62
3.23 Determinación de la velocidad circunferencial de salida	62
3.24 Cálculo comprobatorio del número de álabes	62
3.25 Recalculo del coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente	62
3.26 Recalculo del ancho del impelente en la succión.....	63
3.27 Cálculo del coeficiente de reducción del área de salida del impelente .	63
3.28 Cálculo del ancho del impelente a la descarga.....	63
3.29 Trazado de los álabes.	63
3.30 Cálculo y trazado de la voluta.....	66
3.31 Cálculo y trazado del difusor.	68
3.32 Cálculo del árbol de la bomba y selección de los cojinetes.....	70
3.33 Dimensiones de la chaveta.....	74
3.34 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol de la bomba en el cambio de diámetro.	75
3.35 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol de la bomba en la chaveta.	76
3.36 Comparación de los principales datos de una bomba semejante con los obtenidos a través de la metodología propuesta.	77
3.37 Conclusiones parciales del capítulo.	79
Capítulo IV. Análisis del costo del ciclo de vida de la bomba 5 CRVL.....	79
4.1 Determinación del costo del ciclo de vida.....	79
4.2 Resultados obtenidos.	82
4.3 Conclusiones parciales del capítulo.	84
Conclusiones.....	86
Recomendaciones.....	88
Referencia Bibliográfica.	90
Bibliografía.	
Anexos.	

Introducción.

Introducción.

Introducción.

La industria azucarera cubana surgió en la mitad de la década del 70 en el siglo XIX debido a que Cuba en ese momento era el principal exportador de azúcar de caña del mundo. Debido al gran auge que toma nuestra industria azucarera en esa época comienza a existir más convenios con los gobiernos de Estados Unidos, y ya en las décadas de 1920 a 1930 nuestra industria azucarera se suministra de equipamiento industrial norteamericano prácticamente en su totalidad. 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. Debido a la crisis económica del 30 y a la segunda guerra mundial que redujeron la entrada de equipos industriales al país, se comienza en Cuba en la década del 50 a construir algunas líneas de bombas agrícolas e industriales a partir de copias de las bombas Norteamérica, concentrándose en los talleres de Unión de Reyes, Sagua la Grande, Manzanillo y en La Habana los principales suministradores y adicionalmente en algunos centrales azucareros que disponen de fundiciones y talleres de maquinados adecuados, se producen componentes y piezas de reposición y bombas completas a partir de sus necesidades específicas.

En la actualidad nuestra industria azucarera tiene equipamiento en los ingenios azucareros que fueron fundidos en nuestros talleres en 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 como son la CRVL 3 y la CRVL 4 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. Estas bombas no poseen las características más idóneas para realizar un mantenimiento o un cambio de pieza en poco tiempo ya que tienen un diseño que no está acorde con las exigencias de la actualidad, y por estas condiciones de diseño se hace la necesidad de elaborar una metodología de cálculo para el diseño de las bombas centrífugas radiales.

Introducción.

Problema Científico:

Las bombas 5CRVL es un modelo de bomba de procedencia norteamericana fundida en las empresas mecánicas del MINAZ de Cuba a partir de copias de prototipos y no se ajusta su diseño a las tendencias actuales que facilite las acciones de reparación y mantenimiento.

La **Hipótesis planteada** es la siguiente:

El desarrollo de una metodología para el diseño de bombas centrífugas radiales que introduzca las tendencias actuales para las labores de reparación y mantenimiento permitiéndole a las empresas de producciones mecánicas nacionales contar con un producto de mayor fiabilidad y competitividad.

El **objetivo general** del trabajo es elaborar una metodología de cálculo para el diseño hidráulico y mecánico de bombas centrífugas radiales para la industria azucarera.

Los **objetivos específicos** son:

- Resumir las tendencias actuales en el diseño de las bombas centrífugas de la industria azucarera cubana.
- Desarrollar una metodología de cálculo para el diseño hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas radiales en la industria azucarera.
- Elaborar hojas de cálculo en Excel que facilite el dimensionamiento hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas.
- Realizar el análisis del costo del ciclo de vida de la bomba 5 CRVL.

Introducción.

Estructura del informe.

El trabajo fue estructurado con cuatro capítulos que contienen:

- Capítulo I en este se hace una breve introducción al estudio de las bombas centrífugas así como una descripción del estado actual de la construcción de bombas centrífugas de la industria azucarera, y la tendencia actual en su diseño.
- Capítulo II en el cual se describe una metodología para la determinación de los parámetros de diseño de las bombas centrífugas radiales.
- Capítulo III se aplicó la metodología de diseño propuesta para un caso de estudio que es la bomba 5 CRVL.
- Capítulo IV en el cual se realiza el análisis del costo del ciclo de vida de la bomba.
- Además se creó un libro de Excel que permite realizar los cálculos de los parámetros principales para el dimensionamiento hidráulico y mecánico de la misma.

Capítulo I.

Capítulo I: Estado actual de la construcción de bombas centrífugas en la industria azucarera.

1.1 Introducción al estudio de bombas industriales.

Una bomba es una máquina que absorbe energía mecánica que puede provenir de un motor eléctrico o térmico y la transforma en energía que la transfiere a un fluido como energía hidráulica la cual permite que el fluido pueda ser transportado de un lugar a otro.

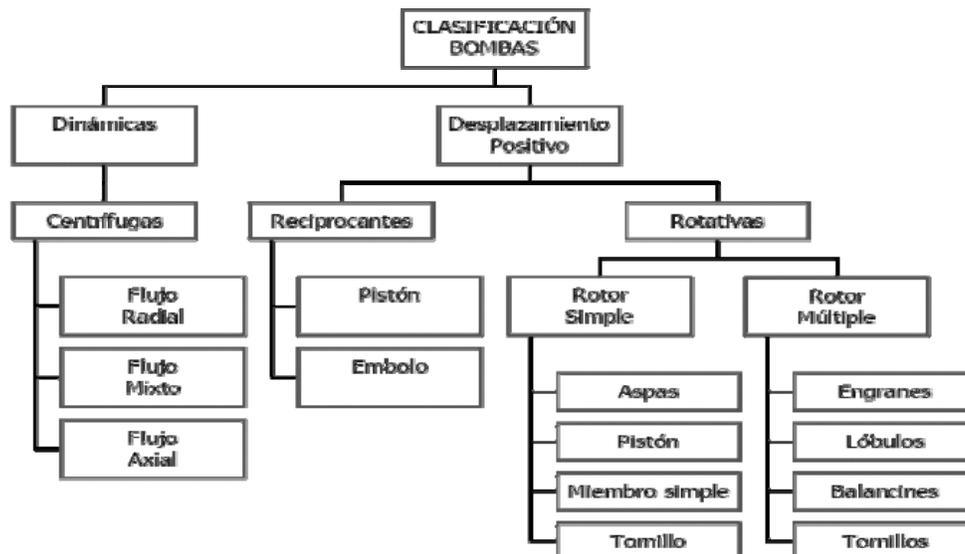
Una bomba centrífuga es una máquina que transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio llamado rodete en energía cinética y potencial del fluido.

1.1.1 Funcionamiento de las bombas.

El flujo entra a la bomba a través del centro o ojo del rodete y el fluido gana energía a medida que las paletas del rodete lo transportan hacia fuera en dirección radial. Esta aceleración produce un apreciable aumento de energía de presión y cinética, lo cual es debido a la forma de caracol de la voluta para generar un incremento gradual en el área de flujo de tal manera que la energía cinética a la salida del rodete se convierte en carga de presión a la salida.

1.1.2 Clasificación de las bombas.

Algunos expertos de la materia clasifican las bombas de la siguiente manera:



En función de la trayectoria del fluido, las bombas centrífugas se pueden clasificar en:

- de flujo radial
- de flujo axial
- de flujo mixto

1.1.4 Bombas centrífugas.

En las bombas centrífugas la trayectoria del fluido sigue la dirección del eje del rodete a la entrada y está perpendicular al mismo a la salida.

Estas bombas tienen cuatro tipos básicos de impelente:

- álabes curvados radiales (Fig1.1).
- álabes tipos Francis (Fig1.2).
- álabes para flujo mixto (Fig1.3).
- Álabes tipo propela.



Figura 1.1 Impulsor de álabes curvos radiales.

Impelente de álabes curvados radiales: La altura o presión es engendrada principalmente por la acción de la fuerza centrífuga. Es el tipo de impelente impuesto en la práctica y se emplea en todas las máquinas de escalonamientos múltiples. Su campo de velocidades específicas está generalmente comprendido

entre 300 y 1800. La relación entre el diámetro de salida y el de entrada es aproximadamente igual a 2.

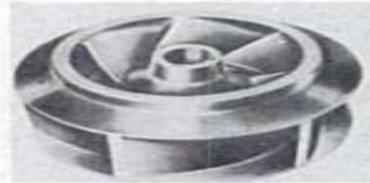


Figura 1.2 Impulsor de álabes tipo francis.

Impelente de álabes tipo Francis: el cual se emplea frecuentemente para alturas reducidas, es un impelente de entrada axial y salida radial. La relación entre el diámetro de salida y el de la boca de entrada es generalmente mucho más pequeño que en el impelente de álabes curvados radiales. Este impelente funciona a más alta velocidad que el radial y su velocidad específica es ligeramente superior (de 900 a 2700 rpm). El ángulo de entrada del álabe debe disminuir con el radio (o velocidad periférica del impelente) para asegurar una entrada suave del fluido, siendo por este motivo su forma parecida a la de un impelente de turbina Francis, también puede construirse con aspiración bilateral.

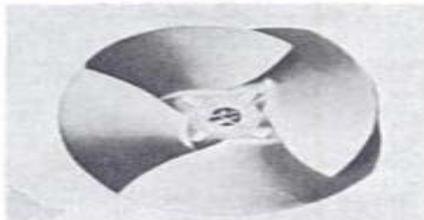


Figura 1.3 Impulsor de álabes tipo mixto.

Impulsor de álabes tipo mixto: Una parte de la altura engendrada en este tipo de impelente es debido a la fuerza centrífuga, y la otra al empuje axial de los álabes. Parte del fluido abandona el impelente radialmente y parte axialmente. El campo de las velocidades específicas correspondiente a este impelente está generalmente comprendido entre 2700 y 4900.

1.1.5 Bombas centrífugas radiales.

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 aquel. 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.

1.1.6 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.

El rodete es de tipo abierto, sin tapas, y su forma es análoga a la de una hélice naval. El agua entra axialmente y los álabes le imprimen una componente rotacional, con lo que el camino por cada partícula es una hélice circular. La misión de los álabes fijos divergentes o álabes directores es volver a dirigir el flujo en dirección axial y transformar la carga cinemática en carga de presión. 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.

1.1.7 Bombas centrífugas de flujo mixto.

La bomba de flujo mixto ocupa una posición intermedia entre la centrífuga 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 rodets tipo radial con respecto a los de tipo axial son, respectivamente, de carga grande y flujo moderado a flujo extremadamente grande y carga baja.

1.1.8 Otro tipo de clasificación de las bombas centrífugas según su tipo:

- a) Radiales, axiales y diagonales.
- b) De impulsor abierto, semiabierto y cerrado
- c) Horizontales y verticales.

En las bombas centrífugas radiales la corriente líquida se verifica en planos radiales, en las axiales en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación y en las diagonales se verifica radial y axialmente, denominándose también de flujo mixto.

El tipo de una bomba, según esta clasificación, que atiende al diseño hidráulico del rodete impulsor, viene indicado por su velocidad específica en el punto de máximo rendimiento de la curva característica. Cada impulsor tiene una velocidad específica determinada, si bien ésta depende también del sistema difusor.

La forma de los álabes en los impulsores de flujo radial es, en general, curvada hacia atrás con respecto al sentido de giro, $\beta_2 < 90^\circ$, y con superficies de simple curvatura, siendo la generatriz paralela al eje de rotación; en los impulsores helicoidales, los álabes son de doble curvatura y en los axiales tienen, además, un determinado perfil aerodinámico.

Bombas de impulsor abierto, semiabierto y cerrado.

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 (semiabiertos)
- c) Con ambas paredes laterales (cerrados).

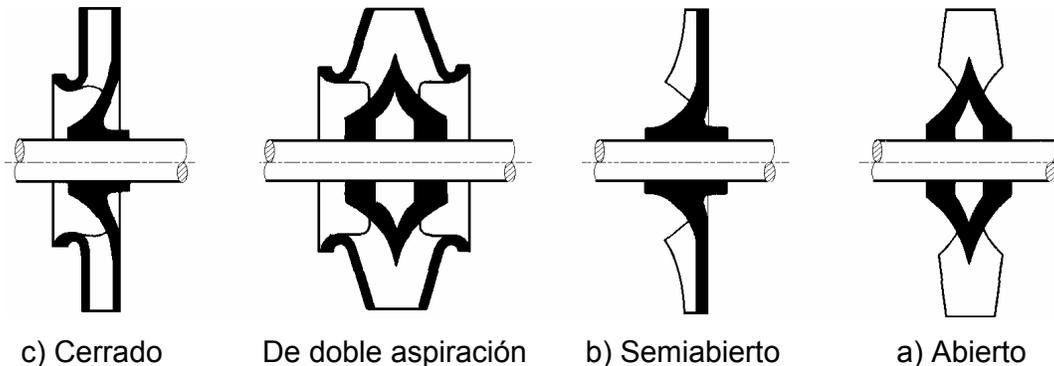


Fig. 1.4 Tipos de impulsores.

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. 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.

Impulsores semiabiertos.

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. 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.

Impulsores cerrados.

Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior (Fig. 1.5). El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida 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.

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.

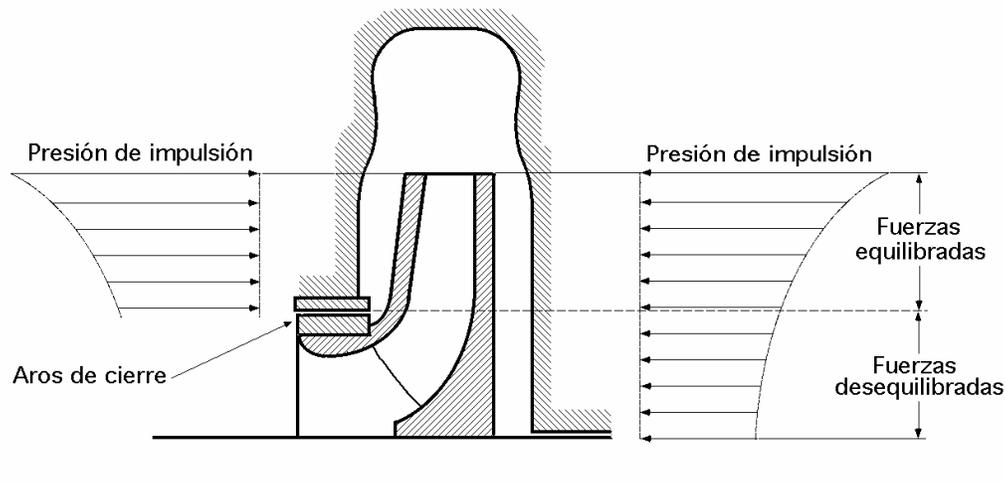


Fig. 1.5 Empuje axial en impulsor cerrado

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 de disco al tener el impulsor dos paredes, es doble que en los abiertos, pero las pérdidas por fugas son menores.

Bombas Horizontales y Verticales.

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 la bomba 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.

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.

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.

1.1.9 Triángulos de velocidades de una bomba centrífuga.

El órgano principal de una bomba centrífuga es el rodete que se muestra en la (Fig. 1.6), se puede ver con los álabes dispuestos según una sección perpendicular al eje de la bomba; el líquido llega a la entrada del rodete en dirección normal al plano de la figura, (dirección axial), y cambia a dirección radial recorriendo el espacio o canal delimitado entre los álabes.

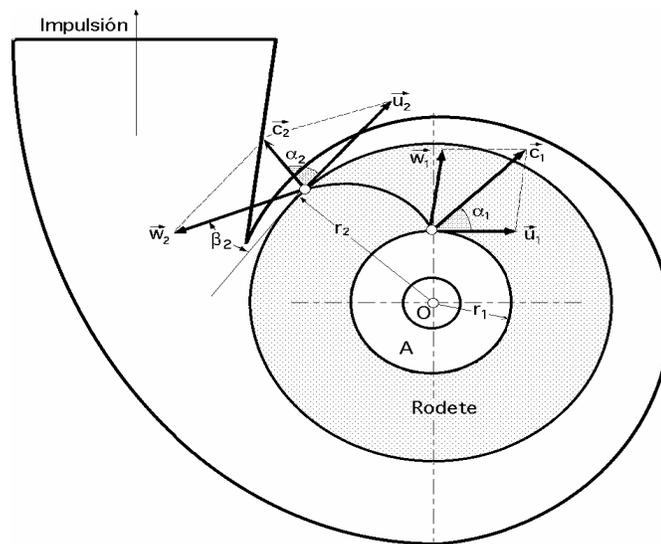


Fig. 1.6 Triángulo de velocidades de una bomba centrífuga.

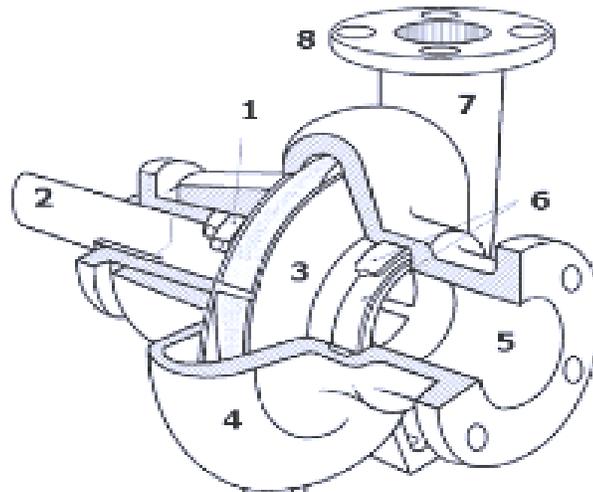


Fig. 1.7 Esquema de las bombas centrífugas.

1.2 Aplicaciones de las bombas centrífugas.

Tienen una amplia aplicación para el bombeo de diversos tipos de líquidos. En la industria azucarera por ejemplo, se emplean para el bombeo de agua, guarapo, cachaza, lechada de cal y productos químicos; en las centrales termoeléctricas se utilizan para el bombeo de agua a las calderas, aguas de enfriamiento, petróleo, productos químicos, y otros. Además se utilizan en otras industrias como:

- Industria Papelera.
- Industria Petroquímica.
- Ventilación de minas
- Industrias del Vidrio y Cerámicas.
- Plantas de Tratamiento de residuos.

1.3 Características principales de las bombas centrífugas.

- Elementos giratorios (formado por un eje y uno o varios rodetes).
- Elemento estacionario (carcasa).
- Elemento de cierre.
- La impulsión eléctrica del motor que la mueve es bastante sencilla.
- Aumento de la energía del fluido por la acción de la fuerza centrífuga.
- Se adaptan a trabajos a velocidades altas.
- Para una operación definida, el gasto es constante y no se requiere dispositivo regulador.

- No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son muy sencillos.
- Se adaptan con facilidad a muchas circunstancias.

1.4 Ventajas de las bombas centrífugas.

- Su construcción es simple.
- Presión uniforme.
- El fluido es entregado a presión uniforme, sin variaciones bruscas ni pulsaciones. Son muy versátiles, con capacidades desde 5 gpm con presión diferencial de 2 a 5 lb/pulg² hasta bombas múltiples con 3 000 gpm y 3 000 lb/pulg².
- La línea de descarga puede interrumpirse, o reducirse completamente, sin dañar la bomba.
- Poco espacio ocupado.
- Económicas y fáciles de mantener.
- No alcanzan presiones excesivas aún con la válvula de descarga cerrada.
- Flujo suave no pulsante.
- El precio de una bomba centrífuga es aproximadamente $\frac{1}{4}$ del precio de la bomba de émbolo equivalente.
- El espacio requerido es aproximadamente $\frac{1}{8}$ del de la bomba de émbolo equivalente.
- El mantenimiento de una bomba centrífuga sólo se reduce a renovar el aceite de las chumaceras, los empaques de la presa-estopa y el número de elementos a cambiar es muy pequeño.

1.5 Tendencias actuales en el diseño de equipos.

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.

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 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. Por ejemplo, el costo de cojinetes de rodamiento depende más del volumen de producción de los fabricantes que del tamaño del cojinete

1.6 Consideraciones de diseño.

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 tomar 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 dé el mayor efecto económico y que disponga de los índices más altos técnicos económicos y de explotación.

Los índices principales son: alta productividad, rendimiento económico, resistencia mecánica, fiabilidad, peso mínimo, volumen metálico, dimensiones exteriores, capacidad energética, volumen, gasto en la mano de obra, elevado recurso de longevidad, largos períodos entre reparaciones, sencillez y seguridad de servicio.

En la construcción de las máquinas es necesario observar las exigencias de la estética industrial. El aspecto exterior de las máquinas debe ser agradable y acabado fino.

La economía tiene una gran significación en la construcción de maquinaria. El diseñador, al proyectar la máquina debe conseguir, por todo los medios, aumentar su rentabilidad y elevar el efecto económico para todo el período de funcionamiento, para esto es necesario elevar la eficiencia de la máquina, aumentar su longevidad y reducir los gastos de explotación.

1.6.1 Fases de diseño.

1. Reconocimiento de la necesidad.
2. Definición del problema.
3. Síntesis.
4. Análisis y optimización.
5. Evaluación
6. Presentación.

1- Reconocimiento de la necesidad.

A veces, pero no siempre, el diseño 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. Con frecuencia, la necesidad no es del todo evidente; por lo general, se identifica de repente a partir de una circunstancia adversa o de una serie de circunstancias fortuitas que surgen casi al mismo tiempo. Es evidente que, si una persona es sensible y percibe fácilmente las cosas, entonces es más posible que identifique una necesidad, y también es más probable que haga algo al respecto. Por esta razón, las personas sensibles son las más creativas. Una necesidad se identifica con facilidad después de que alguien la ha planteado. Así, la necesidad de tener agua y aire más limpio en muchos países, de que se disponga de más sitios de estacionamiento en las ciudades, mejores sistemas para el transporte público y de una circulación de vehículos más rápida, ha llegado a ser totalmente evidente.

2- Definición del problema.

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. Se puede considerar el objeto a diseñar como algo colocado en una caja negra. En este caso se debe especificar lo que entra y lo que sale de dicha caja, junto con sus características y limitaciones. Las especificaciones definen el costo, la cantidad de piezas a fabricar, la duración esperada, el intervalo o variedad de capacidades, la temperatura de trabajo y la confiabilidad. Entre dichas condiciones sobresalen las velocidades necesarias, las intensidades de alimentación en las máquinas, las limitaciones de temperatura, el alcance máximo, las variaciones esperadas en las variables y las restricciones en tamaño y peso.

3- Síntesis.

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. En esta forma es posible sintetizar varios componentes de un sistema, analizarlos y optimizarlos para volver después a la fase de síntesis y ver qué efecto tiene esto sobre las partes restantes del sistema. Para el análisis y la optimización se requiere que se imaginen modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemáticos. Tales consideraciones reciben el nombre de modelos matemáticos. Al crearlos se espera encontrar alguno que reproduzca lo mejor posible el sistema físico real.

5- Evaluación.

La evaluación es una fase significativa del proceso total de diseño. Es la demostración definitiva de que un diseño es acertado y, por lo general, incluye pruebas de un prototipo en el laboratorio. En tal punto es cuando se desea observar si el diseño satisface realmente la necesidad o las necesidades. ¿Es confiable? ¿Competirá con éxito contra productos semejantes? ¿Es de fabricación y uso económicos? ¿Es fácil de mantener y ajustar? ¿Se obtendrán ganancias por su venta o utilización? ¿Cuán probable es que ocasione un litigio como producto de riesgo? ¿Y es factible de ser asegurado fácilmente y a bajo precio? ¿Es probable que se requieran medios especiales para reemplazar sistemas o partes defectuosas?

6- Presentación.

La presentación es el paso final en el proceso de diseño. Así que no importa si se está planeando una presentación ante el profesor o el dirigente de una empresa, la exposición debe ser lo más completa y clara posible, pues tal es su finalidad. Hay gran cantidad de fuentes donde se puede hallar información útil acerca de la redacción de informes, de cómo hablar en público y de la expresión gráfica o por imágenes, y el lector debe aprovechar estas ayudas.

1.7 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, así como la boca de aspiración de la misma.
- La construcción física de la bomba dentro del campo de tolerancias admisible que garantice el rendimiento garantizado.
- 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 así como su curvatura.

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

1.8 Historia de desarrollo de las bombas del MINAZ en Cuba.

Antecedentes:

La industria azucarera cubana en su expansión en las décadas del 20 y del 30 del siglo pasado se satisface el 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 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 y adicionalmente en algunos centrales azucareros que disponen de fundiciones y talleres de maquinados adecuados, se producen componentes y piezas de reposición y bombas completas a partir de sus necesidades específicas.

Nacionalización de la industria azucarera cubana.

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 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 65 con el campo socialista en líneas específicas, la pasividad del equipamiento de bombeo imponen una solución de suministro de reposición a partir del potencial constructivo nacional y de inmediato se procede a una evaluación de factibilidad e inmediatez de las capacidades, servicios, unificación de modelos y ejecución de fundiciones y maquinados etc.

Procedimientos.

I Etapa. 1960-1980

Se inicia la evaluación de suministro de equipos de bombeo y su producción con el programa siguiente:

1-Determinación de equipos producidos en las fundiciones nacionales antes de 1962.

2-Inventario de las líneas y bombas instaladas en los centrales.

3-Determinación de los criterios de fiabilidad del equipamiento utilizado y de los materiales más idóneos a emplear.

4-Rangos de capacidad y carga en los equipos de bombeo fundamentales a construir.

5-Creación de un índice de capacidad en equipos de bombeo para servicio universal para la industria azucarera cubana.

6-Determinación de los talleres nacionales y locales para las fundiciones, maquinados de componentes y de bombas de producción nacional.

Las decisiones y resultados relevantes y significativos obtenidos se resumen en los aspectos siguientes:

A— En consideración a las disponibilidades de modelos, información técnica, criterios de fiabilidad y durabilidad, rangos de operación coincidentes con la evaluación de requerimientos tipos y factibilidades constructivas 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.

En consideración a las limitaciones de recursos materiales utilizar el (Hierro Fundido) (ho fo) para volutas y tapas de las bombas y en los impelentes para servicios de aguas y el bronce adecuado para los impelentes de bombas que manipulen jugos. Según disponibilidades regionales fundir en bronce los cuerpos y tapas de bombas que manipulen jugos.

El resto de los componentes los materiales que dispongan los suministros disponibles y la buena practica de la ingeniería.

B— Adicionalmente para servicio de sólidos en suspensión en el fluido 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"

C— Con criterios semejantes de factibilidad y fiabilidad para los servicios de jugos a calentadores en los rangos de 600 a 2 000 gpm se producen bombas semejantes a las de la línea Allis Chalmers y las bombas Peerles.

D— Con los mismos criterios para servicios de condensación posteriormente se decide producir bombas de 6 000, 8 000, 10 000, y 12 000 gpm. Semejantes a las de las líneas Allen y Peerles. Posteriormente se inicia la produccion de bombas rotativas de vacío semejantes a las Nash de 800, 1 500, y 3 000 (Pies cúbico por minuto).

E— A partir de establecerse una sólida producción de bombas nacionales solo para servicios muy específicos se adquieren bombas industriales en mercados externos quedando un 80% el servicio universal por la producción nacional.

II Etapa 1 980-2 000.

Ya establecido un sólido programa productivo del equipamiento de bombeo a nivel nacional y también en los niveles provinciales se reevalúa la actualidad de los 80 con respecto a la de los 60 en función de las nuevas condiciones de operación industrial, mantenimiento en operación, costos de operación y mantenimiento de fábrica, materiales más adecuados y soluciones de ingeniería actualizadas.

De una evaluación primaria realizada en 1985 en la dirección industrial en la provincia de Cienfuegos y posteriormente expuesta en la dirección de mantenimiento nacional se determinan los aspectos siguientes:

1--- Nuevas condiciones de operación en los esquemas tecnológicos imponen cambios significativos en el equipamiento de bombeo básico en las fábricas.

2--- Se requiere disminuir los costos de operación y mantenimiento al máximo en el actual equipamiento de bombeo y hacer más viable sus reparaciones y manipulaciones.

3--- Se requiere mayor calidad en la producción de bombas y de sus repuestos básicos

4--- Resulta imprescindible extender la capacitación, disponibilidad de recursos técnicos y de izaje para el personal de operación y mantenimiento y de los repuestos del equipamiento.

Propuestas.

A—sobre el diseño del equipo de bombeo.

Servicios generales

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

Para jugos maceración e integral se imponen los impelentes de flujo mínimo y de impelentes abiertos para sólidos en suspensión

Soportes unificados para 3-4 modelos

Materiales de hierro fundido (ho fo), bronces, acero inoxidable según utilidades.

Soporte técnico de referencia según norma ISO 2858 procesos químicos semejantes a KBS.

C--- Acciones desarrolladas.

Entre 1988 a 1996 a partir de bombas disponibles KSB de 2", 3", 4", 6"y 8"se desarrolla diseños de soportes, impelentes, volutas, y demás componentes del equipamiento confeccionándose juegos de planos completos entregándose posteriormente a la dirección de empresas mecánicas.

Posterior a evaluación en china en la fábrica de chancha se complementa parte de la información para diseños de impelentes

Entre 1996 a 1999 se copia completa la bomba de flujo mínimo de 6" empleada en el central Guillermo Moncada y las bombas francesas de Tunas. Se ejecutan diseños de impelentes empleados en las bombas intupibles en todas las fábricas de la provincia con resultados aceptables.

1.9 Conclusiones parciales del capítulo.

1. La literatura prefiere la amplia utilización de las bombas centrífugas radiales en diferentes servicios industriales dado que $1/8$ del espacio y su precio es cerca de $1/4$ del de una bomba de embolo equivalente.
2. El estudio de los equipos de bombeo de fabricación nacional realizado por el MINAZ pone de manifiesto que son obsoletas las soluciones de diseño dadas al pedestal, sellos y coupling, imponiéndose las soluciones del tipo back pull-on de coupling extendido con sellos mecánicos y rodamientos pesados.
3. Que resulta necesario utilizar un soporte unificado para tres o cuatros modelos y que para ello debe utilizarse la norma ISO 2858, constituye una buena referencia las soluciones dadas por la firma alemana KSB.

Capítulo II.

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

2.1 Las bombas centrífugas en la industria azucarera.

Como se conoció en el capítulo anterior, las bombas tienen varias aplicaciones en la industria. La industria azucarera en la actualidad tienen una gran dependencia de las bombas centrífugas ya que por ejemplo un buen funcionamiento y una estructura eficaz para su mantenimiento, trae consigo realizar un mantenimiento o un cambio de pieza por rotura con rapidez y poseer un buen rendimiento en el sistemas de bombeo, entonces se puede ver como es necesario hacer un buen diseño de las bombas centrífugas para que beneficie su funcionamiento en lugar de interferir en el proceso que se vaya a utilizar.

2.2 Fundamentos teóricos para el cálculo hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas.

Cuando se va a diseñar una bomba centrífuga (figura 2.1) lo primero que debemos hacer es el cálculo del impelente que es en el que realiza la transformación de energía mecánica en hidráulica, de aquí su importancia ya que es el corazón de la bomba centrífuga y recibe el líquido y le aporta la energía de la cual depende la carga producida por la bomba.

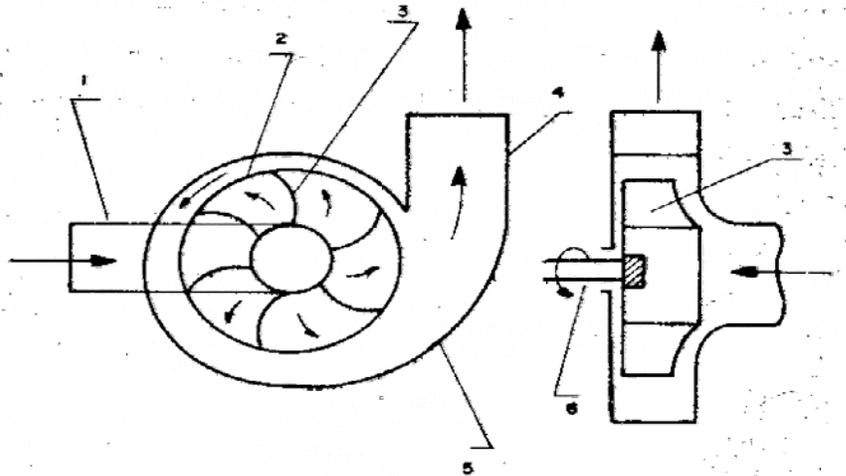


Figura 2.1 Esquema de una bomba centrífuga. 1) Conducto de entrada, 2) Impelente, 3) Álabes del impelente, 4) Conducto de salida, 5) Colector, 6) Eje de rotación.

En la figura 2.2 se muestra el impelente de una bomba centrífuga para el cual se hace a continuación una metodología de cálculo para su diseño.



Figura 2.2: Impelente de una bomba centrífuga radial.

2.2.1 Datos para el desarrollo de la metodología de diseño.

Esta metodología esta basada en el cálculo hidráulico y mecánico de las bombas centrífugas radiales de la industria azucarera en la provincia de Cienfuegos, en el anexo 1 se puede ver una de esas bombas. En nuestro caso se utilizan los siguientes datos:

$$Q_{op} = \text{gpm, lpm o m}^3/\text{s}$$

$$H_{op} = \text{m}$$

$$g = \text{m/s}^2$$

$$\rho = \text{kg/m}^3$$

2.2.2 Determinar la velocidad específica (n_s).

En el siguiente gráfico con el valor del caudal (Q) se determina el rendimiento máximo ($\eta_{m\acute{a}x}$) a partir de la velocidad específica n_s

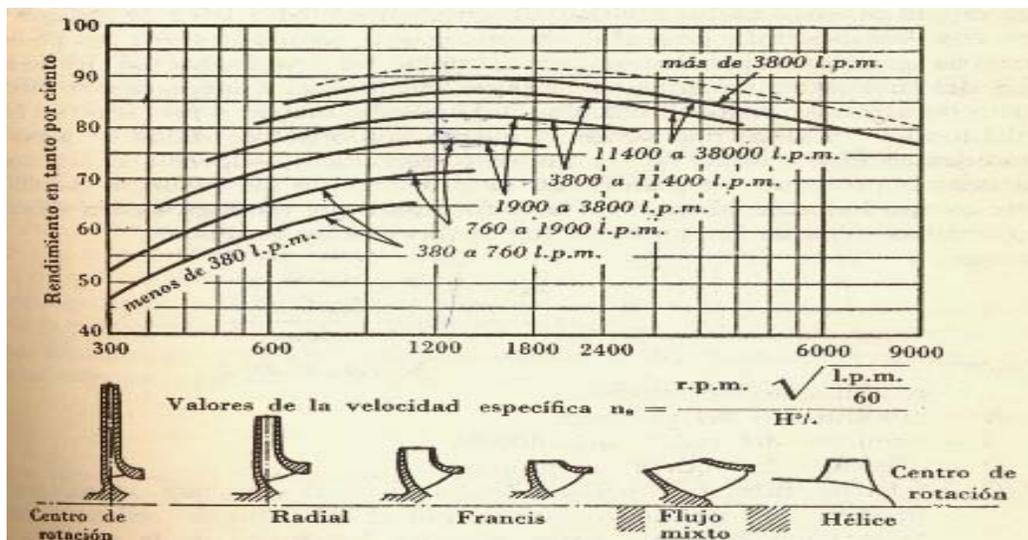


Fig.2.3 Formas relativas aproximadas de los rodetes, y rendimientos referidos a la velocidad específica.

2.2.3 Cálculo de la frecuencia de rotación de la bomba (n).

Con la velocidad específica (n_s) para el rendimiento máximo ($\eta_{m\acute{a}x}$) se calcula las revoluciones por minuto (n).

A partir de la siguiente ecuación:

$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

Luego se despeja n (rpm) y se obtiene:

$$n = \frac{n_s * H^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{Q}} \quad (\text{rpm}) \quad (\text{Ec 2.1})$$

Comparar el resultado obtenido en la ecuación 2.1 con las revoluciones por minutos normalizadas que se muestran en el anexo 2.

2.2.4 Recálculo de la velocidad específica con las rpm normalizada (n_s).

Con las revoluciones por minuto normalizadas se calcula la velocidad específica.

$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (\text{Adimensional}) \quad (\text{Ec 2.2})$$

Donde:

$n \Rightarrow$ Frecuencia de rotación de la bomba (rpm).

$Q \Rightarrow$ Caudal de suministro a la bomba (l/seg).

$H \Rightarrow$ Carga de la bomba (m).

En caso que la carga de la bomba (H) sea mayor de 50 m y la velocidad específica da muy pequeña hay que dividir en etapas la bomba.

Comparar el valor de la velocidad específica para verificar si cae dentro del rango de las bombas centrífugas radiales.

2.2.5 Cálculo del rendimiento volumétrico (η_v).

Las pérdidas volumétricas están condicionadas por el paso de líquido que gira y el cuerpo fijo de la bomba. La expresión para el cálculo del rendimiento volumétrico es:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + a * n_s^{-0,66}} \quad (\text{Adimensional}) \quad (\text{V.M Cherkasski 1985}) \quad (\text{Ec 2.3})$$

Donde:

$a = 0,68$

La velocidad específica se calcula por la siguiente ecuación:

$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (\text{Adimensional}) \quad (\text{Ec 2.4})$$

Siendo:

$n \Rightarrow$ Frecuencia de rotación de la bomba (rpm).

$Q \Rightarrow$ Caudal de suministro a la bomba (m^3/s).

$H \Rightarrow$ Carga de la bomba (m).

$\eta_v = 0,96$ a $0,98$ Alta calidad. (V.M Cherkasski 1985)

$\eta_v = 0,85$ a $0,95$ Para máquinas de media y baja calidad. (V.M Cherkasski 1985)

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

El diámetro reducido es diámetro convencional de la sección viva de entrada del impelente. El diámetro reducido (D_{red}) se determina por:

$$D_{1r} = 4,25 * \sqrt[3]{\frac{Q}{H}} \quad (\text{m})(\text{V.M Cherkasski 1985}) \quad (\text{Ec 2.5})$$

Donde:

Q (m^3/s)

n (rpm)

2.2.7 Cálculo del rendimiento hidráulico (η_h).

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{((\ln D_{1r}) - 0.172)^2} \quad (\text{Ec 2.6})$$

2.2.8 Determinación del rendimiento mecánico (η_m).

El rendimiento mecánico se asume en los valores de: $\eta_m = 0,92$ a $0,96$

2.2.9 Cálculo del rendimiento total (η_b).

$$\eta_b = \eta_v * \eta_h * \eta_m \quad (\text{Ec 2.7})$$

2.2.10 Cálculo de la potencia de la bomba (N_b).

Matemáticamente puede escribirse que la potencia entregada por el motor a la bomba es:

$$N_b = \frac{\delta * g * Q * H_b}{10^3 * \eta_b} \quad (\text{kw}) \quad (\text{Ec 2.8})$$

Donde:

$\delta \Rightarrow$ Densidad de líquido a bombear (kg/m^3)

$g \Rightarrow$ Aceleración de la gravedad (m^2/s)

$Q \Rightarrow$ Caudal de suministro a la bomba (m^3/s)

$H \Rightarrow$ Carga de la bomba (m)

$\eta_b \Rightarrow$ Rendimiento de la bomba (%)

2.2.11 Cálculo del momento torsor (M_t).

$$M_t = 9600 * \frac{N_b}{n} \quad (\text{N-M}) \quad (\text{Ec 2.9})$$

Donde:

$N_b \Rightarrow$ Potencia absorbida por la bomba (kW).

$n \Rightarrow$ Frecuencia de rotación del rodete de trabajo de la bomba (r.p.m).

2.2.12 Cálculo del diámetro del eje (d_{eje}).

$$d_{\text{eje}} = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 * [\tau]_{\text{adm}}}} \quad (\text{m}) \quad (\text{Néstor Ramos Páez 1995}) \quad (\text{Ec 2.10})$$

Donde:

$M_t \Rightarrow$ Momento torsor (N-m).

$[\tau]_{\text{adm}} \Rightarrow$ Tensión permisible a cortante del material (Pa).

Para realizar la selección de la tensión permisible a cortante hay que ver el anexo #2 donde hay varios aceros con sus principales propiedades.

2.2.13 Cálculo del diámetro del cubo (d_{cubo}).

$$d_{\text{cubo}} = (1,6 \text{ a } 2) d_{\text{eje}}$$

$$d_{\text{cubo}} = 1,8 * d_{\text{eje}} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.11})$$

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

$$L_{\text{cubo}} = (1 \text{ a } 1,15) d_{\text{cubo}}$$

$$L_{\text{cubo}} = 1,1 * d_{\text{cubo}} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.12})$$

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

$$D_1 = \sqrt{D_{1r}^2 + d_{\text{cubo}}^2} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.13})$$

2.2.15 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada (U_1).

$$U_1 = \frac{\pi * n * D_1}{60} \text{ (m/s)} \quad \text{(Ec 2.14)}$$

2.2.16 Determinación del diámetro de la boca del impelente (D_0).

La expresión de cálculo para determinar el diámetro de la boca del impelente es:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 * Q_{\text{calc}}}{\pi * c_o} + (d_{\text{cub}})^2} \text{ (m)} \quad \text{(Ec 2.15)}$$

Donde:

$Q_{\text{calc}} \Rightarrow$ Caudal de suministro a la bomba (m^3/s).

$$Q_{\text{calc}} = \frac{Q_{\text{op}}}{\eta_v} \text{ (m}^3/\text{s)} \quad \text{(Ec 2.16)}$$

$d_{\text{cub}} \Rightarrow$ Diámetro del cubo (m).

$c_o \Rightarrow$ Velocidad de entrada del líquido al impelente (m/s).

La velocidad de entrada del líquido al impelente debe ser ligeramente mayor que la existente a la entrada del conducto de aspiración y se recomienda en un intervalo entre 3 y 5 m/s. Analíticamente, la velocidad del líquido a la entrada del impelente se calcula por la ecuación (2.7) (Néstor Ramos Páez 1995)

$$c_o = \varepsilon \sqrt{2 * g * H} \text{ (m/s)} \quad \text{(Ec 2.17)}$$

Donde:

$\varepsilon \Rightarrow$ Coeficiente que tiene en cuenta las condiciones de entrada del fluido al impelente y su valor está en el intervalo de 0,1 a 0,3. (Néstor Ramos Páez 1995)

$$c_o = 0,13 \sqrt{2 * g * H}$$

Componente radial de la velocidad absoluta del fluido al entrar en el impelente (C_{1r}).

2.2.17 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido al entrar en el impelente (C_{1r}).

$$C_{1r} = K_{c1r} \sqrt{2 * g * H} \text{ (m/s)} \quad \text{(Ec 2.18)}$$

Donde:

$K_{c1r} \Rightarrow$ Se toma de la figura 2.4.

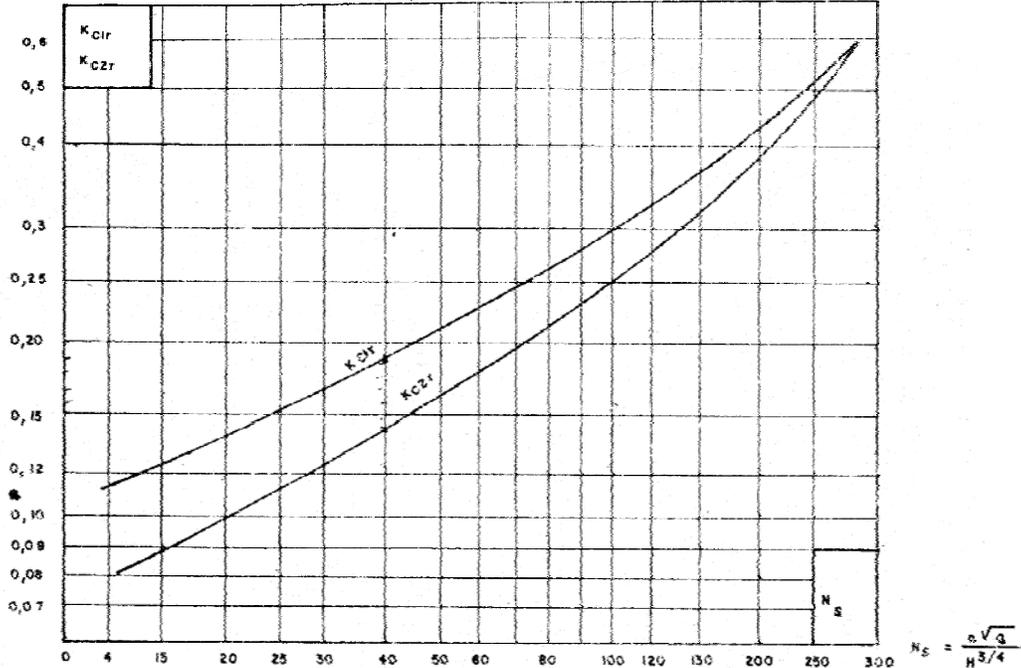


Fig. 2.4 Gráfico para la determinación de K_{cr1} y K_{cr2} en función de la velocidad específica donde Q (m^3/s); H (m) y n (rpm).

2.2.18 Determinación del ángulo de entrada al impelente (β_1).

Para el cálculo hay que tener en cuenta que el líquido entra a los álabes radialmente, o sea $\alpha_1 = 90^\circ$. Del triángulo de velocidades de la entrada tenemos:

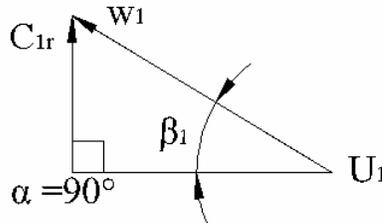


Fig. 2.5 Triángulo de velocidad a la entrada del impelente.

$$\beta_1 = \text{arctang} \frac{C_{1r}}{U_1} \quad (^\circ) \quad (\text{Ec 2.19})$$

Frecuentemente el ángulo de entrada β_1 es incrementado ligeramente, considerando la contracción de la corriente a su paso por los bordes de entrada y la rotación anticipada del líquido.

Los valores de β_1 recomendados se encuentran en el intervalo de $\beta_1 = 10^\circ$ a 25° . (Néstor Ramos Páez 1995)

$$\beta_{1\text{real}} = \beta_1 + i \text{ (}^\circ\text{)} \quad (\text{Ec 2.20})$$

$$i = 2^0 \text{ a } 6^0 \text{ (Néstor Ramos Páez 1995)}$$

$i \Rightarrow$ Ángulo de ataque

2.2.19 Cálculo del coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente

(K_{a1}).

$$K_{a1} = \frac{t_1}{t_1 - \delta w_1} \text{ (Adimensional)} \quad (\text{Ec 2.21})$$

Donde:

$t_1 \Rightarrow$ Paso entre álabes a la entrada del impelente.

$$t_1 = \frac{\pi * D_1}{z} \text{ (m)} \quad (\text{Ec 2.22})$$

$z \Rightarrow$ Número de álabes del impelente (de 4 a 12 álabes). (Néstor Ramos Páez 1995)

Asumir $z = 8$

$\delta w_1 \Rightarrow$ Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro D_1 ,

$$\delta w_1 = \frac{\delta}{\text{sen}\beta_1} \text{ (m)} \quad (\text{Ec 2.23})$$

$\delta \Rightarrow$ Espesor de los álabes (de 3 a 10 mm) (Néstor Ramos Páez 1995)

Asumir $\delta = 5\text{mm} = 0,005\text{m}$

2.2.20 Cálculo del ancho del impelente en la succión (b_1).

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi * D_1} \text{ (m)} \quad (\text{Ec 2.24})$$

Donde:

$A_1 \Rightarrow$ Área real de entrada al impelente.

$$A_1 = \left(\frac{Q_{\text{calc}}}{C_{1r}} \right) * K_{a1} \text{ (m}^2\text{)} \quad (\text{Ec 2.25})$$

2.2.21 Determinación del ángulo de salida de los álabes (β_2).

El ángulo salida β_2 del álabe se hace por lo general mayor que el de entrada β_1 y el cual esta entre 25° y 30° . Es usual que este ángulo sea algo mayor que β_1 a fin de obtener un paso suave y continuo.

$$\beta_2 = 25 \text{ a } 30^\circ$$

2.2.22 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida de los álabes (C_{2r}).

$$C_{2r} = K_{c_{2r}} \sqrt{2 * g * H} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{Ec 2.26})$$

Donde:

$K_{c_{2r}} \Rightarrow$ Se toma de la figura 2.4.

2.2.23 Cálculo del diámetro de salida del impelente (D_2).

El diámetro de salida puede obtenerse mediante la ecuación (2.27), por medio del coeficiente de altura total (Φ) el cual varía entre 0,09 y 1,20 con un valor medio muy próximo a la unidad. (A.H.Church 1986)

$$D_2 = \frac{84,6 * \Phi * \sqrt{H}}{n} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.27})$$

2.2.24 Determinación de la velocidad circunferencial de salida (U_2).

La velocidad circunferencial de salida U_2 se determina por la expresión:

$$U_2 = \frac{\pi * n * D_2}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{Ec 2.28})$$

2.2.25 Cálculo comprobatorio del número de álabes (Z).

El número de álabes (Z) debe ser un número suficiente para que quede asegurada la conducción del líquido de una manera apropiada. Según Pfeleiderer, el número de álabes se calcula por la ecuación (2.29). El número de álabes que se emplea generalmente está comprendido entre 4 y 12. (Néstor Ramos Páez 1995)

$$Z = 6.5 \left(\frac{m+1}{m-1} \right) \text{sen} \frac{\beta_{1\text{real}} + \beta_{2\text{real}}}{2} \quad (\text{adimensional}) \quad (\text{Ec 2.29})$$

Donde:

$$m = \frac{D_2}{D_1} \quad (\text{adimensional}) \quad (\text{Ec 2.30})$$

Como se verifico el número de álabes hay que recalcular los siguiente pasos.

2.2.26 Recalculo del coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente (K_{a1}).

$$K_{a1} = \frac{t_1}{t_1 - \delta w_1} \quad (\text{Adimensional}) \quad (\text{Ec 2.31})$$

Donde:

$$t_1 = \frac{\pi * D_1}{z} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.32})$$

δw_1 Se cálculo en la ecuación 2.23

2.2.27 Recalculo del ancho del impelente en la succión (b_1).

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi * D_1} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.33})$$

Donde:

$$A_1 = \left(\frac{Q_{\text{calc}}}{C_{1r}} \right) * K_{a1} \quad (\text{m}^2)$$

2.2.28 Cálculo del coeficiente de reducción del área de salida del impelente (K_{a2}).

$$K_{a2} = \frac{t_2}{t_2 - \delta w_2} \quad (\text{Adimensional}) \quad (\text{Ec 2.34})$$

Donde:

$t_2 \Rightarrow$ Paso entre álabes a la salida del impelente.

$$t_2 = \frac{\pi * D_2}{z} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.35})$$

$z \Rightarrow$ Número de álabes del impelente (de 4 a 12 álabes).

Asumir $z = 8$

$\delta w_2 \Rightarrow$ Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro D_2 ,

$$\delta w_2 = \frac{\delta}{\text{sen} \beta_2} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.36})$$

$\delta \Rightarrow$ Espesor de los álabes (de 3 a 10 mm)(Néstor Ramos Páez 1995)

Asumir $\delta = 5\text{mm} = 0,005\text{m}$

2.2.29 Cálculo del ancho del impelente a la descarga (b_2).

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi * D_2} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.37})$$

Donde:

$A_2 \Rightarrow$ Área real teórica a la salida del impelente.

$$A_2 = \left(\frac{Q_{\text{calc}}}{C_{2r}} \right) * K_{a2} \quad (\text{m}^2) \quad (\text{Ec 2.38})$$

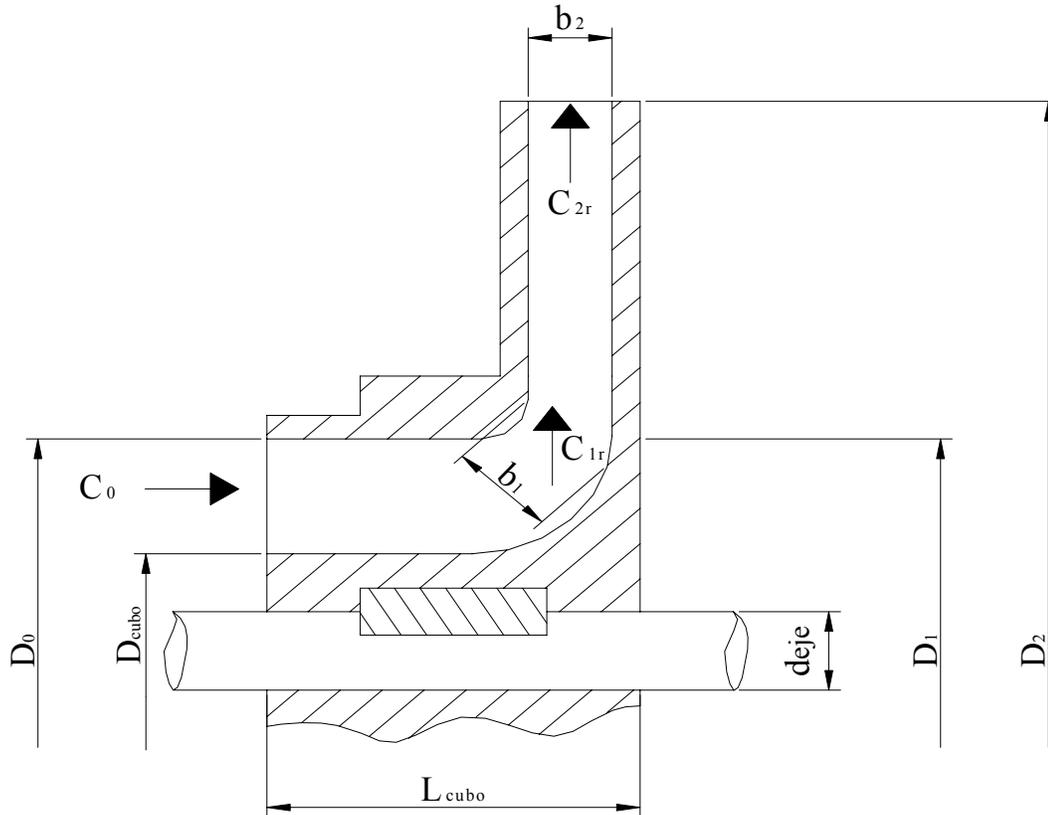


Fig. 2.6 Principales parámetros geométricos del impelente.

2.2.30 Cálculo y trazado de los álabes.

Los álabes pueden ser dibujados empleando diversas metodologías. En esta metodología de diseño de bombas centrífugas radiales emplearemos el método de los arcos tangentes. Cuando se utiliza este método, se divide el impelente en un cierto número de anillos concéntricos, los cuales no es necesario que estén igualmente separados, entre R_1 y R_2 . El radio ρ del arco que define el perfil del ángulo entre dos anillos consecutivos de radio R_1 y R_a vienen dado por la fórmula:

$$\rho = \frac{(R_1)^2 - (R_a)^2}{2(R_1 * \cos\beta_1 - R_a * \cos\beta_a)} \quad (\text{adimensional}) \quad (\text{Ec 2.39})$$

Donde:

R_1 y $R_a \Rightarrow$ Corresponden a los radios respecto al centro del impelente y que limitan al arco de radio ρ ($R_b > R_a$).

β_1 y $\beta_a \Rightarrow$ Ángulos de inclinación de la velocidad relativa (w) en los radios R_a y R_b respectivamente.

Como β está relacionado con las velocidades radial y relativa mediante la ecuación (2.37). Para determinar el valor de β en cada uno de los valores de radio establecidos, será necesario conocer los valores de c_r y w en estos puntos, o sea, la distribución de velocidades en el interior del rodete. Como este dato no se conoce, se puede suponer, partiendo de los valores conocidos a la entrada y salida del impelente, que estas velocidades varían gradualmente entre sus valores iniciales y finales. Esta consideración aunque no es exacta no afecta sensiblemente los resultados finales y permite obtener estos datos de forma gráfica (Fig. 2.7) representado a escala el radio del impelente en el eje de las ordenadas y los valores iniciales (c_{r1} y w_1) con los finales (c_{r2} y w_2) mediante una línea recta o curva suave.

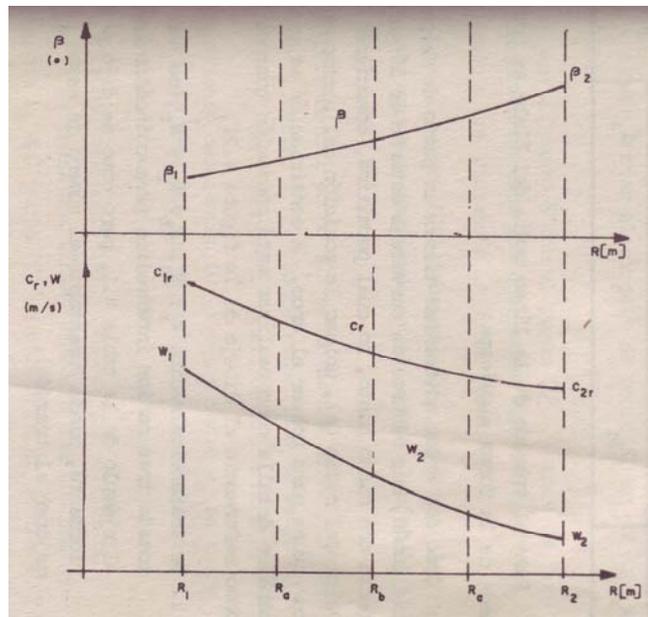


Fig. 2.7 Distribución de velocidades en el interior del impelente.

Para la realización de esta gráfica se propone realizarla en una hoja de cálculo de Excel con la distribución de los radios y de (c_{r1} , w_1 y β_1) a (c_{r2} , w_2 y β_2) y una vez trazadas las líneas, se podrá leer para los radios establecidos los valores de los

ángulos en los radios intermedios. Los valores de c_{r1} y c_{r2} fueron calculados en las ecuaciones 2.18 y 2.26 respectivamente y w_1 w_2 se calcula por la ecuación 2.40 despejando w para β_1 y β_2 calculados anteriormente y a partir de ahí se hace la gráfica de la distribución de velocidades en el interior del impelente.

$$\text{sen}\beta = \frac{C_r}{w} \quad (^\circ) \quad (\text{Ec 2.40})$$

Los valores de ρ Pueden calcularse de manera conveniente en forma tabular como se muestra a continuación:

Anillo	R(m)	β (Grad.)	ρ (m)
1	0,084	20	0,107
a	0,096	22	0,126
b	0,108	24	0,148
c	0,12	26	0,171
2	0,133	28	

Tabla 2.1 Valores tabulados para el trazado de los álabes.

Los valores que hay en la tabla son para demostrar como se llena la misma.

2.2.30.1 Pasos para el trazado de los álabes.

En la Fig. 2.8 se muestra el trazado de los álabes utilizando el método de los arcos tangentes.

1- Se trazan los radios R_1 ; R_a ; R_b ; R_c y R_2 , aunque se pueden tomar más radios para mejorar el trazado de los álabes.

2- Se escoge arbitrariamente un punto A sobre el arco del radio R_1 . Este punto definirá el borde de entrada del álabe en su línea media.

3- Se une mediante una línea recta el centro del impelente (O) con el punto A.

4- Partiendo de A se traza una recta inclinada respecto a la línea OA, formando un ángulo β_1 . Sobre esta línea, y partiendo de A se marca el centro (O') a partir del cual se traza el primer arco que partiendo de A debe cortar el círculo de radio R_a en el punto B.

- 5- Se une el punto B con el punto (O') y sobre la prolongación de esta línea se marca el centro (O'') situado a una distancia (ρ_2) del punto B.
 - 6- Desde el centro (O''), con radio ρ_2 , se traza el nuevo arco que partiendo de (B) corta el círculo (b) en el punto (C).
 - 7- Partiendo del punto (C) se traza una línea que pase por el centro (O'). Sobre esta línea se marca el radio ρ_3 definiéndose la posición del centro (O''').
 - 8- Partiendo del centro (O''') y con radio ρ_3 se traza un nuevo arco que parte del punto (C) hasta cortar el círculo (c) en el punto (D).
 - 9- Partiendo del punto (D) y pasando por el centro (O'') se traza una línea, sobre la cual, a una distancia ρ_4 del punto (D) se encuentra (O''').
 - 10- Partiendo de (O''') con radio ρ_4 se traza el último arco que partiendo de () debe cortar la circunferencia exterior de radio R_2 en el punto (E).
- Como comprobación del método se une el centro (O''') con el punto (E) y este con el centro del impelente (O), el ángulo formado por estas dos líneas debe coincidir con el ángulo β_2 . (Néstor Ramos Páez 1995)

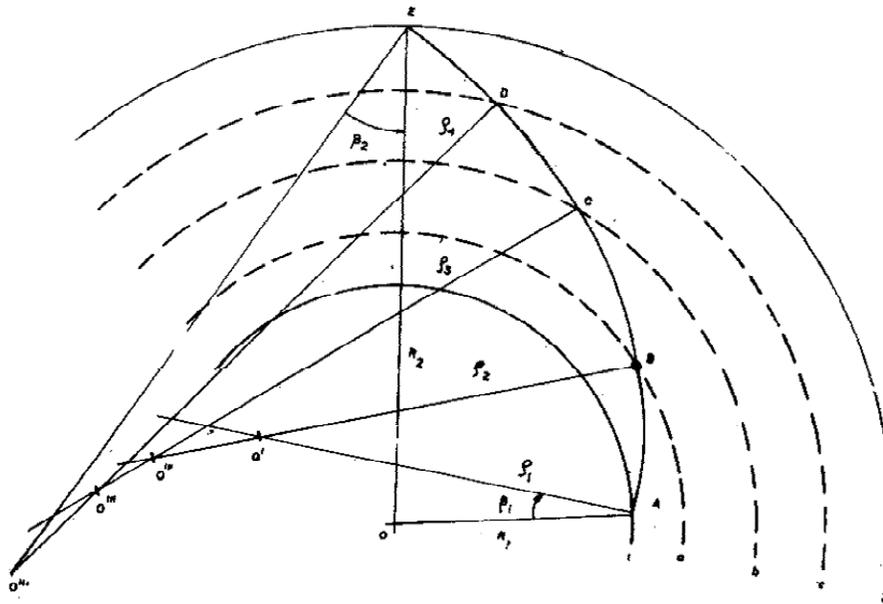


Fig. 2.8 Trazado de la línea media de los álabes por el método de los arcos tangentes.

2.2.31 Cálculo y trazado de la voluta.

La voluta de una bomba centrífuga es un dispositivo que capta el líquido lanzado por el rodete impulsor y lo envía a la tubería de impulsión.

La voluta, cámara espiral o caracol, es un canal de sección creciente que rodea por completo al impulsor y termina en un cono divergente en el que continúa el proceso de difusión. La principal ventaja del difusor de voluta es su sencillez, que permite modelos simples de fácil construcción; sin embargo, la voluta es difícil de mecanizar lo que hace que su acabado no sea muy bueno.

El trazado de la voluta se realiza siguiendo la metodología presentada a continuación:

1. Se traza la circunferencia interior de radio r_i .

Este radio se determina por:

$$r_i = (1.03 \text{ a } 1.05) * r_2 \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.41})$$

Donde: r_2 es el radio exterior del impelente en (m)

2. Se divide la circunferencia $r=r_i$ en sectores circulares a 45° de la siguiente forma:

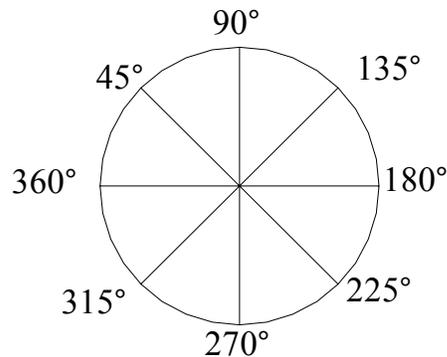


Fig. 2.9 División de la circunferencia de radio (r_i) en sectores circulares de 45°

3. 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 de diseño viene dado por la expresión:

$$R_d = \frac{\alpha}{360K} + \sqrt{\frac{2}{K} * \frac{\alpha}{360} * r_3} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.42})$$

Donde:

$$r_3 = 1,03 * r_2 \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.43})$$

$$k = \frac{2\Pi * g * H}{w * \eta_h * Q} \quad (1/\text{m}) \quad (\text{Ec 2.44})$$

Donde:

$$\omega = \frac{r.p.m}{9.549} \quad (\text{rad/s}) \quad (\text{Ec 2.45})$$

$\eta_h \Rightarrow$ Rendimiento hidráulico, el cual se determina por la ecuación (2.6).

$D_{red} \Rightarrow$ Diámetro reducido, el cual se determina por la ecuación (2.5).

4. 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	0,0182	0,0264	0,0330	0,0387	0,0438	0,0486	0,0530	0,0572

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

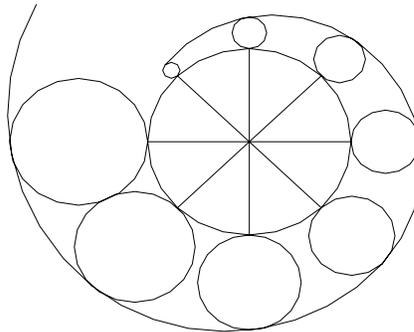


Fig. 2.10 Trazado de la voluta.

Este es un trazado para tener una idea de cómo sería el trazado de una bomba.

2.2.32 Cálculo y trazado del difusor.

Para trazar y calcular el difusor se desarrolla la siguiente metodología:

1. Se asume la velocidad de descarga de la bomba a la salida del difusor entre los siguientes límites:

$$C = (3 \text{ a } 8) \quad (\text{m/s})$$

2. Aplicado la ecuación de continuidad se determina el diámetro interior de salida del difusor:

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C}} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.46})$$

3. El diámetro interior calculado del difusor se normaliza según la tabla del anexo 4 para tuberías normalizadas y se escoge el perfil correspondiente según las tablas dadas por las normas GOST.
4. Para determinar la altura del difusor es necesario escoger el valor del ángulo φ del difusor, el cual se recomienda entre 8° y 12° . Escogido el ángulo la altura del difusor h_D se determina por:

$$h_D = \frac{\left(\frac{D_s - D_e}{2} \right)}{\tan\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \quad (\text{m}) \quad (\text{Ec 2.47})$$

Donde:

$D_s \Rightarrow$ Diámetro de salida del difusor en (m).

$D_e \Rightarrow$ Diámetro de entrada del difusor en (m).

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

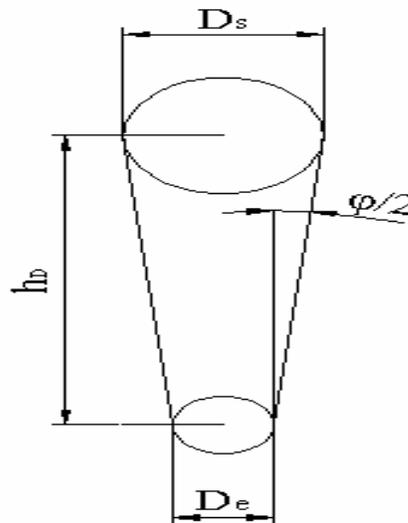


Fig. 2.11 Esquema general del difusor.

Si la velocidad o la viscosidad del líquido son elevadas el ángulo φ debe hacerse más pequeño.

Radio de la lengüeta:

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 lengüeta:

$$R_L = (5\% \text{ a } 10\%) * R_2 + R_2 \quad (\text{Ec 2.48})$$

2.2.33 Cálculo del árbol de la bomba y selección de los cojinetes.

El eje es el soporte de todos los elementos que giran en la bomba centrífuga, transmitiendo además el movimiento que imparte el eje del motor.

El árbol de una bomba centrífuga tiene como función transmitir el torque que recibe del motor impulsor durante la operación de bombeo, a la vez sujeta al impulsor y a las otras partes giratorias. La elaboración de un 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 es casi cero. Cualquier desviación en el eje de una bomba centrífuga, por insignificante que pudiera parecer, podría dar como resultado serios daños en el mecanismo.

➤ Fuerza axial.

Estas fuerzas surgen en las bombas centrífugas como resultado de las presiones, de igual valor y dirección, que actúan sobre las ruedas de trabajo por los lados delanteros y trasero. Además, la fuerza axial surge como resultado de la acción dinámica del flujo que entra en las ruedas de trabajo.

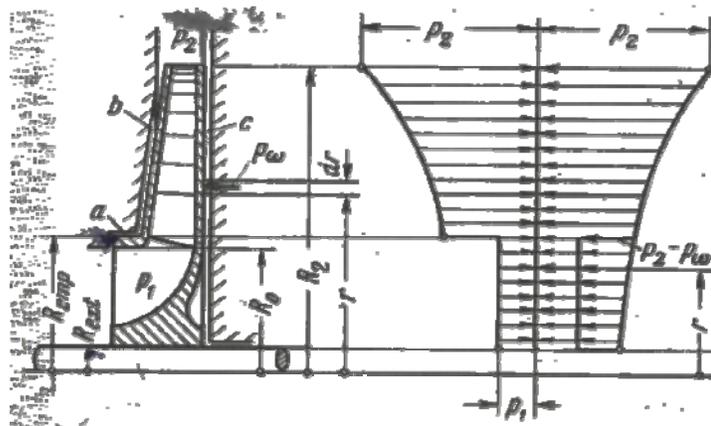


Figura 2.12 Distribución de las presiones axiales en las superficies exteriores del impelente.

Esta fuerza axial se determina por la expresión (2.49):

$$F_a = \pi * (R_{emp}^2 - R_{ext}^2) * (P_2 - P_1) - \frac{\pi * \rho * \omega^2}{8} * (R_{emp}^2 - R_{ext}^2) * [R_2^2 - 0.5 * (R_{emp}^2 + R_{ext}^2)] - \rho * Q * C_o$$

(N) (V.M Cherkasski 1985) (Ec 2.49)

Donde:

$P_2 \Rightarrow$ Presión de descarga (P_a).

$P_1 \Rightarrow$ Presión en la entrada (P_a).

$\rho \Rightarrow$ Densidad del líquido (kg/m^3).

$Q \Rightarrow$ Caudal de la bomba (m^3/s).

$C_o \Rightarrow$ Velocidad a la entrada del impelente (m/s).

$W \Rightarrow$ Velocidad angular ($1/s$).

$R_{emp} \Rightarrow$ Radio a la entrada del impelente (m).

$$R_{emp} = \frac{D_o}{2}$$

$R_{ext} \Rightarrow$ Radio del eje (m).

$$R_{ext} = \frac{D_{eje}}{2}$$

$R_2 \Rightarrow$ Radio a la salida del impelente (m).

$$R_2 = \frac{D_2}{2}$$

De aquí:

$$W = \frac{2 * \pi * n}{60} \quad (1/s) \quad \text{(Ec 2.50)}$$

$$p_2 - p_1 = \Delta p = \rho * g * H \quad (P_a) \quad \text{(Ec 2.51)}$$

➤ Fuerza radial.

Las fuerzas radiales aparecen producto de la asimetría de flujo a la salida del impulsor, condicionadas por la influencia del conducto de descarga. Con el cambio de la velocidad en el conducto de evacuación tiene lugar la correspondiente variación de la presión 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.

La fuerza radial se determina por la expresión siguiente:

$$Fr = k_r * \left(1 - \frac{Q}{Q_0}\right) * \rho * g * H * D_d * b_2 \quad (\text{Ec 2.52})$$

Donde:

$Q \Rightarrow$ Flujo de gases (m^3/s).

$Q_0 \Rightarrow$ Flujo de gases óptimo (m^3/s).

$k_r \Rightarrow$ coeficiente, para los cálculos se toma como $k_r \approx 0.36$.

$D_2, b_2 \Rightarrow$ son los parámetros de descarga del impulsor (m).

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

De la fórmula (2.52) se puede inferir que la bomba estará sometida a una fuerza radial máxima cuando el flujo del líquido sea cero, así como que se anulara cuando el flujo sea igual al óptimo.

La fuerza radial máxima es:

$$F_{r\text{máx}} = k_r * \rho * g * H * D_2 * b_2 \quad (\text{N}) \quad (\text{V.M Cherkasski 1985}) \quad (\text{Ec 2.53})$$

➤ Peso aproximado del impelente (P_i).

$$P_i = P_{\text{disco}} + P_{\text{alabes}} \quad (\text{N}) \quad (\text{Ec 2.54})$$

Donde:

$P_{\text{disco}} \Rightarrow$ Peso de los discos (N)

$P_{\text{alabes}} \Rightarrow$ Peso de los álabes (N).

Peso de los disco del impelente:

$$P_{\text{disco}} = \rho_{\text{mat}} * Vol_{\text{disco}} \quad (\text{N}) \quad (\text{Ec 2.55})$$

$$V_{\text{disco}} = 2 * V_{\text{disco}} = \frac{2 * \pi * D_2^2 * \delta_{\text{disco}}}{4} = \frac{\pi * D_2^2 * \delta_{\text{disco}}}{2} \quad (\text{m}^3) \quad (\text{Ec 2.56})$$

De aquí:

$$\delta_{\text{disc}} = 0,005\text{m}$$

$$P_{\text{mat}} = \rho_{\text{mat}} * g \quad (\text{N/m}^3) \quad (\text{Ec 2.57})$$

Donde:

$\rho_{\text{mat}} \Rightarrow$ Densidad del material (kg/m^3)

$g \Rightarrow$ Aceleración de la gravedad (m/s^2)

Peso de los álabes del impelente ($P_{\text{álabes}}$).

$$P_{\text{álabes}} = Z * \rho_{\text{mat}} * V_{\text{álabes}} \quad (\text{N}) \quad (\text{Ec 2.58})$$

Donde:

Volumen del álabe (V_{al}).

Los álabes generalmente son curvos, en ocasiones se emplean álabes rectos como es el caso (figura 2.8) porque lo que se busca es calcular un peso aproximado del impelente para poder determinar la fuerza que este le provoca al árbol, entonces se puede aplicar la siguiente fórmula para el cálculo del volumen del álabe como:

$$V_{\text{al}} = (b_2 * h + 0.5 * h * (c - b)) * \delta \quad (\text{m}^3) \quad (\text{Ec 2.59})$$

Donde:

$b \Rightarrow$ Es la dimensión b_2 calculada antes (m).

$h \Rightarrow$ Altura de los álabes ($D_d - D_s$) en (m).

$c \Rightarrow$ Es la dimensión b_1 calculada antes (m).

$\delta \Rightarrow$ Espesor del álabe (m).

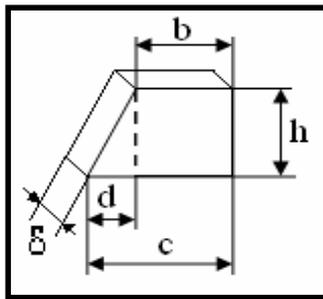


Figura 2.13 Álabe del impulsor.

$Z \Rightarrow$ Número de álabes.

Una vez que se determine el peso del impulsor y las fuerzas que actúan sobre el árbol. Para diseñar el árbol debemos comenzar calculando el diámetro crítico, a partir del cuál se harán las dimensiones y para eso calculamos el momento flector y momento torsor.

El momento torsor se determina por la ecuación (2.9):

El momento flector se determina por la ecuación (2.60):

$$M_f = (P_i + Fr) * a \quad (\text{N-m}) \quad (\text{Ec 2.60})$$

Cuando se haya calculado el momento torsor y el momento flector se hace el diagrama de los mismos y a partir de aquí se determina el diámetro crítico del árbol por la ecuación (2.58).

Cálculo del diámetro crítico.

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{M_t^2 + (\alpha * M_f)^2}}{0,1 * \sigma_{admFlexIII}}} \quad (m)(V.Dobrovolski 1980) \quad (\text{Ec 2.61})$$

Donde:

M_t – Momento torsor (N-m).

M_f – Momento flector (N-m).

$\alpha = 1$ Para ciclo simétrico.

$$\sigma_{admFlexIII} = 0,087 * \sigma_{rest}$$

Material de eje.

Acero 45

$$\sigma_{rest} = 610 * 10^6 \text{ Pa}$$

Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol de la bomba en el cambio de diámetro.

Colocación de los rodamientos.

Para la relación $\frac{L}{l} = 1,5$ la distancia entre los apoyos depende enteramente de la magnitud (l) de vuelo del centro de gravedad de la rueda del impelente respecto del apoyo anterior. Ahí se tiene en cuenta la anchura del cojinete, la longitud del sello mecánico y la distancia entre el sello y el centro de gravedad de la rueda del impelente. (P.Orlov 1974)

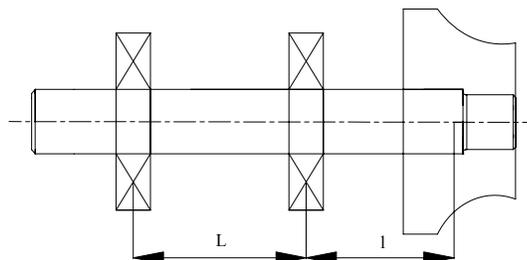


Fig. 2.14 Disposición de los apoyos del árbol de la bomba.

Cálculo de los cojinetes.

Un cojinete es una pieza de metal u otro material en la que se apoya y gira cualquier eje de una máquina.

Los cojinetes sirven de soporte al eje de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba y también tienen la función de mantener la alineación, equilibrando las cargas axiales, y permitir el movimiento de una pieza respecto a la otra (eje y estator del motor) mediante el contacto metal-metal.

A continuación se calcula la carga de los rodamientos (Q) como se muestra en la expresión (2.62).

$$Q = (x * ka * R + y * A) * ks * kt * (n * h)^{0.3} \text{ (Kgf)} \text{ (D. Reshetov 1990)} \quad \text{(Ec 2.62)}$$

Donde:

R – Carga radial.

A – Carga axial.

x – coeficiente de carga radial. (Tabla 80 p 643 Reshetov).

y – coeficiente de carga axial. (Tabla 80 p 643 Reshetov).

Ka – coeficiente de rotación del aro. (Si gira el aro interior ka=1, si gira el aro exterior ka=1.2).

ks – coeficiente de seguridad. (Tabla 81 p 645 Reshetov).

kt – coeficiente de temperatura. (Párrafo p 642 Reshetov).

Una vez determinado el valor de la carga reducida, se entra con este valor al catálogo de cojinetes o al Atlas de diseño de elementos de máquinas tomo 2 y entrando a la tabla con el diámetro, comprobamos que la carga reducida que dan para este cojinete sea mayor que la calculada, de ser así se puede utilizar el cojinete, si por el contrario la carga que se encuentra es mayor que la calculada entonces se tiene que volver a dimensionar el árbol y repetir el procedimiento.

2.2.34 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. $\tau_{M\acute{a}x} \leq [\tau]_{ch}$ Las dimensiones fundamentales de la chaveta son las siguientes:

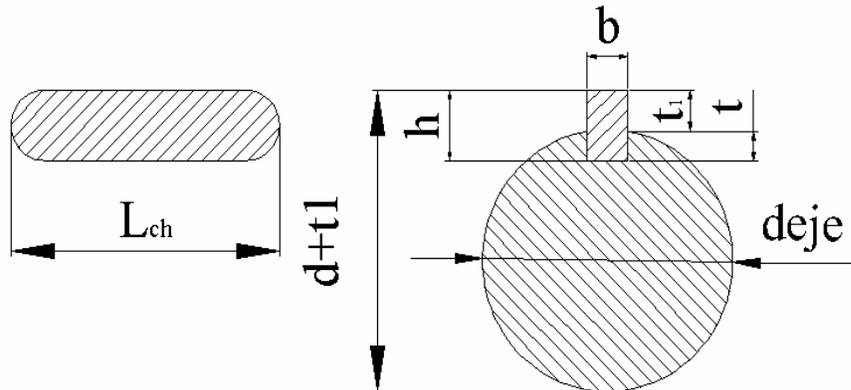


Fig. 2.15 Esquema de la chaveta.

$b \Rightarrow$ Ancho. $L_{ch} \Rightarrow$ Longitud. $h \Rightarrow$ Altura. $t \Rightarrow$ Profundidad del cuñero.

Para precisar la longitud de la chaveta se calcula esta bajo los esfuerzos de aplastamiento y de cortante. Para evitar el aplastamiento de la chaveta esta deberá tener una longitud de:

$$L_{aplast} = \frac{4 * M_t}{d_{eje} * h * [\sigma]_{ap} * 10^6} \quad (m) \quad (Ec \ 2.63)$$

Donde:

$M_t \Rightarrow$ Momento torsor (N-m).

$d_{eje} \Rightarrow$ Diámetro del eje (m).

$h \Rightarrow$ Altura de la chaveta (m).

$[\sigma]_{ap} \Rightarrow$ Tensión permisible al aplastamiento en (MPa).

Para evitar los efectos de cortante la chaveta debe tener una longitud de:

$$L_c = \frac{2 * M_t}{d_{eje} * b * [\tau]_{ch} * 10^6} \quad (m) \quad (Ec \ 2.64)$$

Donde:

$b \Rightarrow$ Ancho de la chaveta en (m).

$[\tau]_{ch} \Rightarrow$ Tensión permisible al cortante en (MPa).

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:

$$L_{ch} \leq L_{cub}$$

$L_{ch} \Rightarrow$ Longitud del chaveta.

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.

$$T_{max} \leq [T]_{ch}$$

$$T_{max} = \frac{M_t}{0.5 * (d_{eje} + t_1) * b * L_{ch} * 10^6} \text{ (MPa)} \text{ (Marta E. Seberira 1988) (Ec 2.65)}$$

Dado el caso que $T_{m\acute{a}x}$ supere el valor de $[T]_{ch}$ será necesario acudir a un acero con mejor característica mecánicas. Por lo general el material de la chaveta se escoge igual al del eje.

2.2.35 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol en el cambio de diámetro.

$$n = \frac{n_{\sigma} * n_{\tau}}{\sqrt{(n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2)}} \text{ (adimensional) (Ec 2.66)}$$

$n_{\sigma} \Rightarrow$ Es el coeficiente de seguridad por las tensiones normales (ausencia de torsión)

$n_{\tau} \Rightarrow$ Es el coeficiente de seguridad por las tensiones tangenciales (ausencia de flexión)

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_{\sigma}}{\beta * E}\right) * \sigma_a + \psi_{\sigma} * \sigma_m} \text{ (adimensional) (Ec 2.67)}$$

Donde:

$\psi_{\sigma} \Rightarrow$ Coeficiente que caracteriza la sensibilidad del material.

$\sigma_{-1} \Rightarrow$ Límite de resistencia a la flexión.

$$\sigma_{-1} = 0,43 * \sigma_u \text{ (Pa) (Ec 2.68)}$$

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mf}{w_f} = \frac{Mf}{0,1 * d^3} \text{ (Pa)} \quad \text{(Ec 2.69)}$$

E \Rightarrow Factor de escala. (Tabla 64 Pág. 533 del Reshetov)

K_σ \Rightarrow Coeficiente de concentración de tensiones en la transición escalonada. (Tab. 65 Pág. 533)

β₁ \Rightarrow Coeficiente de endurecimiento con endurecimiento superficial. (Tab.72 Pág.538 del reshetov)

β₂ \Rightarrow Factor de superficie del material a la fatiga. (Fig. c-3 Pág. 502)

$$n_T = \frac{T_f}{T_{m\acute{a}x}} \text{ (Adimensional)} \text{ (D. Reshetov 1990)} \quad \text{(Ec 2.70)}$$

$$T_f = 0,6 * \sigma_f \text{ (Pa)} \quad \text{(Ec 2.71)}$$

$$T_{m\acute{a}x} = \frac{Mt}{w_t} = \frac{Mt}{0,2 * d^3} \text{ (Pa)} \quad \text{(Ec 2.72)}$$

2.2.36 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol de la bomba en la chaveta.

$$n = \frac{n_\sigma * n_T}{\sqrt{(n_\sigma^2 + n_T^2)}} \text{ (adimensional)}$$

n_σ \Rightarrow Es el coeficiente de seguridad por las tensiones normales (ausencia de torsión)

n_T \Rightarrow Es el coeficiente de seguridad por las tensiones tangenciales (ausencia de flexión)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_\sigma}{\beta * E}\right) * \sigma_a + \psi_\sigma * \sigma_m} \text{ (adimensional)}$$

Donde:

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mf}{w_f} = \frac{Mf}{0,1 * d^3 - \frac{b * t(d-t)^2}{2 * d}} \text{ (Pa)} \quad \text{(Ec 2.73)}$$

t \Rightarrow Profundidad de la chaveta.

d \Rightarrow Diámetro del eje en la chaveta.

$E \Rightarrow$ Factor de escala. (Tabla 64 Pág. 533 del Reshetov)

$K_{\sigma} \Rightarrow$ Coeficiente de concentración de tensiones en la transición escalonada.

$\beta_1 \Rightarrow$ Coeficiente de endurecimiento con endurecimiento superficial. (Tab.72.de la Pág.538 del reshetov)

$\beta_2 \Rightarrow$ Factor de superficie del material a la fatiga. (Fig. c-3 Pág. 502)

$$n_{\tau} = \frac{\tau_f}{\tau_{\text{máx}}}$$

$$\tau_f = 0,6 * \sigma_f \text{ (Pa)}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{Mt}{w_t} = \frac{Mt}{0,2 * d^3 - \frac{b * t(d-t)^2}{2 * d}} \text{ (Pa)} \quad \text{(Ec 2.74)}$$

2.3 Conclusiones parciales del capítulo.

1. Quedó elaborada la metodología de cálculo hidráulica y mecánica para el dimensionamiento de bombas centrífugas radiales.
2. Fue elaborada una hoja de cálculo en Excel que facilite el proceso de dimensionamiento del equipo.
3. Se introduce como elemento novedoso el cálculo de resistencia a la fatiga del árbol que con anterioridad no se comprobaba.

Capítulo III.

Capítulo III: Aplicación de la metodología de cálculo. Caso de estudio bomba 5CRVL.

3.1 Datos de la para el cálculo de la bomba centrífuga radial.

$$Q_{op} = 1400 \text{ gpm} = 5299 \text{ lpm} = 0,088 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_{op} = 30,5 \text{ m}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

3.2 Determinar la velocidad específica (n_s).

En la figura 3.1 con el valor del caudal de la bomba que es $Q = 5299 \text{ lpm}$ se determina el rendimiento máximo $\eta_{m\acute{a}x} = 0,83$ y la velocidad específica $n_s = 1400$

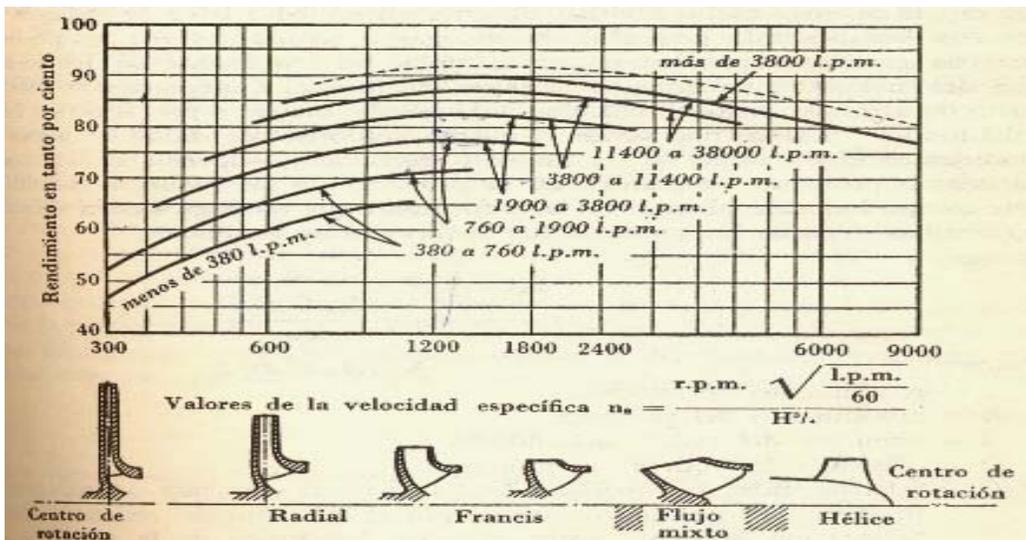


Fig.3.1 Formas relativas aproximadas de los rodetes, y rendimientos referidos a la velocidad específica.

3.3 Cálculo de la frecuencia de rotación de la bomba (n).

$$n = \frac{n_s * H^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{Q}} = \frac{1400 * 30,5^{0,75}}{\sqrt{88,31}} = 1933,44 \text{ (rpm)} \quad (\text{Ec 3.1})$$

Se compara este valor con las revoluciones por minuto (normalizado) que viene en un catálogo de normalización para motores trifásicos para el cual se normaliza para 1800 rpm, pero como nuestra industria azucarera los motores que utilizan las bombas trabajan a 1750 rpm, para este caso de estudio se realiza cálculo para el diseño a 1750 rpm.

3.4 Recálculo de la velocidad específica con las rpm normalizada (n_s).

$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{1750 * \sqrt{88,32}}{30,5^{0,75}} = 1267 \quad (\text{Ec 3.2})$$

El valor del flujo de la bomba se da en lps porque para calcular la velocidad específica primero se comprobó las revoluciones por minuto de giro de la bomba utilizando la figura 3.1 y esa figura recomienda el flujo así para la ecuación 3.2.

El valor de la velocidad específica está en las proximidades del rango de las bombas radiales.

3.5 Cálculo del rendimiento volumétrico (η_v).

$$\eta_v = \frac{1}{1 + a * n_s^{-0,66}} = \frac{1}{1 + 0,68 * 40^{-0,66}} = 0,94 \quad (\text{Ec 3.3})$$

Donde:

$$a = 0,68$$

La velocidad específica se calcula por la siguiente ecuación:

$$n_s = \frac{n * \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{1750 * \sqrt{0,088}}{30,5^{0,75}} = 40 \quad (\text{Ec 3.4})$$

En la literatura aparece el cálculo del rendimiento volumétrico por la ecuación 3.3 donde la velocidad específica se calcula por la ecuación 3.4 donde el flujo es en m^3/s .

En nuestro caso el valor del rendimiento volumétrico está entre 0,85 y 0,95 ya que es una máquina de media y baja calidad.

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

$$D_{1r} = 4,25 * \sqrt[3]{\frac{Q}{H}} = 4,25 * \sqrt[3]{\frac{0,088}{30,5}} = 0,16 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.5})$$

3.6 Cálculo del rendimiento hidráulico (η_h).

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{((\ln D_{1r}) - 0,172)^2} = \frac{0,42}{((\ln 0,16) - 0,172)^2} = 0,89 \quad (\text{Ec 3.6})$$

3.7 Determinación del rendimiento mecánico (η_m).

Se recomienda $\eta_m = 0,92$ a $0,96$

$$\eta_m = 0,94$$

3.8 Cálculo del rendimiento total (η_b).

$$\eta_b = \eta_v * \eta_h * \eta_m = 0,94 * 0,89 * 0,94 = 0,79 \quad (\text{Ec 3.7})$$

3.9 Cálculo de la potencia de la bomba (N_b).

$$N_b = \frac{\delta * g * Q * H_b}{10^3 * \eta_b} = \frac{1000 * 9,81 * 0,088 * 30,5}{1000 * 0,79} = 33,32 \text{ kW} \quad (\text{Ec 3.8})$$

3.10 Cálculo del momento torsor (M_t).

$$M_t = 9600 * \frac{N_b}{n} = 9600 * \frac{33,32}{1750} = 182,80 \text{ N*M} \quad (\text{Ec 3.9})$$

3.11 Cálculo del diámetro del eje (d_{eje}).

$$d_{eje} = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 * [\tau]_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{182,8}{0,2 * 65 * 10^6}} = 0,025 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.10})$$

$[\tau]_{adm} = 65 \text{ MPa}$

Material: Acero 45.

3.12 Cálculo del diámetro del cubo (d_{cubo}).

$$d_{cubo} = (1,6 \text{ a } 2) d_{eje}$$

$$d_{cubo} = 1,8 * d_{eje} = 1,8 * 0,025 = 0,045 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.11})$$

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

$$L_{cubo} = (1 \text{ a } 1,15) d_{cubo}$$

$$L_{cubo} = 1,1 * d_{cubo} = 1,1 * 0,045 = 0,049 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.12})$$

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

$$D_1 = \sqrt{D_{1r}^2 + d_{cub}^2} = \sqrt{0,16^2 + 0,045^2} = 0,168 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.13})$$

3.15 Cálculo de la velocidad tangencial de entrada (U_1).

$$U_1 = \frac{\pi * n * D_1}{60} = \frac{3,14 * 1750 * 0,186}{60} = 15,42 \text{ m/s} \quad (\text{Ec 3.14})$$

3.16 Determinación del diámetro de la boca del impelente (D_0).

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 * Q_{calc}}{\pi * c_o} + (d_{cub})^2} = \sqrt{\left(\frac{4 * 0,088}{3,14 * 3,18} + (0,045)^2\right)} = 0,19 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.15})$$

Donde:

$$Q_{\text{calc}} = \frac{Q_{\text{op}}}{\eta_v} = \frac{0,088}{0,94} = 0,093 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$c_o = \varepsilon \sqrt{2 * g * H}$$

Donde:

$$\varepsilon = 0,1 \text{ a } 0,3.$$

$$c_o = 0,13 * \sqrt{2 * g * H} = 0,13 * \sqrt{2 * 9,81 * 30,5} = 3,18 \text{ m/s} \quad (\text{Ec 3.16})$$

3.17 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido al entrar en el impelente (C_{1r}).

$$C_{1r} = K_{c1r} * \sqrt{2 * g * H} = 0,19 * \sqrt{2 * 9,81 * 30,5} = 4,64 \text{ m/s} \quad (\text{Ec 3.17})$$

Donde:

$K_{c1r} \Rightarrow$ Se toma de la figura 3.2.

$$K_{c1r} = 0,19$$

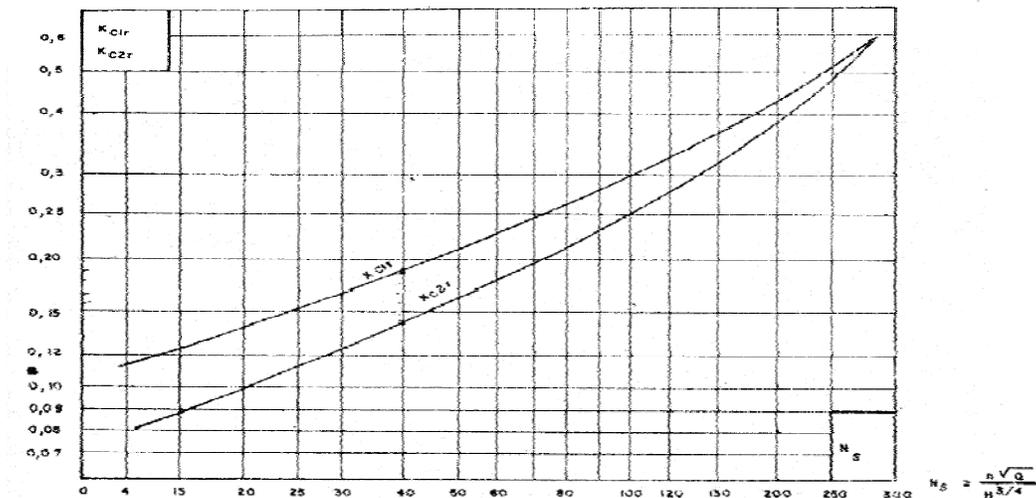


Fig. 3.2 Gráfico para la determinación de K_{cr1} y K_{cr2} en función de la velocidad específica donde Q (m^3/s); H (m) y n (rpm).

3.18 Determinación del ángulo de entrada al impelente (β_1). $^\circ$

$$\beta_{1\text{real}} = \beta_1 + i \quad (\text{Ec 3.18})$$

$$\beta_1 = \text{ar cotang} \frac{C_{1r}}{U_1} = \text{ar cotang} \frac{4,64}{15,42} = 17^\circ \quad (\text{Ec 3.19})$$

$$i = 2^0 \text{ a } 6^0$$

$$i = 3^0$$

$$\beta_{1real} = \beta_1 + i = 17 + 3 = 20^\circ$$

El ángulo β_1 por lo general esta comprendido entre 10° y 25° .

3.19 Coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente (K_{a1}).

$$K_{a1} = \frac{t_1}{t_1 - \delta w_1} = \frac{0,066}{0,066 - 0,014} = 1,28 \quad (\text{Ec 3.20})$$

Donde:

$$t_1 = \frac{\pi * D_1}{z} = \frac{3,14 * 0,168}{8} \text{ m} \quad (\text{Ec 3.21})$$

$z = 4$ a 12 álabes

Asumir $z = 8$

$$\delta w_1 = \frac{\delta}{\text{sen}\beta_1} = \frac{0,005}{\text{sen}20} = 0,014 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.22})$$

$\delta = 3$ a 10 mm

Asumir $\delta = 5\text{mm} = 0,005\text{m}$

3.20 Ancho del impelente en la succión (b_1).

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi * D_1} = \frac{0,025}{3,14 * 0,16} = 0,048 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.23})$$

Donde:

$$A_1 = \left(\frac{Q_{\text{calc}}}{C_{1r}} \right) * K_{a1} = \left(\frac{0,093}{4,64} \right) * 1,28 = 0,025 \text{ m}^2 \quad (\text{Ec 3.24})$$

3.21 Determinación del ángulo de salida de los álabes (β_2).

El ángulo salida β_2 del álabe se hace por lo general mayor que el de entrada β_1 y el cual esta entre 25° y 30° . Es usual que este ángulo sea algo mayor que β_1 a fin de obtener un paso suave y continuo.

$$\beta_2 = 25 \text{ a } 30^\circ$$

$$\beta_2 = 28^\circ$$

3.22 Cálculo de la componente radial de la velocidad absoluta del fluido a la salida de los álabes (C_{2r}).

$$C_{2r} = K_{c2r} * \sqrt{2 * g * H} = 0,14 * \sqrt{2 * 9,81 * 30,5} = 3,42 \text{ m/s} \quad (\text{Ec 3.25})$$

Donde:

$K_{c2r} \Rightarrow$ Se toma de la figura 2.2.

$$K_{c2r} = 0,14$$

3.5.1 Cálculo del diámetro de salida del impelente (D_2).

$$D_2 = \frac{84,6 * \Phi * \sqrt{H}}{n} = \frac{84,6 * 1 * \sqrt{30,5}}{1750} = 0,266 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.26})$$

Donde:

$$\Phi = 1$$

3.23 Determinación de la velocidad circunferencial de salida (U_2).

$$U_2 = \frac{\pi * n * D_2}{60} = \frac{3,14 * 1750 * 0,266}{60} = 24,46 \text{ m/s} \quad (\text{Ec 3.27})$$

3.24 Cálculo comprobatorio del número de álabes (Z).

$$Z = 6,5 * \left(\frac{m+1}{m-1} \right) * \text{sen} \frac{\beta_{1\text{real}} + \beta_{2\text{real}}}{2} = 6,5 * \left(\frac{1,58+1}{1,58-1} \right) * \text{sen} \frac{20+28}{2} = 10,94 \quad (\text{Ec 3.28})$$

Donde:

$$m = \frac{D_2}{D_1} = \frac{0,266}{0,168} = 1,58 \quad (\text{Ec 3.29})$$

$$Z = 11$$

Generalmente el número de álabes que se emplea está comprendido entre 5 y 12.

Como se verifico el número de álabes hay que recalculer los siguiente pasos porque están relacionados con la cantidad de álabes.

3.25 Recalculo del coeficiente de reducción del área en la entrada del impelente (K_{a1}).

$$K_{a1} = \frac{t_1}{t_1 - \delta w_1} = \frac{0,048}{0,048 - 0,014} = 1,43 \quad (\text{Ec 3.30})$$

Donde:

$$t_1 = \frac{\pi * D_1}{z} = \frac{3,14 * 0,168}{11} = 0,048 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.31})$$

$\delta w_1 = 0,014\text{m}$ se cálculo por la ecuación 3.22

3.26 Recalculo del ancho del impelente en la succión (b_1).

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi * D_1} = \frac{0,028}{3,14 * 0,168} = 0,054 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.32})$$

Donde:

$$A_1 = \left(\frac{Q_{calc}}{C_{1r}} \right) * K_{a1} = \left(\frac{0,093}{4,64} \right) * 1,43 = 0,028 \text{ m}^2$$

3.27 Cálculo del coeficiente de reducción del área de salida del impelente (K_{a2}).

$$K_{a2} = \frac{t_2}{t_2 - \delta w_2} = \frac{0,076}{0,076 - 0,010} = 1,16 \quad (\text{Ec 3.33})$$

Donde:

$$t_2 = \frac{\pi * D_2}{z} = \frac{3,14 * 0,266}{11} = 0,076 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.34})$$

$$\delta w_2 = \frac{\delta}{\text{sen}\beta_2} = \frac{0,005}{\text{sen}28} = 0,010 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.35})$$

$\delta = 3$ a 10 mm

Asumir $\delta = 5\text{mm} = 0,005\text{m}$

3.28 Cálculo del ancho del impelente a la descarga (b_2).

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi * D_2} = \frac{0,031}{3,14 * 0,266} = 0,037 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.36})$$

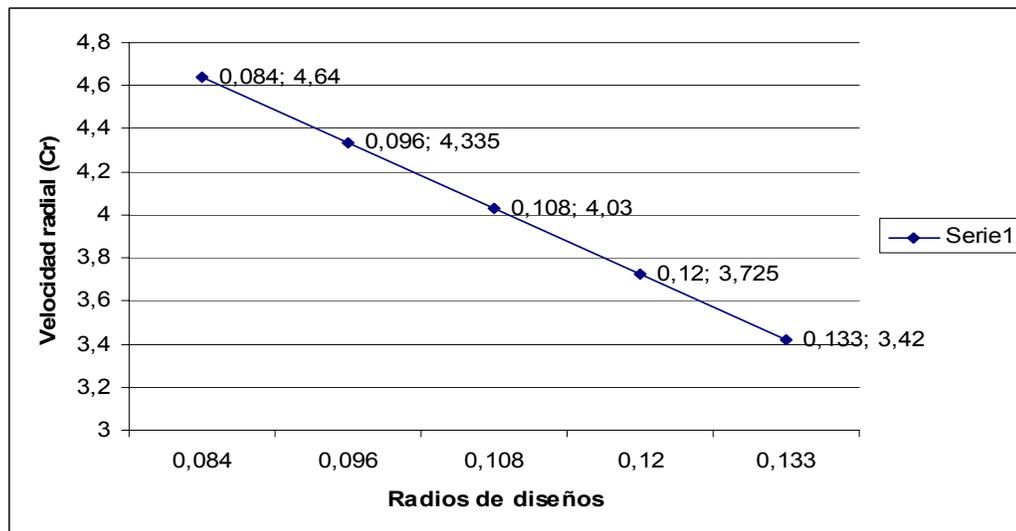
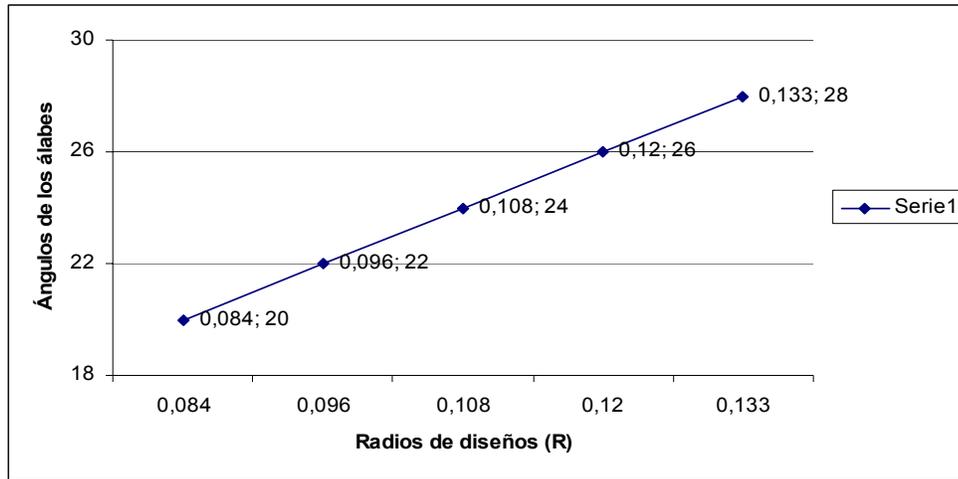
Donde:

$$A_2 = \left(\frac{Q_{calc}}{C_{2r}} \right) * K_{a2} = \left(\frac{0,093}{3,42} \right) * 1,16 = 0,031 \text{ m}^2 \quad (\text{Ec 3.37})$$

3.29 Trazado de los álabes.

El trazado de los álabes en hizo mediante el método de los arcos tangentes donde primeramente se divide el impelente en cierto número de anillos concéntricos entre R_1 y R_2 para este caso de estudio tomaremos tres anillos concéntricos en el intermedio de R_1 y R_2 , que los tomamos a las mismas distancias de uno a otro, y para este método lo primero que se calcula es el radio del arco (ρ_1) entre los dos

primeros anillos concéntricos, después el radio del arco (ρ_2) para los anillos concéntricos de radios R_a y R_b , este proceso continuo se realiza hasta (ρ_4) que es para los anillos concéntricos de radios R_c y R_2 . Para esto es necesario conocer el ángulo de inclinación de la velocidad relativa en los radios R_1 , R_a , R_b , R_c y R_2 , que se muestra a continuación en la figura 3.3.



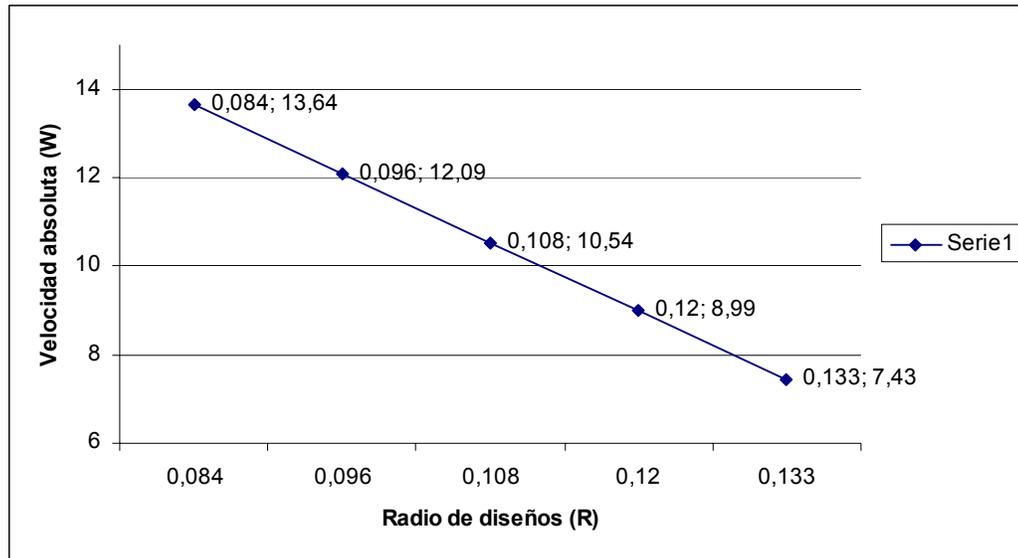


Fig. 3.3 Distribución de velocidades en el interior del impelente.

$$\rho_1 = \frac{(R_a)^2 - (R_1)^2}{2 * (R_a * \cos \beta_a - R_1 * \cos \beta_1)} = \frac{0,096^2 - 0,084^2}{2 * (0,096 * \cos 22 - 0,084 * \cos 20)} = 0,107 \quad (\text{Ec 3.38})$$

$$\rho_2 = \frac{(R_b)^2 - (R_a)^2}{2 * (R_b * \cos \beta_b - R_a * \cos \beta_a)} = \frac{0,108^2 - 0,096^2}{2 * (0,108 * \cos 24 - 0,096 * \cos 22)} = 0,126 \quad (\text{Ec 3.39})$$

Los valores de ρ Pueden calcularse se tabulan de la siguiente manera:

Tabla 3.1 Valores para el trazado de los álabes

Anillo	R(m)	β (Grad)	ρ (m)
1	0,084	20	0,107
a	0,096	22	0,126
b	0,108	24	0,148
c	0,12	26	0,171
2	0,133	28	

En la figura 3.4 se muestra el trazado final de los álabes de la bomba 5 CRVL.

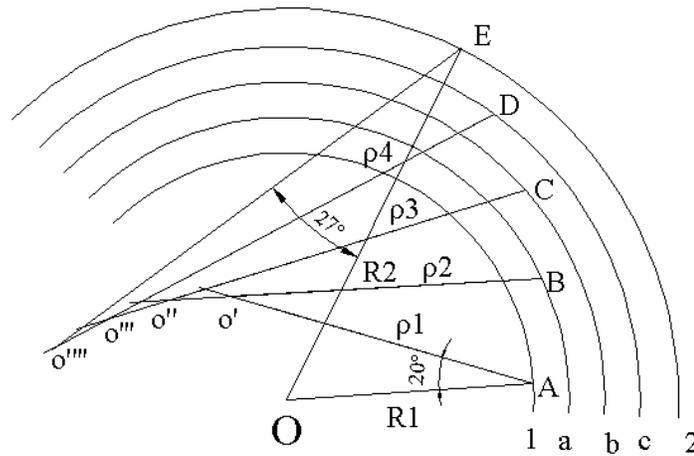


Fig. 3.4 Trazado de la línea media de los álabes por el método de los arcos tangentes.

3.30 Cálculo y trazado de la voluta.

Se traza la circunferencia interior de radio r_i .

Este radio se determina por:

$$r_i = (1.03 \text{ a } 1.05) * r_2 = 1,04 * 0,133 = 0,138 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.40})$$

Donde: r_2 es el radio exterior del impelente en (m)

Se divide la circunferencia $r=r_i$ en sectores circulares a 45° de la siguiente forma:

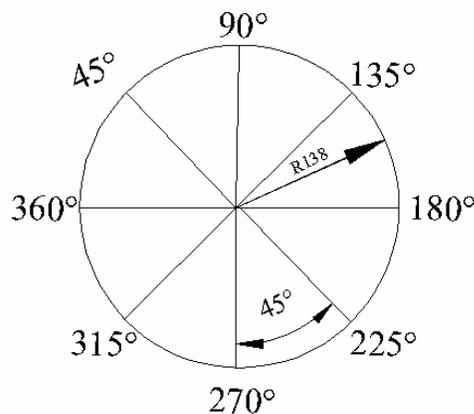


Fig. 3.5 División de la circunferencia de radio (r_i) en sectores circulares de 45°
En estos puntos se marca a continuación el radio de diseño y se trazan los círculos que servirán para conformar la voluta. El radio de de diseño viene dado por la expresión:

$$R_d = \frac{\alpha}{360K} + \sqrt{\frac{2}{K} * \frac{\alpha}{360} * r_3} = \frac{45}{360 * 116,12} + \sqrt{\frac{2 * 45 * 0,137}{116,12 * 360}} = 0,018 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.41})$$

Donde:

$$r_3 = 1,03 * r_2 = 1,03 * 0,266 = 0,137 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.42})$$

$$k = \frac{2\pi * g * H}{w * \eta_h * Q} = \frac{2 * 3,14 * 9,81 * 30,5}{183,26 * 0,89 * 0,088} = 116,12 \text{ 1/m} \quad (\text{Ec 3.43})$$

Donde:

$$w = \frac{\text{r.p.m}}{9,549} = \frac{1750}{9,549} = 183,26 \text{ (rad/s)} \quad (\text{Ec 3.44})$$

El cálculo del diámetro reducido se determinó por la ecuación 3.5

El cálculo del rendimiento hidráulico se determinó por la ecuación 3.6

Este es el cálculo del radio de diseño para el sector circular a 45°, pero se realiza este procedimiento para todos los sectores circulares.

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	0,0182	0,0264	0,0330	0,0387	0,0438	0,0486	0,0530	0,0572

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

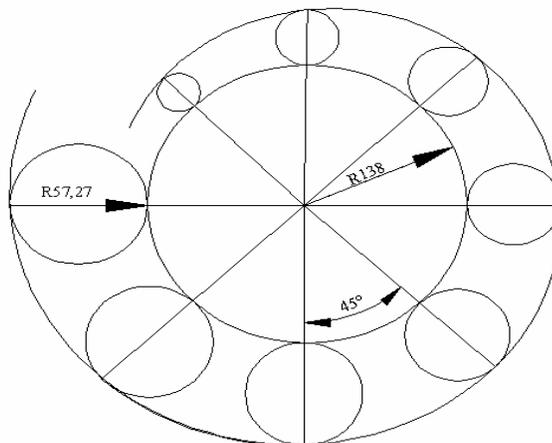


Fig. 3.5 Trazado de la voluta.

3.31 Cálculo y trazado del difusor.

Para trazar y calcular el difusor se desarrolla la siguiente metodología:

1-Se asume la velocidad de descarga de la bomba a la salida del difusor entre los siguientes límites:

$$C = (3 \text{ a } 8) \quad (\text{m/s})$$

$$C=5\text{m/s}$$

2-Aplicado la ecuación de continuidad se determina el diámetro interior de salida del difusor:

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C}} = \sqrt{\frac{4 * 0,088}{3,14 * 5}} = 0,149 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.45})$$

3-El diámetro interior calculado del difusor se normaliza según el anexo 4 para tuberías normalizadas y se escoge el perfil correspondiente según las tablas dadas por las normas GOST.

El diámetro interior del difusor según la norma GOST es 0,150 m.

4- Para determinar la altura del difusor es necesario escoger el valor del ángulo φ del difusor, el cual se recomienda entre 8° y 12° . Escogido el ángulo la altura del difusor h_D se determina por:

El ángulo seleccionado para realizar el cálculo de la altura del difusor es 10° .

$$h_D = \frac{\left(\frac{D_s - D_e}{2}\right)}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{\left(\frac{0,150 - 0,114}{2}\right)}{\tan\left(\frac{10}{2}\right)} = 0,200 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.46})$$

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

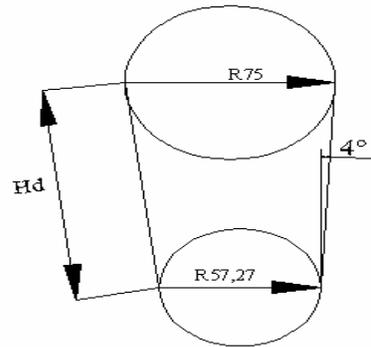


Fig. 3.6 Trazado del difusor.

Radio de la lengüeta:

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 lengüeta:

$$R_L = (5\% \text{ a } 10\%) R_2 + R_2 = 0,08 * 0,133 + 0,133 = 0,144 \quad (\text{Ec 3.47})$$

En la figura 3.7 se muestra el trazado de la voluta y el difusor en conjunto.

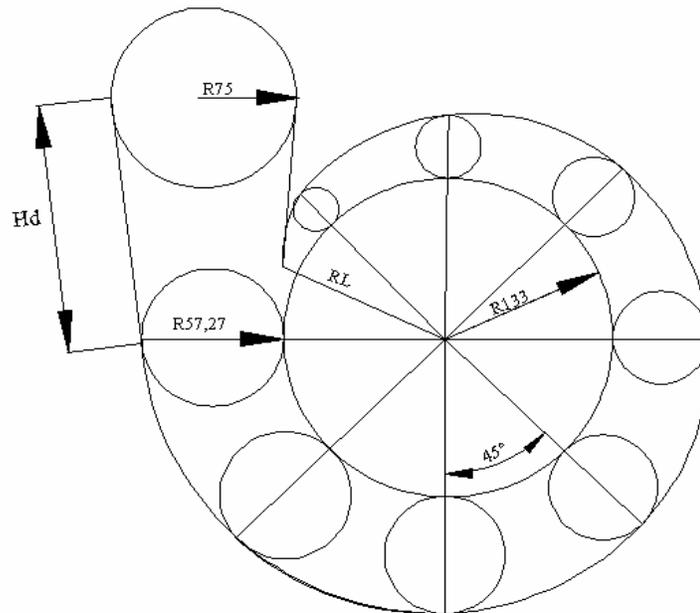


Fig. 3.7 Trazado de la voluta y el difusor en conjunto.

3.32 Cálculo del árbol de la bomba y selección de los cojinetes.

➤ Fuerza axial.

Esta fuerza axial se puede determinar por la expresión:

$$F_a = \pi * (R_{emp}^2 - R_{ext}^2) * (P_2 - P_1) - \frac{\pi * \rho * \omega^2}{8} * (R_{emp}^2 - R_{ext}^2) * [R_2^2 - 0,5 * (R_{emp}^2 + R_{ext}^2)] - \rho * Q * C_o$$

$$F_a = (0,096^2 - 0,0125^2) * (299205) - \frac{3,14 * 1000 * 18316^2}{8} * (0,096^2 - 0,0125^2) * [0,133^2 - 0,5 * (0,096^2 - 0,0125^2)] - 1000 * 0,088 * 3,18 = 6793N$$

(Ec 3.48)

Donde:

$$R_{emp} = \frac{D_o}{2} = \frac{0,193}{2} = 0,096 \text{ m}$$

$$R_{ext} = \frac{D_{eje}}{2} = \frac{0,025}{2} = 0,0125 \text{ m}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{0,266}{2} = 0,133 \text{ m}$$

De aquí:

$$W = \frac{2 * \pi * n}{60} = \frac{2 * 3,14 * 1750}{60} = 183,16 \text{ 1/s} \quad (\text{Ec 3.49})$$

$$p_2 - p_1 = \Delta p = \rho * g * H = 1000 * 9,81 * 30,5 = 299205 \text{ Pa} \quad (\text{Ec 3.50})$$

➤ Fuerza radial.

La fuerza radial máxima es:

$$F_{r_{máx}} = k_r * \rho * g * H * D_2 * b_2 = 0,36 * 1000 * 9,81 * 30,5 * 0,266 * 0,037 \text{ N} \quad (\text{Ec 3.51})$$

Donde:

$$K_i = 0,36$$

➤ Peso aproximado del impelente (Pi).

$$P_i = P_{disco} + P_{alabes} = 39,81 + 16,7 = 56,52 \text{ N} \quad (\text{Ec 3.52})$$

Peso de los disco del impelente:

$$P_{disco} = P_{mat} * Vol_{disco} = 71122,5 * 0,00055 = 39,81 \text{ N} \quad (\text{Ec 3.53})$$

$$V_{disco} = 2 * V_{disco} = \frac{2 * \pi * D_2^2 * \delta_{disco}}{4} = \frac{\pi * D_2^2 * \delta_{disco}}{2} = \frac{3,14 * 0,266^2 * 0,005}{4} = 0,00055 \text{ m}^3 \quad (\text{Ec 3.54})$$

De aquí:

$$\delta_{\text{disc}} = 0,005 \text{ m}$$

$$P_{\text{mat}} = \rho_{\text{mat}} * g = 7250 * 9,81 = 71122,5 \text{ N/m}^3 \quad (\text{Ec 3.55})$$

Material: Hierro fundido.

$$\rho_{\text{hierro...Fundido}} = 7250 \text{ kg/m}^3$$

Peso de los álabes del impelente ($P_{\text{álabes}}$).

$$P_{\text{álabes}} = Z * P_{\text{mat}} * V_{\text{álabes}} = 11 * 71122,5 * 0,0000213 = 16,70 \text{ N} \quad (\text{Ec 3.56})$$

Donde:

Volumen del álabe (V_{al}).

$$V_{\text{al}} = (b * h + 0,5 * h * (c - b)) * \delta = (0,037 * 0,098 + 0,5 * 0,098 * (0,054 - 0,037)) * 0,005 = 0,0000213 \text{ m}^3$$

(Ec 3.57)

Una vez que se determine el peso del impulsor y las fuerzas que actúan sobre el árbol, se comienza el cálculo del momento flector.

Primero calcularemos la distancia entre los rodamientos y el centro del impelente.

Colocación de los rodamientos.

Mediante la relación $\frac{L}{l} = 1,5$ se calcula la distancia entre los apoyos siendo (l) la

magnitud de vuelo del centro de gravedad de la rueda del impelente respecto del apoyo anterior, y para eso hay que tener en cuenta la anchura del cojinete, la longitud del sello mecánico y la distancia entre el sello y el centro de gravedad de la rueda del impelente, esta es de uno 15 mm y el ancho del cojinete es de 23 mm.

Para determinar la distancia entre los rodamientos tomamos una distancia de 120 mm entre el centro del impelente y el anterior rodamiento. Por tanto:

$$L = 1,5 * l = 1,5 * 0,130 = 0,195 \text{ m}$$

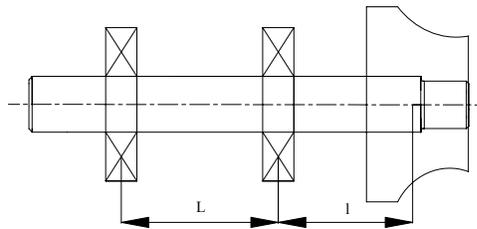


Fig. 3.8 Disposición de los apoyos del árbol de la bomba.

El momento torsor se determina por la ecuación (3.9)

El momento flector se determina por la ecuación (3.58):

$$M_f = (P_i + F_r) * a = (56,50 + 1089) * 0,130 = 150 \text{ N*m} \quad (\text{Ec 3.58})$$

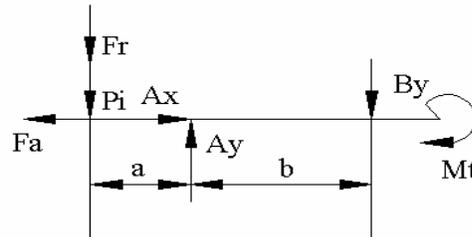


Fig.3.9 Fuerzas que actúan sobre el árbol.

A continuación se muestra el diagrama de cortante, momento flector y momento torsor.

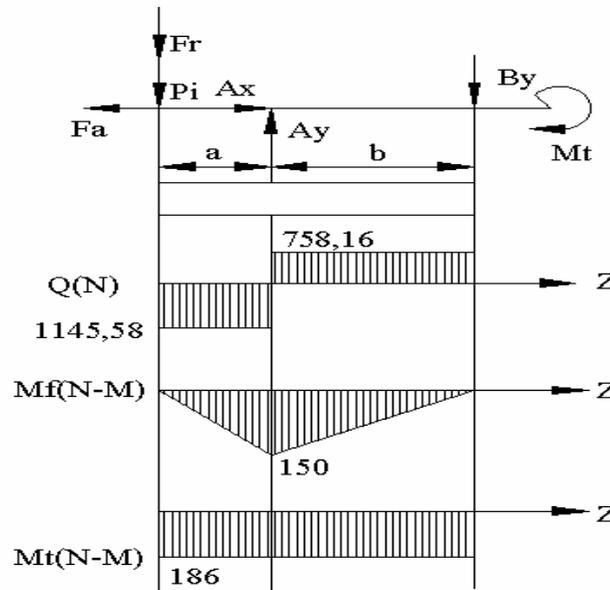


Fig. 3.10 Diagrama de cortante, momento flector y momento torsor.

Calculados los momentos se puede determinar el diámetro crítico del árbol para pasar al cálculo de los cojinetes de rodamiento, para los cuáles se calcula la carga que soporta el rodamiento (Q) como se muestra en la expresión (3.60).

Cálculo del diámetro crítico.

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{M_t^2 + (\alpha * M_f)^2}}{0,1 * \sigma_{admFleIII}}} = \sqrt[3]{\frac{1 * \sqrt{182^2 + (1 * 208,5)^2}}{0,1 * 53070000}} = 0,038 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.59})$$

Donde:

$\alpha = 1$ Para ciclo simétrico.

$$\sigma_{\text{admFlexIII}} = 0,087 * \sigma_{\text{rest}} = 0,087 * 610 * 10^6 = 53070000 \text{ Pa}$$

Material de eje.

Acero 45

$$\sigma_{\text{rest}} = 610 * 10^6 \text{ Pa}$$

Cálculo de los cojinetes de rodamiento.

$$X=0,66$$

$$K_a=1$$

$$R= 194,03 \text{ kgf}$$

$$Y=1$$

$$K_s=69 \text{ kgf}$$

$$K_s=1,1$$

$$K_t=1,05$$

$$n = 1750 \text{ rpm}$$

$$H=2616 \text{ h}$$

$$Q_c = (x * k_a * R + y * A) * k_s * k_t * (n * h)^{0.3}$$

$$Q_c = (0,66 * 1 * 194,03 + 1 * 69) * 1,1 * 1,05 * (1750 * 2616)^{0.3} = 30611 \text{ kgf}$$

(Ec 3.60)

La vida del cojinete se determina en horas y se busco cuantos días trabaja la bomba al año que son unos 109 días, por tanto la bomba trabaja 2616 horas al año.

En nuestros cálculos se puede observar que el empuje axial es grande y para compensar este empuje hemos utilizado el siguiente método que consiste en disponer de aros de cierre en la corona posterior del impelente de igual diámetro que la boca de entrada, en el cual se han practicados unos orificios para reducir las presiones en ambos lados y entonces el empuje axial que habrá en el impelente es de un 10% del que había anteriormente.

Una vez determinado el valor de la carga reducida, se entra con este valor al catálogo de cojinetes o al Atlas de diseño de elementos de máquinas tomo 2 y entrando a la tabla con el diámetro, comprobamos que la carga reducida que dan

para este cojinete sea mayor que la calculada, de ser así se puede utilizar el cojinete, si por el contrario la carga que se encuentra es mayor que la calculada entonces se tiene que volver a dimensionar el árbol y repetir el procedimiento.

El cojinete que se soporta esa carga es el 6308.

El significado que tiene ese cojinete es el siguiente:

- El 6 es que soporta carga axial y radial.
- El 3 es que pertenece a la serie media.
- El 08 es que al multiplicar por 5 da el diámetro interior del cojinete que es de 40 mm.

3.33 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. $\tau_{Máx} \leq [\tau]_{ch}$. Las dimensiones fundamentales de la chaveta son las siguientes:

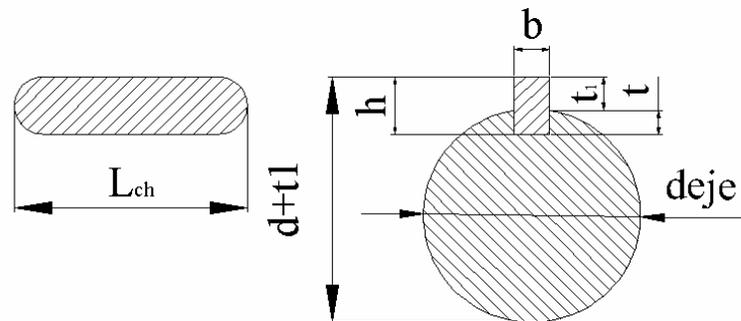


Fig. 3.11 Dimensiones de la chaveta.

$$deje=30\text{mm}=0,03\text{m}$$

$$b=8\text{mm}=0,008\text{m}$$

$$h=7\text{mm}=0,007\text{m}$$

$$t=4\text{mm}=0,004\text{m}$$

$$t_1=3,1\text{mm}=0,0031\text{m}$$

$$L_{\text{aplast}} = \frac{4 * M_t}{deje * h * [\sigma]_{\text{ap}} * 10^6} = \frac{4 * 182}{0,03 * 0,007 * 300 * 10^6} = 0,011 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.61})$$

Donde:

$$[\sigma]_{\text{ap}} = 300\text{MPa del acero 45}$$

Longitud de la chaveta a cortante

$$L_c = \frac{2 * M_t}{d_{eje} * b * [\tau]_{ch} * 10^6} = \frac{2 * 182}{0,03 * 0,008 * 65 * 10^6} = 0,023 \text{ m} \quad (\text{Ec 3.62})$$

Donde:

$$[\tau]_{ch} = 65 \text{ MPa del acero 45}$$

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:

$$L_{ch} \leq L_{cub}$$

$$L_{ch} \Rightarrow \text{Longitud del chaveta.}$$

La longitud de la chaveta es 0,023m.

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.

$$\tau_{max} \leq [\tau]_{ch}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{0,5 * (d_{eje} + t_1) * b * L_{ch} * 10^6} = \frac{182}{0,5 * (0,03 + 0,0031) * 0,008 * 0,023 * 10^6}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 57,35 \text{ MPa}$$

(Ec 3.63)

$[\tau]_{ch} = 65 \text{ MPa}$ Ver anexo 3 que aparecen las propiedades mecánicas de los aceros recomendados para construcción de elementos de máquinas.

Como el valor de $\tau_{m\acute{a}x}$ no supera el valor de $[\tau]_{ch}$ se puede utilizar el acero 45 para la chaveta. Por lo general el material de la chaveta y el del eje es el mismo.

3.34 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol de la bomba en el cambio de diámetro.

$$n = \frac{n_{\sigma} * n_{\tau}}{\sqrt{(n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2)}} = \frac{5,68 * 15,12}{\sqrt{(5,68^2 + 15,12^2)}} = 5,31 \quad (\text{Ec 3.64})$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_{\sigma}}{\beta * E}\right) * \sigma_a + \psi_{\sigma} * \sigma_m}$$

Como $\sigma_m = 0$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} * E * \beta_1 * \beta_2}{K_{\sigma} * \sigma_a} = \frac{262300000 * 0,85 * 1,6 * 0,83}{1,6 * 32578267,29} = 5,68 \quad (\text{Ec 3.65})$$

Donde:

$$\sigma_{-1} = 0,43 * \sigma_u = 0,43 * 610000000 = 262300000 \text{ Pa} \quad (\text{Ec 3.66})$$

$$\sigma_a = \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f}{w_f} = \frac{M_f}{0,1 * d^3} = \frac{208,5}{0,1 * 0,03^3} = 32578267,29 \text{ Pa} \quad (\text{Ec 3.67})$$

$$E = 0,85$$

$$K_{\sigma} = 1,6$$

$$\beta_1 = 1,6$$

$$\beta_2 = 0,83$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_f}{\tau_{\text{máx}}} = \frac{216000000}{14281713,5} = 15,12 \quad (\text{Ec 3.68})$$

$$\tau_f = 0,6 * \sigma_f = 0,6 * 360 * 10^6 = 216000000 \text{ Pa} \quad (\text{Ec 3.69})$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{M_t}{w_t} = \frac{M_t}{0,2 * d^3} = \frac{182}{0,2 * 0,03^3} = 14281713,5 \text{ Pa} \quad (\text{Ec 3.70})$$

3.35 Cálculo de la resistencia a la fatiga del árbol de la bomba en la chaveta.

$$n = \frac{n_{\sigma} * n_{\tau}}{\sqrt{(n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2)}} = \frac{2,07 * 5,95}{\sqrt{(2,07^2 + 5,95^2)}} = 1,96 \quad (\text{Ec 3.71})$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_{\sigma}}{\beta * E}\right) * \sigma_a + \psi_{\sigma} * \sigma_m}$$

Como $\sigma_m = 0$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} * E * \beta_1 * \beta_2}{K_{\sigma} * \sigma_a} = \frac{262300000 * 0,85 * 1,6 * 0,83}{1,6 * 89123266,27} = 2,07 \quad (\text{Ec 3.72})$$

Donde:

$$E = 0,85$$

$$K_{\sigma} = 1,6$$

$$\beta_1 = 1,6$$

$$\beta_2 = 0,83$$

$$t = 0,004\text{m}$$

$$d = 0,03\text{m}$$

$$b = 0,008\text{m}$$

$$\sigma_a = \sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f}{0,1 * d^3 - \frac{b * t(d-t)^2}{2 * d}} \quad (\text{Ec 3.73})$$

$$\sigma_a = \frac{208,5}{0,1 * 0,03^3 - \frac{0,008 * 0,004 * (0,03 - 0,004)^2}{2 * 0,03}} = 89123266,27\text{Pa}$$

$$n_T = \frac{T_f}{T_{\text{máx}}} = \frac{216000000}{36274857,01} = 5,95 \quad (\text{Ec 3.74})$$

$$T_f = 0,6 * \sigma_f = 0,6 * 360 * 10^6 = 216000000 \text{ Pa}$$

$$T_{\text{máx}} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{0,2 * d^3 - \frac{b * t(d-t)^2}{2 * d}} \quad (\text{Ec 3.75})$$

$$T_{\text{máx}} = \frac{182}{0,2 * 0,03^2 - \frac{0,008 * 0,004 * (0,03 - 0,004)^2}{2 * 0,03}} = 36274857,01\text{Pa}$$

En ambos caso el árbol de la bomba 5 CRVL soporta a la resistencia a la fatiga, quedando demostrado que se puede usar gran seguridad.

3.36 Comparación de los principales datos de una bomba semejante con los obtenidos a través de la metodología propuesta.

Tabla 3.2 Principales parámetros de ambas bombas.

Parámetros	U/m	Dato de la bomba 5 CRVL del MINAZ.	Datos calculados de la bomba 5 CRVL
D2	mm	273	266
D1	mm	145	168

b2	mm	40	37
b1	mm	74	54
Do	mm	160	193
Deje	mm	30	25
dc	mm	85	45
p	Kg	7,9	5,76
Z		7	11

En la tabla 3.2 podemos observar los principales parámetros calculados de la bomba 5 CRVL por la metodología de diseño propuesta y los principales datos de la bombas semejantes de la industria azucarera donde se puede apreciar que hay una diferencia de los resultados obtenidos por nuestra metodología con respecto a la de la industria azucarera, aunque la diferencia no es tan notable lo que indica que nuestra metodología es aceptable, pero la diferencia se debe a que estas bombas fueron fundidas en Cuba en la década del 50 y pueden tener algunos defectos de diseño, y este es unos de nuestros resultados, obtener el dimensionamiento de sus principales partes para así poder cambiar su estructura.

Para una mejor observación de los cálculos obtenidos en este capítulo en el anexo 5 y anexo 6 están los principales parámetros calculado de la bomba 5 CRVL.

3.37 Conclusiones parciales del capítulo.

1. La metodología dada permitió obtener las dimensiones básicas de la bomba (ver tabla 4.1) con resultados cercas de los dados de una bomba similar.
2. El cálculo de árbol muestra que puede se puede usado un menor diámetro que el establecido por el fabricante original.
3. El cálculo del rodamiento muestra que puede ser usado un rodamiento del tipo 6 308.
4. El cálculo realizado muestra que el árbol es totalmente resistente a la fatiga en el cambio de diámetro y en la chaveta.

Capítulo IV.

Capítulo IV. Análisis del costo del ciclo de vida de la bomba 5 CRVL.

4.1 Determinación del costo del ciclo de vida.

Este análisis se basa en que si las ganancias por la venta del servicio se pueden considerar iguales, entonces los gastos determinarán las diferencias de los flujos anuales de efectivo entre diferentes alternativas, y por consiguiente, la diferencia en los valores presente netos (VPN). Si entonces no consideramos los ingresos en los flujos de caja, o restamos una cantidad igual para hacerlos cero por igual para todas las alternativas, la diferencia entre los VPN se verá equitativamente afectada, y nos servirá para comparar las alternativas en base a costos. Esta variante de cálculo del VPN cuando no se consideran los ingresos o estos son cero es el llamado Costo del Ciclo de Vida, o valor presente neto de los costos (VPNC) ya mencionado anteriormente.

Valor Presente Neto (VPN)

Esta técnica se basa en calcular el valor presente neto de los flujos de caja proyectados para todos los años durante el período de evaluación del proyecto. Es una medida de las ganancias que puede reportar el proyecto, siendo positivo si el saldo entre beneficios y gastos es favorable, y negativo en caso contrario. Se determina como:

$$VPN = -k_0 - \sum_{i=1}^n \frac{F_{C_i}}{(1+D)^i} \quad (\$) \quad \text{(Ec 4.1)}$$

Donde:

$K_0 \Rightarrow$ Inversión o capital inicial.

$D \Rightarrow$ Tasa de descuento real utilizada.

La tasa de descuento real (D) se determina de la siguiente manera:

$$D = \frac{Mr + R}{100} \quad \text{(Ec 4.2)}$$

De aquí:

$Mr \Rightarrow$ Margen de riesgo.

$R \Rightarrow$ Tasa de interés real.

Es el interés que tiene en cuenta los efectos de la inflación. La inflación o devaluación del dinero, reflejada por aumento de los precios en el mercado, puede incluirse en los análisis de inversiones calculando una tasa de interés real (tasa en moneda constante) mediante la relación de Fisher:

$$R = \left(\frac{1+r}{1+f} \right) - 1 \quad \text{(Ec 4.3)}$$

Donde:

$r \Rightarrow$ Tasa de interés bancaria.

$f \Rightarrow$ Tasa de inflación.

A partir de la ecuación (4.3) hay tres casos:

1- $r > f$ La tasa de interés real (R) es positiva pero menor que la tasa de interés sin tener en cuenta la inflación (r), esto origina una influencia negativa sobre el valor futuro del dinero, aunque existe una ganancia neta.

2- $r < f$ La tasa de interés real (R) es negativa, lo cual quiere decir que existe pérdida.

3- $r = f$ La tasa de interés compuesta es cero. No existe ni pérdida ni ganancia.

$Fc_i \Rightarrow$ Flujo de caja en el año.

De forma general, el flujo de caja se puede calcular como:

$$F_{c_i} = (I_i - G_i - Dep) * \left(1 - \frac{t}{100} \right) + Dep \quad (\$) \quad \text{(Ec 4.4)}$$

En nuestro caso no se consideran los ingresos es decir estos son cero por lo que tampoco no hay ganancias y no se puede aplicar tasa de impuesto por lo que la ecuación queda de la siguiente manera:

$$F_{c_i} = -G_i \quad (\$) \quad \text{(Ec 4.5)}$$

Donde:

$I \Rightarrow$ Ingresos en el año (cuc).

$G \Rightarrow$ Gastos en el año (cuc).

Los gastos en un año se obtienen a partir del cálculo de la potencia de la bomba que es de la siguiente manera:

$$N_b = \frac{\delta * g * Q * H_b}{10^3 * \eta_b} \quad (\text{kw}) \quad (\text{Ec 4.6})$$

Donde:

$\delta \Rightarrow$ Densidad de líquido a bombear (kg/m^3)

$g \Rightarrow$ Aceleración de la gravedad (m^2/s)

$Q \Rightarrow$ Caudal de suministro a la bomba (m^3/s)

$H \Rightarrow$ Carga de la bomba (m)

$\eta_b \Rightarrow$ Rendimiento de la bomba (%)

El cálculo de la potencia de la bomba es un de los parámetros propuesto para la metodología de diseño y fue calculado en el capítulo anterior y se obtuvo como resultado 33,32 Kw.

A partir de la potencia de la bomba se determina el gasto de la misma en un año.

$$\text{Gasto} = \frac{\$}{\text{kmh}} * \text{kw} * \frac{\text{h}}{\text{día}} * \frac{\text{día}}{\text{año}} = \frac{\$}{\text{año}}$$

$$\text{Gasto} = 0,14 * 33,32 * 24 * 109 = 12085,92 \frac{\$}{\text{año}}$$

$t \Rightarrow$ Tasa de impuestos sobre ganancia (%).

$\text{Dep} \Rightarrow$ Depreciación del equipo o amortización de la inversión (cuc).

La depreciación es el proceso de asignar o repetir la inversión inicial en activos fijos, en los períodos donde el uso de dichos activos reporta beneficios a la empresa. Esto permite dividir la inversión inicial en anualidades de forma tal que se realice un balance adecuado de costos y beneficios durante todo el período de evaluación, permitiendo, además deducir pagos adecuados por concepto de impuestos fiscales. En el concepto depreciación deben tenerse en cuenta dos elementos, uno es la pérdida de valor del activo fijo por el uso del mismo y la obsolescencia tecnológica; el otro es el tratamiento de la depreciación en el mecanismo contable de la empresa. La depreciación se toma en cuenta como un costo anual que debe deducirse anualmente de las utilidades generadas, y que influye en los pagos anuales por impuestos.

Existen varios métodos para determinar la depreciación aunque la más común es considerarla lineal:

$$Dep = \frac{k_o}{n} (\$) \quad (\text{Ec 4.7})$$

Tabla 4.1 Precio de las bombas CRVL del minaz.

Tipo de bomba	Precio en moneda nacional (\$).	Precio en divisa (Cuc).
2 CRVL	248,97	326,13
3 CRVL	317,97	413,67
4 CRVL	501,54	445,05
5 CRVL	533,37	577,23
6 CRVL	874,34	803,56

4.2 Resultados obtenidos.

Tabla 4.2 Datos utilizados y los resultados obtenidos.

Datos Iniciales			Resultados		
Aspectos	U/M	Valor	Aspectos	U/M	
Gasto (G)	\$	12085,92	Depreciación (Dep)	\$	53,33
Costo de inversión (Ko)	\$	533,37	Flujo de caja (Fc)	\$	12085,92
Tasa de interés (r)	%	16,35	Tasa de interés real (R)		0,09
Tasa de inflación (f)	%	7	Tasa de descuento real (D)		0,12
Margen de riesgo (Mr)	%	3	Factor de descuento (Fd)		0,33
Vida útil estimada	Años	10	Flujo de caja descontado (Fcd)	\$	3983,44
			Flujo descontado acumulado (Fda)	\$	69 559,26

Capítulo IV: Análisis del costo del ciclo de vida de la bomba 5 CRVL.

Costo del ciclo de vida (CCV)	\$	70092,63
-------------------------------	----	----------

Los resultados obtenidos en la tabla 4.2 se realizaron en una hoja de cálculo en Excel teniendo en cuenta la metodología propuesta para este cálculo, donde se realizó el cálculo del costo del ciclo de vida de la bomba 5 CRVL, a partir que se tomaron datos recomendados por la literatura como son tasa de interés, tasa de inflación y margen de riesgo, se calculó el gasto de energía, se investigo por el costo de inversión de la bomba en Cuba y a partir de estos datos se cálculo el costo del ciclo de vida de la bomba, se hizo este cálculo ya que en la industria azucarera la bomba está dentro del proceso de la industria por lo que es muy difícil cuantificar los ingreso que va a producir, y entonces el análisis económico debe realizarse sobre el análisis del costo del ciclo de vida de la bomba.

4.3 Conclusiones parciales del capítulo.

1. Dada la imposibilidad de cuantificar la magnitud del ingreso económico por concepto de una bomba en un punto intermedio del proceso, el análisis económico debe realizarse sobre el análisis del Costo del Ciclo de Vida. (CCV)
2. El Costo del Ciclo de Vida. (CCV) para el equipo estudiado es de 70 092,63\$.

Conclusiones.



Conclusiones.

Conclusiones.

1. El estudio de los equipos de bombeo de fabricación nacional realizado por el MINAZ pone de manifiesto que son obsoletas las soluciones de diseño dadas al pedestal, sellos y coupling, imponiéndose las soluciones del tipo back pull-on de coupling extendido con sellos mecánicos y rodamientos pesados para la fabricación futura de las bombas centrífugas de producción nacional.
2. La industria azucarera cubana presenta atrasos tecnológicos en las bombas de producción nacional al fundir dichas máquinas a partir de copias de modelos antiguos de procedencia norteamericana.
3. Se desarrolla la metodología de cálculo de bombas centrífugas radiales así como un libro de Excel para el cálculo hidráulico y mecánico de los elementos de la bomba.
4. Se aplicó la metodología de cálculo propuesta a la bomba 5 CRVL como estudio de caso, donde se evidencia la fiabilidad de los resultados por la correspondencia de las dimensiones del proyecto con las de las bombas semejante de producción nacional.
5. El diseño de las bombas de producción nacional requieren de un soporte o pedestal unificado para tres o cuatros modelos y para ello debe utilizarse la norma ISO 2858, de lo cual constituye una buena referencia las soluciones dadas por la firma alemana KSB.
6. El cálculo del Costo del Ciclo de Vida de la bomba para 10 años de trabajo es de 70 092, 63\$.

Recomendaciones.

Recomendaciones.

Recomendaciones.

1. Continuar el perfeccionamiento de la metodología dada, profundizando fundamentalmente en el diseño de los agujeros para compensar la fuerza axial en el impelente.
2. Verificar los tipos de sellos mecánicos que produce o compra el país y ver cual es el más apropiado técnicamente y económicamente.
3. Continuar los estudios de varias soluciones de pedestales para optar por el de mejor facilidades mecánicas para la reparación y el mantenimiento.

Referencia Bibliográfica.

Referencia Bibliográfica.

A.H.Church. *Bombas y Máquinas Soplantes*. [La Habana]: Revolucionaria, 1986.

D. Reshetov. *Elementos de Máquinas*. [Ciudad de la Habana]: Pueblo y Educación, 1990.

Marta E. Seberira, Israel García. *Guía Metodológica del Proyecto de Curso Bombas, Ventiladores Y Compresores*. 1988.

Néstor Ramos Páez. *Bombas, Ventiladores y Compresores*. [Ciudad de la Habana]: ISPJAE, 1995.

P.Orlov. *Ingeniería de diseño*. Segunda [Moscú]: MIR, 1974.

V.Dobrovolski. *Elementos de Máquinas*. [Moscú]: MIR, 1980.

V.M Cherkasski. *Bombas, Ventiladores y Compresores*. [Moscú]: MIR, 1985.

Bibliografía.

Bibliografía.

Atla de Diseño de Elementos de Máquinas. [Ciudad de la Habana]: Pueblo y Educación, 1976a.

Atlas de Diseño de Elemento de Máquinas. [Ciudad de la Habana]: Pueblo y Educación, 1976b.

Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones - Búsqueda de libros de Google. [cited 17 June 2009]. Available from world wide web:
<http://books.google.com/cu/books?id=k5aduoRGsakC&pg=PA43&lpg=PA43&dq=que+es++la+flecha+de+una+bomba&source=bl&ots=SLjEa6uwD1&sig=g5NRSy2B6penJ5sOxiQw_cc1O_0&hl=es&ei=LO44Sv3iDeOLtgfv4ZXTDA&sa=X&oi=book_result&ct=result&resnum=8#PPA46,M1>.

Clasificación de las bombas. May 2009. Available from world wide web:
<<http://html.rincondelvago.com/bombas.html>>.

A.H.Church. *Bombas y Máquinas Soplantes.* [La Habana]: Revolucionaria, 1986.

D. Reshetov. *Elementos de Máquinas.* [Ciudad de la Habana]: Pueblo y Educación, 1990.

Gilda Fernández Levy. *Resistencia de Materiales.* [Ciudad de la Habana]: Pueblo y Educación, 1983.

Marta E. Seberira, Israel García. Guía Metodológica del Proyecto de Curso Bombas, Ventiladores Y Compresores. 1988.

Bibliografía.

Néstor Ramos Páez. *Bombas, Ventiladores y Compresores*. [Ciudad de la Habana]: ISPJAE, 1995.

P.Orlov. *Ingeniería de diseño*. Segunda [Moscú]: MIR, 1974.

V.Dobrovolski. *Elementos de Máquinas*. [Moscú]: MIR, 1980.

V.I Feodosiev. *Resistencia de Materiales*. [La Habana]: Pueblo y Educación, 1979.

V.M Cherkasski. *Bombas, Ventiladores y Compresores*. [Moscú]: MIR, 1985.

Anexos.

Anexos.

Anexo I.



Anexo II.

MOTORES TRIFASICOS DE EFICIENCIA ESTANDAR



CARACTERISTICAS TIPICAS

Potencia HP	kW	Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento nominal Cn Nm	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmb. Cn	Rendimiento η %			Factor de potencia Cos φ			Factor de servicio ES	Momento de inercia J kgm²	Tiempo máximo con rotor bloqueado en caliente/ frio (s)	Peso aprox. (kg)
									% de la potencia nominal									
									50	75	100	50	75	100				

1800 RPM - 60 Hz

0,16	0,12	63	1720	0,89	4,50	0,67	3,2	3,4	45,0	52,0	57,0	0,46	0,55	0,62	1,15	0,00045	31/68	7
0,25	0,18	63	1710	1,14	4,50	1,01	2,8	3,0	53,0	60,0	64,0	0,47	0,57	0,65	1,15	0,00056	18/40	8
0,33	0,25	63	1710	1,44	4,50	1,40	2,9	2,9	59,0	64,0	67,0	0,48	0,59	0,68	1,15	0,00067	20/44	8
0,5	0,37	71	1720	2,07	5,00	2,06	2,7	3,0	56,0	64,0	68,0	0,48	0,59	0,69	1,15	0,00079	10/22	10
0,75	0,55	71	1705	2,90	5,50	3,08	3,0	3,2	62,0	69,0	71,0	0,49	0,60	0,70	1,15	0,00096	10/22	12
1	0,75	80	1720	3,02	7,20	4,17	2,5	2,9	72,0	77,5	79,5	0,62	0,74	0,82	1,15	0,00294	8/18	15
1,5	1,1	80	1720	4,43	7,80	6,11	2,9	3,2	72,0	77,0	79,5	0,60	0,73	0,82	1,15	0,00328	5/11	17
2	1,5	90S	1720	6,12	6,40	8,33	2,5	3,0	77,0	81,0	82,5	0,60	0,72	0,78	1,15	0,00560	7/15	22
3	2,2	90L	1730	8,70	6,80	12,2	2,6	2,8	79,0	82,0	83,0	0,64	0,75	0,80	1,15	0,00672	6/13	23
4	3	100L	1725	11,9	7,80	16,6	2,5	2,8	80,0	81,0	83,0	0,61	0,73	0,80	1,15	0,00918	6/13	35
5	3,7	100L	1715	14,0	7,60	20,6	2,9	3,1	82,5	84,3	85,5	0,63	0,75	0,81	1,15	0,00995	7/15	33
6	4,5	112M	1720	16,4	8,00	25,0	2,6	2,8	83,0	84,0	85,5	0,66	0,77	0,84	1,15	0,01741	7/15	45
7,5	5,5	112M	1740	20,0	7,00	30,2	2,2	2,8	86,6	87,5	88,0	0,63	0,74	0,82	1,15	0,01741	11/24	46
10	7,5	132S	1760	26,6	8,00	40,7	2,2	3,0	86,0	88,0	89,0	0,66	0,77	0,83	1,15	0,04652	5/11	62
12,5	9,2	132M	1755	33,3	8,70	50,1	2,5	2,9	86,3	87,8	88,5	0,62	0,73	0,82	1,15	0,05427	4/9	72
15	11	132M	1755	39,3	8,30	59,9	2,3	2,8	86,8	88,2	88,5	0,68	0,80	0,83	1,15	0,05815	4/9	73
20	15	160M	1760	52,6	6,30	81,4	2,3	2,2	88,0	89,3	90,2	0,69	0,79	0,83	1,15	0,09593	10/22	120
25	18,5	160L	1760	64,3	6,50	100	2,3	2,4	89,0	90,0	91,0	0,70	0,79	0,83	1,15	0,11542	8/18	133
30	22	180M	1763	75,5	7,30	119	2,8	2,8	89,3	90,0	91,0	0,70	0,80	0,84	1,15	0,16143	9/20	160
40	30	200M	1770	101	6,60	162	2,3	2,5	89,5	90,5	91,7	0,72	0,82	0,85	1,15	0,27579	14/31	209
50	37	200L	1770	122	6,60	200	2,3	2,3	90,2	91,5	92,4	0,75	0,83	0,86	1,15	0,33095	12/26	232
60	45	225S/M	1775	146	7,20	242	2,3	2,7	91,0	92,2	93,0	0,75	0,84	0,87	1,00	0,69987	10/44	415
75	55	225M	1770	176	7,40	297	2,2	2,7	90,3	92,0	93,0	0,76	0,84	0,88	1,00	0,80485	15/33	415
100	75	230S/M	1773	243	8,80	404	3,2	3,2	91,5	92,5	93,2	0,74	0,83	0,87	1,15	1,15478	11/24	520
125	90	280S/M	1780	295	7,30	483	2,2	2,5	90,0	92,0	93,2	0,76	0,84	0,86	1,00	1,84681	19/42	710
150	110	280M	1780	355	8,30	590	2,6	2,7	90,0	92,3	93,5	0,78	0,84	0,87	1,00	2,56947	20/44	800
175	132	315S/M	1780	433	7,50	709	2,5	2,5	91,0	93,0	94,1	0,80	0,83	0,85	1,00	2,81036	14/31	880
200	150	315S/M	1780	484	7,50	805	2,4	2,6	90,5	93,0	94,5	0,75	0,83	0,86	1,00	3,21184	19/42	950
250	185	315B	1780	612	6,60	993	2,0	2,5	93,4	94,4	94,5	0,71	0,80	0,84	1,00	3,53557	25/57	1094
250	185	315S/M	1783	597	8,30	990	2,8	2,8	91,0	93,0	94,3	0,78	0,84	0,86	1,00	3,77391	22/48	1010
250	185	355M/L	1783	584	6,80	990	1,9	2,2	92,2	93,8	94,5	0,78	0,83	0,88	1,00	5,59247	48/106	1283
270	200	315B	1780	661	6,60	1074	2,0	2,5	93,4	94,4	94,5	0,71	0,80	0,84	1,00	3,53557	25/57	1094
270	200	355M/L	1790	638	8,00	1048	2,3	2,5	92,1	93,9	94,5	0,77	0,84	0,87	1,00	6,33813	38/85	1349
300	220	315B	1780	735	6,40	1181	2,0	2,5	93,6	94,6	94,7	0,70	0,79	0,83	1,00	3,53557	25/57	1094
300	220	355M/L	1790	691	7,00	1174	2,2	2,3	93,0	94,5	95,0	0,79	0,85	0,88	1,00	6,33813	48/106	1349
350	260	315B	1780	846	6,60	1396	2,2	2,6	94,0	94,8	94,9	0,72	0,84	0,85	1,00	4,12500	19/42	1206
350	260	355M/L	1790	815	7,30	1388	2,3	2,4	92,9	94,6	95,1	0,77	0,85	0,88	1,00	7,45663	32/70	1525
400	300	315B	1780	961	6,80	1610	2,2	2,4	94,5	95,2	95,3	0,77	0,84	0,86	1,00	4,71435	19/42	1329
400	300	355M/L	1790	939	6,60	1601	2,1	2,1	93,3	94,7	95,3	0,81	0,86	0,88	1,00	9,32079	37/81	1710
450	330	315B	1780	1060	6,80	1771	2,2	2,5	94,6	95,4	95,4	0,76	0,84	0,86	1,00	5,30365	16/37	1448
*450	330	355M/L	1790	1030	7,10	1762	2,1	2,1	93,8	94,8	95,4	0,77	0,85	0,88	1,00	10,25529	38/86	1810
500	370	315B	1780	1200	6,00	1986	2,0	2,5	94,6	95,4	95,4	0,73	0,82	0,83	1,00	5,89294	29/63	1560
*500	370	355M/L	1790	1160	6,60	1975	2,1	2,2	93,9	95,0	95,4	0,79	0,83	0,88	1,00	11,1850	31/68	1900

1) Rendimiento en 220V - kVA en 220V - Rendimiento en 440V - kVA en 440V

Anexo III.

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

Aceros (MPa)	σ_B (MPa)	σ_f (MPa)	[T] (MPa)	$[\sigma]_{\text{APLAST.}}$ (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 IV.

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
		4	8,38
100	108	5	10,36
		6	12,28
		4	10,26
		8	19,73
125	133	5	12,70
		6	15,09
		4	12,73
		8	24,66
150	159	10	30,33
		4,5	18,15
		6	22,64
		8	22,79
200	219	10	36,75
		6	31,52
		8	41,63
		12	61,26

Anexo V.

Cálculo de parámetros de la bomba centrífuga.		
Datos	U/M	Valor
Caudal de la bomba. (Q)	m³/s	0,088
Densidad del agua. (ρ)	kG/m³	1000
Aceleración de la gravedad. (g)	m/s²	9,81
Altura de elevación de la bomba. (H)	m	30,5
Resultados		
Velocidad (U1)	m/s	15,42
Velocidad (U2)	m/s	24,46
Diámetro de succión. (Ds) ó (D1)	m	0,168
Ancho b1	m	0,054
Diámetro de descarga. (Dd) ó (D2)	m	0,266
Ancho b2	m	0,037
Revoluciones del motor. (n)	rpm	1750
Ángulo de entrada del impelente. (β_1)	°	20
Ángulo de salida del impelente. (β_2)	°	28
Cálculo del peso del impelente.		
U/M	Valor	
Peso de los discos del impelente. (Pd)	N	39,81
Volumen de los discos (Vd)	M³	0,00055
Espesor de los discos.	m	0,005
Peso específico del material	Kg/m³	7250
Volumen del álabe. (Val)	m³	0,0000216
Número de álabes (z).		11
Espesor del álabe.	m	0,005
Peso específico del material	Kg/m³	7250
Peso del impulsor. (Pi)	N	56,50

Anexo VI.

Cálculo de los árboles.		
Árbol de la bomba.	U/M	Valor
Momento torsor (Mt).	N-m	182
Momento flector (Mf).	N-m	150
Fuerza producto del peso del impelente (Pi).	N	56,50
Fuerza axial (Fa).	N	6791
Fuerza radial (Fr)	N	1089
Tensión de fluencia (τ_f). Ac. 45	Pa	353160000
Tensión admisible (τ_{ad})	Pa	58860000
Diámetro crítico (dc).	m	0,040
Selección de cojinetes.		
Simple succión.	U/M	Valor
Carga radial (R).	kgf	194,03
Carga axial (A).	kgf	69
Coeficiente de carga radial (x).		1
Coeficiente de carga axial (y).		0
Coeficiente de rotación del aro (ka).		1
Coeficiente de seguridad (ks).		1
Coeficiente de temperatura (kt).		1,05
Vida del cojinete.	h	2616
Carga reducida (Qc).	Kgf	30 611